

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.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗNER Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:
БЕЛЯНКИНА 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

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Тарасов П.И., Журавлев А.Г., Фурин В.О. Обоснование технологических параметров углубочного комплекса 2

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Баланчук В.Р. Использование внутрибортового перегрузочного пункта для доработки глубоких карьеров АК "АЛРОСА" 11
Семакин М.С. Линейный электропривод в карьерном подъеме 14

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Островский М.С. Фреттинг как причина снижения надежности горных машин 18

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Сысоев Н.И., Мирный С.Г., Гринько Д.А. Обоснование структуры и рациональных режимных параметров мехатронной бурильной машины 24

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Фокин А.С., Иванов С.Л., Звонарев И.Е. Экспериментальная оценка смазывающей способности консистентных смазок для горных машин 29
Васильев С.Б., Волков Е.С., Плютов Ю.А. Исследование режимов работы аэрокатанно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков 33
Шестаков В.С., Головнева Т.П. Расчет усилий в канатах экскаватора-драглайна 39
Ляпцев С.А., Потапов В.Я. Методика определения коэффициента трения качества кусков горной породы 42
Иванов И.Ю., Комиссаров А.П. Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок 45

ИНФОРМАЦИЯ

Международная научно-практическая конференция "Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений" 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 622.684:629.114

П.И. Тарасов, канд. техн. наук, зав. сектором, **А.Г. Журавлев**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., **В.О. Фурин**, канд. техн. наук, мл. науч. сотр., ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

E-mail: artjurav@yandex.ru

Обоснование технологических параметров углубочного комплекса*

Обосновано применение для отработки карьеров в условиях больших глубин особых технологических решений, направленных на максимальное сокращение вскрыши за счет управления рабочей зоной. Для проведения таких работ предложено использовать специальный углубочный комплекс, включающий гусеничный самосвал и специализированный экскаватор, способные работать на площадках с уклонами до 45 %. Рассмотрены технологические требования к ним, обоснованы параметры и сферы применения.

Ключевые слова: углубочный комплекс, гусеничный самосвал, экскаватор, карьер, технологические параметры.

P.I. Tarasov, A.G. Zhuravlev, V.O. Furin

Justification for Technological Parameters of Deepening Complex

There is proved application for working off of open-cast mines in the big depths of the special technological decisions directed on the maximum capping reduction at the expense of management by a working zone. For realization of such works it is offered to use special deepening complex including a crawler dump truck and a specialized excavator, capable to work on platforms with biases to 45 %. There are considered technology requirements to them and are proved parameters and scopes of application.

Keywords: deepening complex, crawler dump truck, excavator, pit, technological parameters.

Постоянное ухудшение горно-технических условий добычи на разрабатываемых месторождениях, связанное с понижением горных работ и необходимостью освоения новых месторождений со сложными условиями залегания, малыми запасами месторождений или низким содержанием полезного ископаемого в руде, требует разработки новых технологий добычи полезных ископаемых и соответствующего горного оборудования. Эта проблема приобрела особую остроту в последнее время для кимберлитовых месторождений АК "АЛРОСА". Для карьеров компании, которые приближаются к своему проектному контуру, а граница разведанных запасов находится ниже, и значительные запасы руды остаются в бортах или под дном карьера, актуален

вопрос увеличения полноты отработки месторождения за счет вовлечения в разработку забалансовых запасов. Кроме того, важной задачей становится поиск эффективной технологии отработки маломощных месторождений, запасы которых слишком малы для промышленного освоения с использованием применяемой технологии со вскрытием карьерного поля траншеями уклоном 8...11 % и использованием автомобильного транспорта.

Совместными исследованиями института "Якутнипроалмаз" и Института горного дела УрО РАН с привлечением отечественных машиностроительных предприятий [1–3] разработаны технология и комплекс выемочно-погрузочного и транспортного оборудования, которые позволяют вести углубку карьеров ниже первоначально установленного проектного контура.

Это становится возможным, если создать в нижней части карьера, приближающегося к проектной глубине, зону интенсивной углубки с близкими к предельным по устойчивости углами откоса рабочих и нерабочих бортов. Достигается

* Исследования выполнены в рамках государственной субсидии на реализацию комплексных проектов по созданию высокотехнологичного производства в соответствии с государственным контрактом на тему "Создание комплексной экологически безопасной инновационной технологии добычи и переработки алмазоносных руд в условиях Севера".

Варианты использования углубочного комплекса

Решаемая технологическая задача	Целесообразность использования	Обеспечиваемые преимущества	Особенности работы углубочного комплекса
Проходка разрезных траншей в ограниченном пространстве	Преимущественно на дне карьера на различных этапах его отработки	Возможность максимально углубить карьер при ограниченных размерах в плане	Максимальный уклон траншей, минимальная ширина траншей, движение без разворота в забое, работа экскаватора без формирования горизонтальной площадки
Опережающее вскрытие нижележащих горизонтов	На различных этапах отработки карьера	Гибкое управление рабочей зоной карьера для регулирования коэффициента вскрыши	
Формирование зоны интенсификации горных работ	Возможно на всех этапах отработки карьера	Поддержание высоких значений угла откоса рабочего борта	Минимизация ширины рабочих площадок, снижение протяженности съездов
Реконструкция карьера в целях увеличения глубины	Нижняя часть карьера (20...60 % по глубине, считая от дна карьера)	Увеличение глубины эффективной отработки карьера при сокращении объема вскрыши в контуре	В нижней реконструируемой части, где применение традиционного транспортного оборудования технически невозможно

это за счет повышения уклонов (в 2–4 раза) и уменьшения ширины транспортных коммуникаций и рабочих площадок. В этих условиях необходимо применять специализированное погружно-транспортное оборудование, названное "углубочным комплексом". Он представляет собой видоизмененный экскаваторно-автомобильный комплекс и включает специализированный "углубочный экскаватор" и специализированный самосвал (колесный шарнирно-сочлененный или гусеничный).

Зону карьера по глубине, в которой ведется интенсивная углубка, предложено называть "углубочной". Отличительными особенностями углубочной зоны являются повышенные уклоны автомобильных дорог и увеличенные углы откоса бортов карьера, не позволяющие по техническим возможностям и условиям безопасности вести вскрышные и добычные работы с применением традиционной универсальной горной техники.

В настоящее время исследования получили новый импульс благодаря государственной поддержке и продолжаются совместно АК "АЛРОСА", Северо-восточным федеральным университетом и Институтом горного дела УрО РАН.

Углубочный комплекс может применяться для различных технологических целей при эксплуатации карьера (табл. 1): опережающее вскрытие, реконструкция карьера в целях увеличения глубины, формирование зоны интенсификации горных работ.

Вариант доработки нижней части карьера с применением углубочного комплекса представ-

лен на рис. 1. Порядок отработки карьера наиболее рационально разделить на очереди. Карьер первой очереди целесообразно отработать с применением традиционного автотранспорта при уклонах вскрываемых выработок 8...11 %, поскольку эксплуатация углубочного комплекса связана с ограниченной производительностью при высоких эксплуатационных затратах. На завершающем этапе проводится реконструкция нижней части карьера, когда производственная мощность карьера по горной массе мала, а извлекаемое дорогостоящее полезное ископаемое без дополнительного разноса бортов на всю глубину делает целесообразным использо-

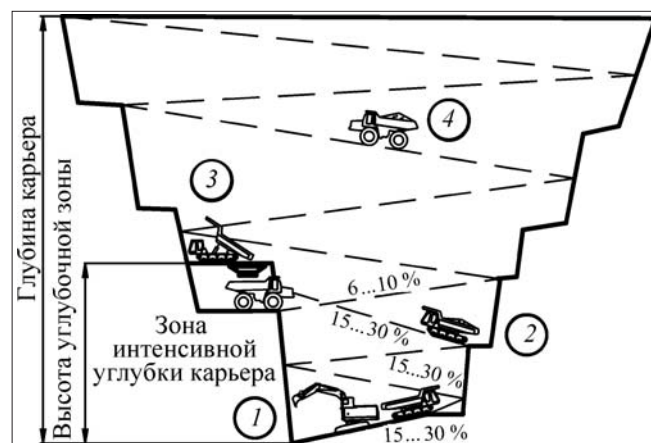


Рис. 1. Схема отработки нижней части карьера с использованием углубочного комплекса:

1 – погрузка специализированным экскаватором в гусеничные самосвалы; 2 – транспортировка гусеничными самосвалами на уклоне до 30 %; 3 – перегрузка горной массы в колесные автосамосвалы; 4 – транспортировка колесными автосамосвалами на уклонах 6...10 %

вание дорогостоящего специализированного оборудования.

На завершающем этапе проходка траншей, экскавация, погрузка ведутся специализированными экскаваторами, а для транспортировки до перегрузочного пункта на повышенных уклонах используются специализированные самосвалы. От перегрузочного пункта горная масса доставляется на обогатительную фабрику или отвал колесными автосамосвалами.

Важнейшей задачей для внедрения нового оборудования является обоснование его технологических параметров, которые должны соответствовать горно-геологическим и горно-техническим условиям кимберлитовых карьеров Якутии и, в частности, карьера "Ботуобинский".

Технологические требования к углубочному комплексу приведены ниже.

Высота подъема, м	0...300
	при средневзвешенных по объему перевозок значениях 50...100 м
Расстояние транспортирования, м	100...1500
Уклон съездов, %	До 45
Годовой объем перевозок, тыс. т:	
руда	400...1000
вскрыша	500...3000
Грузоподъемность, т	20...40
Ширина дорог, м	12...15
Температура, °С	От +40 (летом) до -60 (зимой)
Скорость на уклоне 32%, км/ч	3...6
Высота забоя	В соответствии с параметрами выемочно-погрузочного оборудования
Ширина рабочих площадок и разрезных траншей	Минимально возможная
Количество забоев в углубочной зоне	1...4
Возможность экскаватора работать непосредственно на крутой наклонной площадке	Уклон до 45 %

Технологические параметры гусеничного самосвала

Основным технологическим требованием для углубочного комплекса является повышенный преодолеваемый уклон. С этой точки зрения необходимо проанализировать опыт использования карьерного транспорта на крутых уклонах (табл. 2).

Существующими нормативами уклон ограничивается до 20 % для пневмоколесных полноприводных машин, до 15 и до 25° — для гусеничной техники в грузовом и порожняковом на-

правлении соответственно. Рассматриваемые технологические требования, с одной стороны, не имеют прямых аналогов в нормативах, с другой стороны, выходят за рамки существующих требований для отдаленных аналогов. В то же время для пневмоколесных полноприводных самосвалов действует ограничение до 20 %, тем не менее, нормативы допускают увеличение продольного уклона при достаточном технико-экономическом обосновании их применения. Так, для особых условий карьера "Удачный" были обоснованы уклоны транспортных коммуникаций для применения шарнирно-сочлененных полноприводных автосамосвалов до 25 % [4].

Возможные конструктивные схемы гусеничных самосвалов подробно рассмотрены ранее [1], и как показали исследования, наиболее предпочтительны конструкции с безразворотным движением: с разворотом оператора в кабине либо с полноповоротной платформой. Второй вариант обладает из-за возможностей конструирования меньшей грузоподъемностью, мощностью при прочих равных условиях, более низкой надежностью и усложненной конструкцией.

Скорость гусеничного самосвала определяется мощностью двигателя, величиной преодолеваемых уклонов, сложностью трассы, типом и состоянием дорожного покрытия. Установлено, что влияние состояния дорожного покрытия на скорость снижается с уменьшением скорости и увеличением продольного уклона (рис. 2). Поэтому рациональный диапазон скорости движения лежит в пределах 6...10 км/ч и достаточен для требуемой производительности гусеничного самосвала. Увеличение скорости, влекущее

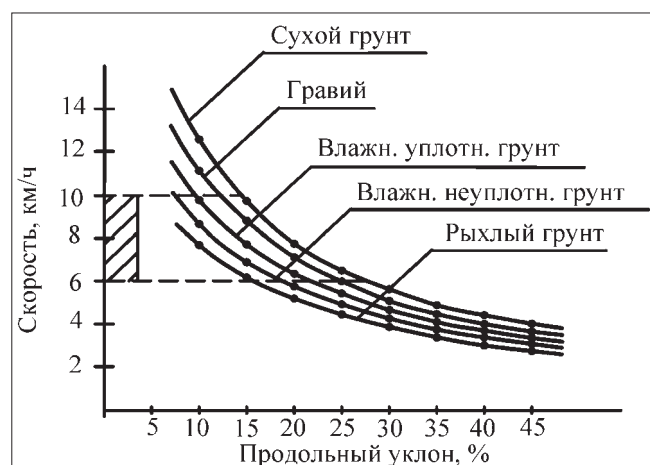


Рис. 2. Зависимость скорости гусеничного самосвала ГС-40 от продольного уклона для различных типов покрытий карьерных дорог

Применяемые в нормативах и на практике уклоны карьерных автодорог

Норматив, прецедент	Характеристика техники	Тип дороги	Уклон, %
Единые правила безопасности... [5]		Карьерные автодороги	В соответствии с действующими СНиП
Единые правила безопасности... [5]	Скреперы с гусеничной тягой	Грузовое Порожнее	15° 25°
НТП горно-добывающих предприятий черной металлургии с открытым способом разработки (ВНТП–13–1–86)	В соответствии с действующим СНиП		
НТП горно-рудных предприятий цветной металлургии с открытым способом разработки (ВНТП 35 – 86)	В соответствии с действующими СНиП "Автомобильные дороги" и ЕПБ		
СНиП 2.05.07–91* "Промышленный транспорт"	4 × 4, 6 × 6	Постоянные дороги Твердое покрытие (в груз. направл.) Грунтовое покрытие (в груз. направл.) Временные дороги Твердое покрытие Грунтовое покрытие	15...17 (16...18) 12...13 (13...14) 18...20 15...16
	4 × 2	Постоянные дороги Твердое покрытие (в груз. направл.) Грунтовое покрытие (в груз. направл.) Временные дороги Твердое покрытие Грунтовое покрытие	6...8 (7...9) 4...5 (5...6) 9...11 7...8
ГОСТ Р ИСО 3450–99 "Машины землеройные, тормозные системы колесных машин. Требования к эффективности и методы испытаний"	Землевозы с жесткой и шарнирно сочлененной рамой и массой более 32000 кг	Рабочая тормозная система (груженный автомобиль) Резервная тормозная система (груженный автомобиль) Стояночная тормозная система (груженный автомобиль)	Согласно формуле тормозного пути Не мене 15 %
В.В. Ржевский [6]	Бульдозеры	Подъем: грузовое направление порожнее направление Спуск Поперечный уклон	15...18 35...42 50 30
Горно-добывающее предприятие Marmi di Carrara Srl, нагорный мраморный карьер, г. Каррара, Италия	Сочлененные самосвалы 6 × 6	Дорожное движение раздельное для грузового и порожнего направления с односторонним движением	До 35

за собой повышение мощности, коэффициента тары и габаритов самосвала, для условий рассматриваемых кимберлитовых карьеров нецелесообразно.

Исследование влияния горно-технических условий карьеров на технические и технологические параметры гусеничных самосвалов позволило установить, что производительность гусе-

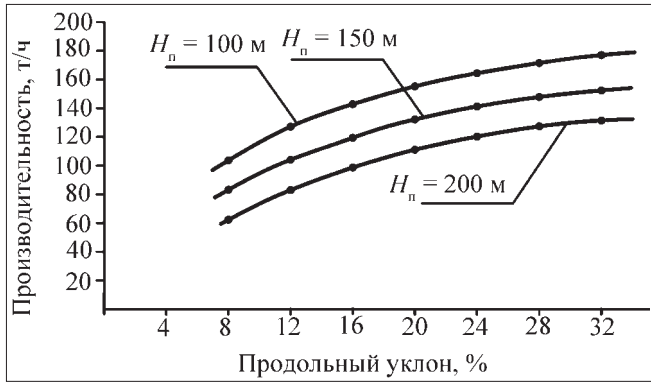


Рис. 3. Зависимость производительности гусеничного самосвала ГС-40 от продольного уклона при постоянной высоте подъема H_n

ничного самосвала (т/ч) растет с увеличением продольного уклона дороги за счет уменьшения расстояния транспортирования (рис. 3), но с увеличением высоты подъема, влекущим повышением расстояния, производительность снижается.

Следовательно, при использовании гусеничных самосвалов необходимо стремиться к минимизации горизонтальных участков автомобильных дорог и к увеличению средневзвешенного уклона. Малый уклон при одной и той же высоте подъема приведет к существенному увеличению расстояния транспортирования и, соответственно, к падению производительности самосвала.

При эксплуатации автомобильного транспорта большую долю затрат составляет расход топлива, занимающий до 30 % в себестоимости. Поэтому с использованием разработанной математической модели проведены расчеты расхода топлива за рейс и удельные затраты. Расчеты проводились по участкам различных трасс, отличающихся по протяженности и уклону съездов, затем результаты суммировались за рейс.

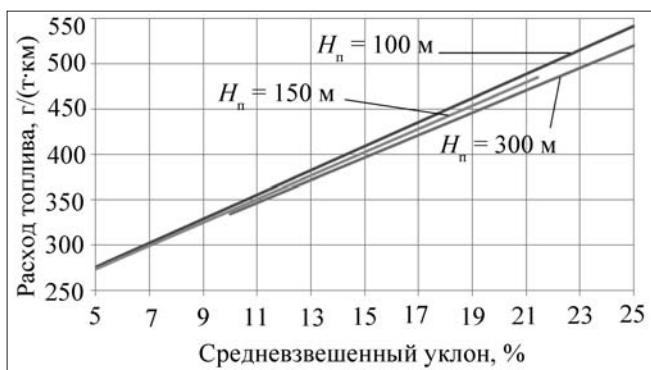


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива гусеничным самосвалом от средневзвешенного уклона трассы (H_n — высота подъема горной массы)

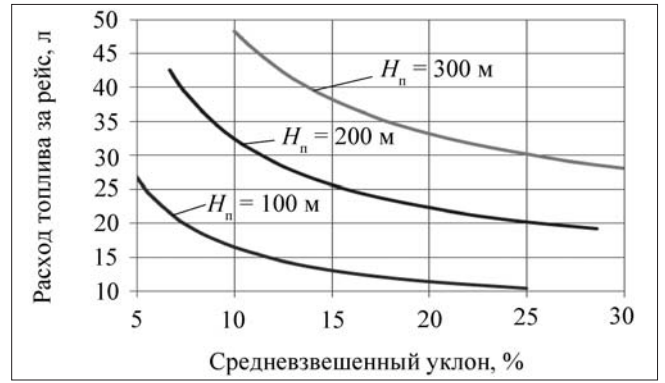


Рис. 5. Зависимость расхода топлива за рейс гусеничного самосвала от расстояния транспортирования

На рис. 4 видно, что с увеличением уклона пропорционально возрастает удельный расход топлива (г/(т·км)) и связанные с ним расходы смазочных материалов. Однако, если проанализировать расход топлива за рейс гусеничного самосвала (рис. 5), то при постоянной высоте подъема он будет уменьшаться с увеличением продольного уклона автодорог, причем при большей высоте подъема он будет больше. Это связано с тем, что на малых уклонах скорость самосвала достигает максимальной технической скорости, которая лежит в пределах 10 км/ч. При такой скорости расход топлива будет значительным. На крутых же уклонах скорость самосвала ограничивается тягово-динамическими качествами (удельной мощностью двигателя), и малая максимальная техническая скорость самосвала не играет отрицательной роли. Аналогичным образом будет изменяться и суммарное годовое потребление топлива парком самосвалов. Таким образом, гусеничный самосвал рационально использовать на малых расстояниях с максимальным уклоном автодорог.

Расчетные значения основных технологических показателей работы гусеничных самосвалов позволили рассчитать себестоимость транспортирования горной массы. Наиболее информативен показатель приведенных затрат на 1 т перевезенной горной массы (руб./т). В качестве удельных приведенных затрат принимались данные от аналогов автомобильного транспорта с учетом корректировки по условия гусеничной машины, а также прогнозные данные по эксплуатации гусеничных самосвалов, выданные предприятиями-разработчиками (ФГУП "УКБТМ", г. Нижний Тагил, и ФГУП "КБТМ", г. Омск).

Установлено, что с увеличением продольного уклона автомобильных дорог при одной и той же

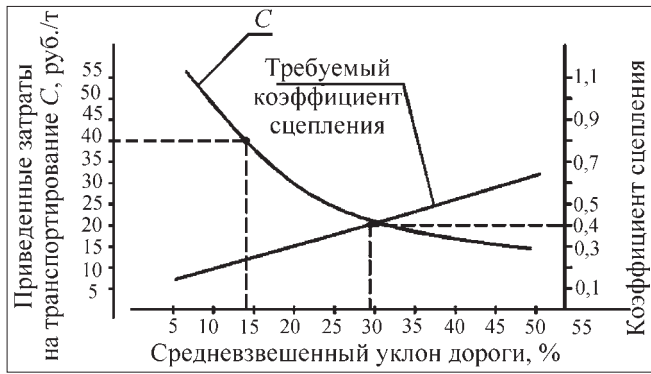


Рис. 6. Определение области эффективных значений продольного уклона для эксплуатации гусеничных самосвалов

высоте подъема себестоимость падает. С повышением высоты подъема за счет увеличения общего расстояния транспортирования себестоимость возрастает.

Снижение себестоимости объясняется уменьшением затрат на транспорт благодаря уменьшению расстояния транспортирования с повышением уклона. Рост себестоимости, соответственно, объясняется увеличением расстояния транспортирования при увеличении высоты подъема.

Учитывая, что доля затрат на транспорт в затратах на добычу полезного ископаемого составляет, как правило, более 50 %, можно сделать вывод, что итоговая себестоимость добычи полезного ископаемого будет также иметь тенденцию к снижению с увеличением продольного уклона дорог.

На основе приведенных выше результатов исследований можно сформулировать предпочтительные условия применения гусеничных самосвалов. На рис. 6 приведен пример определения предпочтительных условий применения гусеничных самосвалов для карьера на кимберлитовой трубке "Комсомольская".

Нижнее значение продольного уклона определяется по максимально допустимой себестоимости транспортирования (приведенным затратам на транспортирование 1 т горной массы) гусеничным самосвалом для конкретного предприятия, в данном случае 40 руб./т. Максимальная себестоимость определяется стоимостью товарной руды, объемами извлекаемой руды и вскрыши и затратами по другим процес-

сам добычи (буровзрывные работы, экскавация, второе звено транспорта) и представляет собой допустимые затраты на транспортирование, которые позволяют вести эффективную отработку месторождений. Как видно на графике, для рассматриваемого случая эксплуатация гусеничного транспорта на уклонах ниже 15 % экономически не выгодна.

Верхнее значение продольного уклона дороги определяется по условиям сцепления гусеницы с грунтом. Коэффициент сцепления для гусеничных машин может принимать значения из широкого диапазона 0,3...1,1. Применительно к карьерному грунту можно выделить диапазон 0,4...0,8; верхнее значение — для сухой грунтовой дороги, нижнее — для влажной неуплотненной дороги. Нижнему значению коэффициента сцепления соответствует максимальное значение продольного уклона дороги — 36 %, что при коэффициенте развития трассы 1,2 соответствует средневзвешенному уклону 30 %.

Параметры углубочного экскаватора

Работа погрузочной машины в составе углубочного комплекса должна включать подготовку рабочих площадок, экскавацию и погрузку в транспорт. Особенностью специализированного экскаватора является способность выполнять данные операции на повышенных уклонах рабочих площадок. В настоящее время для большинства выпускаемых экскаваторов в соответствии с эксплуатационной документацией допустимый уклон рабочей площадки составляет 9...12 % и определяется конструкцией опорно-поворотного устройства, установленными статическим расчетом запасами устойчивости машины, условиями смазки редукторов и другими техническими аспектами. Поэтому технология проходки крутонаклонных съездов с их использованием связана либо с формированием временных горизонтальных площадок стояния экскаватора, либо с выемкой достаточно большого объема горной массы бульдозерами с последующей пере-

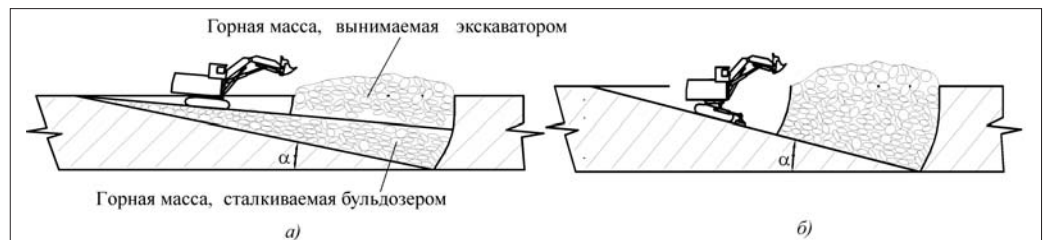


Рис. 7. Проведение крутонаклонной траншеи традиционным экскаватором и бульдозером (а) и углубочным экскаватором (б)

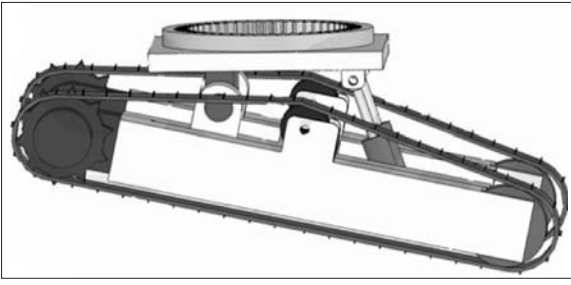


Рис. 8. Конструктивная схема горизонтирующего устройства

экскавацией и погрузкой в транспорт (рис. 7). Это снижает скорость проходки, усложняет работы в условиях ограниченного пространства нижних горизонтов карьера. В этих условиях существенным преимуществом обладает углубочный экскаватор, производящий выемку и погрузку непосредственно на крутонаклонной площадке.

Техническим решением проблемы может стать специальное горизонтирующее устройство, позволяющее устанавливать горизонтально опорно-поворотное устройство экскаватора (рис. 8). Это обеспечит следующие преимущества:

центр тяжести экскаватора сместится ближе к центру опорной поверхности, что повысит устойчивость на опрокидывание;

геометрия копания экскаватора сохранится, как будто он работает на горизонтальной площадке и не потребует конструктивной доработки; соответствующим образом сохранятся все расчетные усилия копания и устойчивость при ведении выемочно-погрузочных работ;

будет обеспечена универсальность экскаватора – он сможет работать как на горизонтальных, так и на наклонных площадках и вести как проходку траншей, так и валовую выемку.

Для обоснования рациональных параметров углубочного экскаватора графоаналитическим методом проведены расчеты усилий копания, коэффициента запаса устойчивости, высоты забоя, максимальной высоты черпания (глубины копания) и построены обобщающие графики (рис. 9). Расчеты проведены для экскаватора прямой лопаты с ковшом объемом 6 м^3 и обратной лопаты с ковшом объемом 4 м^3 . Объем ковша определяется рациональным количеством ковшей на 1 погрузку самосвала грузоподъемностью 40 т. По графикам можно для конкретных условий определить необходимые параметры рабочего оборудования экскаватора (максимальную высоту черпания). Представленные на рисунке ограничения области приемлемых значений высоты черпания (заштрихованная область) получены при следующих условиях: усилие копания

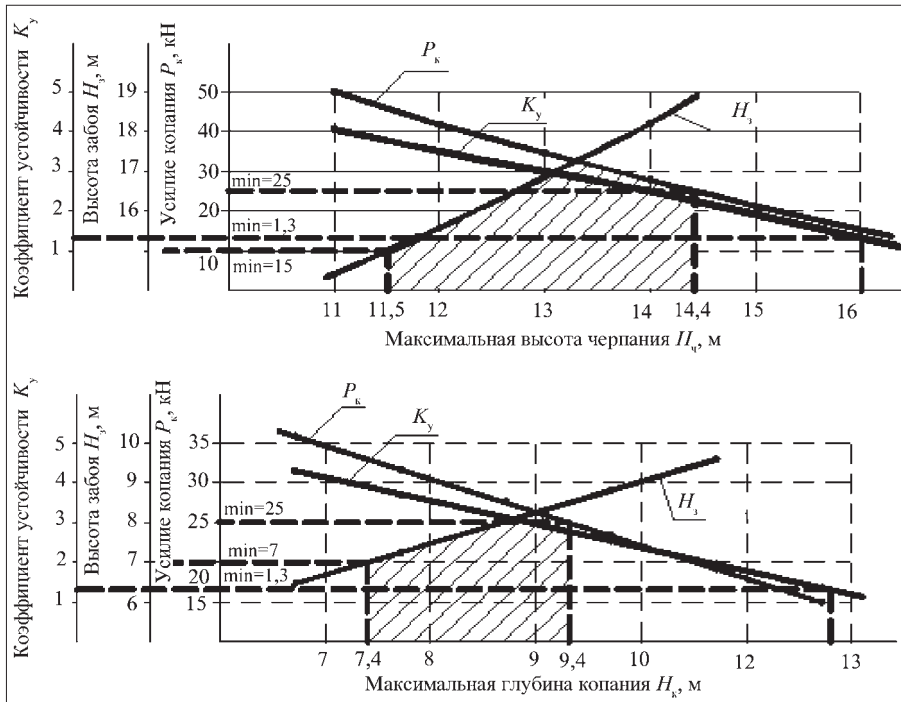


Рис. 9. Определение области рациональных значений максимальной высоты черпания специализированного экскаватора:

вверху – с рабочим оборудованием прямая лопата и ковшом объемом 6 м^3 ;
внизу – с рабочим оборудованием обратная лопата и ковшом объемом 4 м^3

для современных гидравлических экскаваторов должно быть не менее 25 кН, коэффициент запаса устойчивости для безопасной работы – не менее 1,3, минимальная высота забоя для данного типоразмера экскаваторов (для эффективной отработки 15-метровых уступов): с оборудованием прямая лопата – не менее 15 м, с оборудованием обратная лопата – не менее 7 м.

На рис. 9 видно, что диапазон рациональных значений высоты черпания исходя из приемлемых усилий копания и высоты забоя для прямой лопаты лежит в пределах 11...14 м, для обратной лопаты – 7,5...9,5 м. Запас устойчивости экскаватора позволяет вести выемку и при максимальной высоте черпания соответственно до 16 и 13 м.

Сравнение гусеничных самосвалов и колесных шарнирно-сочлененных самосвалов

При использовании углубочного комплекса возможны два варианта транспортного средства – это колесные полноприводные самосвалы и гусеничные самосвалы, рассмотренные в данной статье. Важно сравнить эффективность каждого варианта и выявить области их применения.

На примере карьера "Ботуобинский" АК "АЛРОСА" проведено сравнение производительности и необходимого парка самосвалов грузоподъемностью 40 т для обеспечения заданной производственной мощности (табл. 3).

Рассмотрены варианты трасс с различными уклонами. Видно, что производительность шарнирно-сочлененных самосвалов при уклонах автодорог до 20 % выше, чем гусеничных, а при уклонах более 20 % ниже. При этом производительность шарнирно-сочлененных самосвалов при высоте подъема 300...580 м изменяется в пределах 400...230 тыс. т/год, производительность гусеничного самосвала в пределах высот подъема 300...390 м изменяется от 524 до 270 тыс. т/год. Таким образом, в вариантах с более крутыми уклонами выгоднее применять гусеничные самосвалы, а при относительно небольших уклонах целесообразно использовать полноприводные колесные самосвалы.

Для сравнения экономической эффективности применения гусеничных и полноприводных колесных самосвалов при доработке карьера проводились расчеты основных экономических показателей применительно к кимберлитовому карьере "Комсомольский" Айхальского ГОКа в Западной Якутии. Для оценки эффективности инвестиционного проекта использовались чис-

тый дисконтированный доход (ЧДД) и срок окупаемости.

Расчет выполнялся для двух вариантов доработки карьера. Транспортирование горной массы по первому варианту ведется со дна карьера до горизонта отметки 400 м гусеничными самосвалами грузоподъемностью 40 т, далее производится перегрузка в автосамосвалы БелАЗ-7548 грузоподъемностью 42 т. По второму варианту транспортирование до отметки 400 м ведется шарнирно-сочлененными самосвалами САТ-740 грузоподъемностью 40 т, далее, так же как и в первом варианте, автосамосвалами БелАЗ-7548 на борт карьера. Исходными данными для расчетов послужили предпроектные проработки института "Якутнипроалмаз" по применению новой технологии с использованием крутонаклонных съездов для доработки кимберлитовых карьеров.

В расчетах использовались результаты совместных исследований института "Якутнипроалмаз" и ИГД УрО РАН в области доработки карьеров открытым способом.

Для обоих вариантов подтверждена финансовая реализуемость проектов внедрения гусеничных самосвалов и самосвалов с шарнирно-сочлененной рамой для доработки карьера "Комсомольский" (рис. 10). Оба варианта за счет того, что осуществляется доработка уже существующего карьера первой очереди, окупаются на первом году реализации проекта.

По результатам расчетов необходимо заметить, что экономический эффект при использовании гусеничных самосвалов достигается в случае, когда за счет увеличения продольного уклона дорог удается увеличить объем добываемой руды при незначительном увеличении объемов вскрыши. Если же объемы руды и вскрыши рав-

Таблица 3

Производительность транспортного оборудования в углубочной зоне карьера "Ботуобинский"

Показатели	Шарнирно-сочлененный самосвал				Гусеничный самосвал			
	До 15	До 15	До 15	До 25	До 15	До 15	До 30	До 45
Объем перевозок, тыс. т	3800							
Уклон съездов, %	До 15	До 15	До 15	До 25	До 15	До 15	До 30	До 45
Высота подъема, м	580	390	300	300	390	300	300	300
Расстояние транспортирования, км	6656	4050	2830	1970	4050	2830	1600	1350
Количество рейсов одного автосамосвала в смену	6,82	9,66	11,91	12,68	7,82	10,40	14,03	15,17
Производительность одного самосвала в сутки, т	798	1130	1393	1484	938	1248	1683	1821
Производительность одного самосвала в год, тыс. т	230	326	401	427	270	359	485	524
Парк самосвалов всего, ед.	17	12	10	9	15	11	8	8

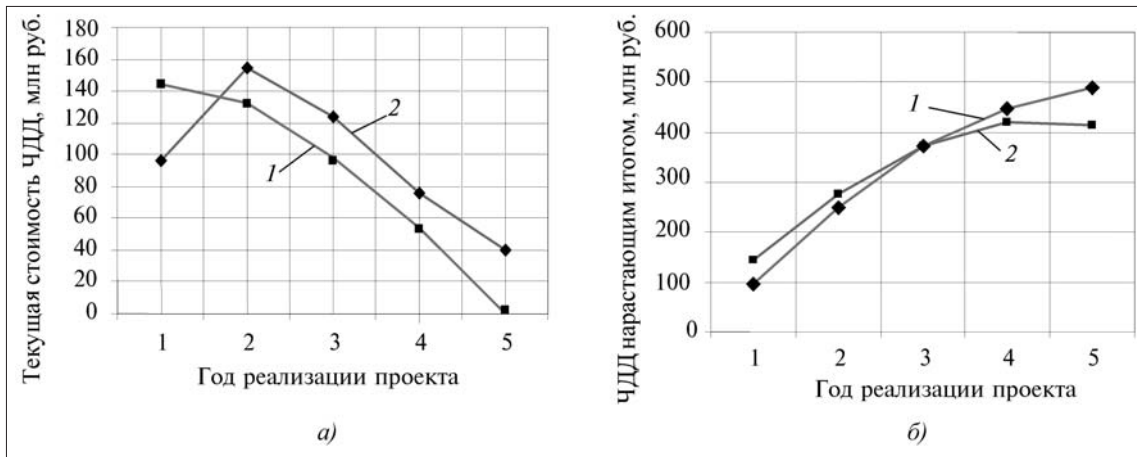


Рис. 10. Финансовый профиль проекта:
 а – изменение ЧДД по годам реализации проекта; б – нарастающим итогом;
 1 – шарнирно-сочлененные самосвалы; 2 – гусеничные самосвалы

ны при использовании гусеничных и шарнирно-сочлененных самосвалов, то использовать гусеничные самосвалы экономически менее выгодно из-за высоких эксплуатационных затрат.

Таким образом, для достижения максимального эффекта необходимо полностью использовать преимущества гусеничного самосвала – максимально увеличить уклон транспортных коммуникаций. При этом будет максимально сокращен объем вскрыши и добыто максимально возможное количество полезного ископаемого.

Список литературы

1. **Конструктивные** схемы гусеничных самосвалов для работы в карьерах с повышенными уклонами выработок / П.И. Тарасов,

А.В. Глебов, В.О. Фурин, А.Г. Ворошилов, С.В. Лобанов, В.М. Неволин // Горная промышленность. 2008. № 2. С. 63–68.

2. **Схемы** вскрытия и отработки глубоких горизонтов алмазных карьеров крутонаклонными выработками / А.С. Чадаев, А.Н. Акишев, В.А. Бахтин, С.Л. Бабаскин // Горная промышленность. 2008. № 2. С. 71–74.

3. **Конструктивные** схемы карьерных гусеничных самосвалов / В.Б. Домнин, В.М. Неволин, А.В. Бесчастный // Горная промышленность. 2008. № 2. С. 69–71.

4. **Временные** рекомендации по безопасной эксплуатации шарнирно-сочлененных самосвалов на крутых уклонах, на горных работах АК "АЛРОСА" (ЗАО) /ИГД УрО РАН: Екатеринбург, 2008. 10 с.

5. **Единые** правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом. ПБ 03-498-02 / Госгортехнадзор России. М., 2003. 145 с.

6. **Ржевский В.В.** Открытые горные работы. В 2-х частях. М.: Недра, 1985.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

12–14 октября 2011 г. в г. Екатеринбурге проводится IV УРАЛЬСКИЙ ГОРНО-ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ

выставочно-конгрессное мероприятие, объединяющее научно-технические конференции, "круглые столы" и специализированную выставку

ГОРНОЕ ДЕЛО: ТЕХНОЛОГИИ. ОБОРУДОВАНИЕ. СПЕЦТЕХНИКА при поддержке:

- Российского фонда фундаментальных исследований
- Уральского отделения Российской академии наук
- НП «Горнопромышленная ассоциация Урала»
- Уральского государственного горного университета

Контакты:

Институт горного дела УрО РАН www.igduran.ru

Компания "ЭкспоГрад". Тел.: +7(343)202-04-84; 200-32-12

e-mail: expo@expograd.ru, www.expograd.ru

УДК 622.684:656.073.23

В.Р. Баланчук, мл. науч. сотр., ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

E-mail: v.balanchuk@yandex.ru

Использование внутрибортowego перегрузочного пункта для доработки глубоких карьеров АК "АЛРОСА"

Рассматривается новая технологическая схема перегрузочного пункта для разработки кимберлитовых трубок специализированным карьерным транспортом, которые учитывали бы специфические особенности ведения горных работ.

Ключевые слова: перегрузочный пункт, глубокие карьеры, сохранение рабочего пространства, комбинированные открыто-подземные выработки.

V.R. Balanchuk

Exploitation of Ramp Inside Reloading Points in Finalizing of Alrosa's Deep Pits

New technological scheme of reloading system for exploitation of kimberlite pipes by specialized open cast mine transport which should consider specific peculiarities of open pit conducting are described in the article.

Keywords: reloading systems, depth open pits, working space saving, mixed open-underground production.

При отработке крутопадающих залежей полезных ископаемых на большую глубину необходимо решать вопрос сохранения эффективности транспорта. Для снижения объемов вскрышных работ необходимо применять в нижней части карьера автосамосвалы малой грузоподъемности, а в верхней – магистральный автотранспорт большой грузоподъемности для снижения себестоимости перевозок на значительное расстояние. Как показали исследования института "Якутнипроалмаз" [1], в нижней части эффективно применять крутонаклонные съезды для увеличения углов откоса бортов карьера. В этом случае необходимо организовать перегрузку в карьере. В условиях ограниченного пространства в карьере нецелесообразно резервировать место под перегрузочный пункт, что вызовет либо дополнительный разнос бортов, либо консервирование целиков, поскольку это может нивелировать положительный эффект от применения крутонаклонных съездов.

Пункт перегрузки горной массы служит связующим звеном, соединяющим различные виды транспорта в единую технологическую схему. От выбора способа перегрузки горной массы и конструкции перегрузочного пункта зависят производительность и ритмичность работы горно-транспортного комплекса в целом.

В условиях глубоких карьеров, обрабатывающих крутопадающие залежи полезных ископаемых, ИГД УрО РАН предлагается применять внутрибортовой перегрузочный пункт, обеспечивающий заданную производительность эксплуатируемых видов специализированного транспорта. Основным преимуществом такого технологического решения является снижение объема горно-капитальных работ за счет размещения перегрузочного пункта в подземных выработках в борту карьера [2].

Внутрибортовой перегрузочный пункт (рис. 1) состоит из разгрузочной камеры сборочного транспорта 1, устройства дробления негабарита 2, аккумулирующего рудоспуска 3, загрузки

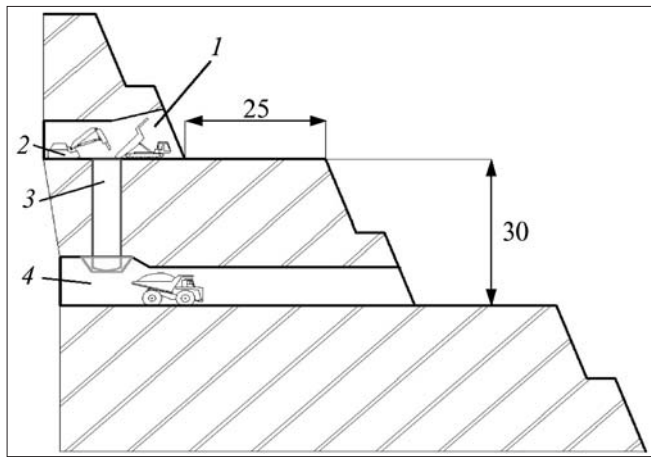


Рис. 1. Схема внутрибортового перегрузочного пункта

зочной камеры магистрального транспорта с вибровыпуском 4.

Сборочный транспорт разгружается в разгрузочной камере 1, где взорванная горная масса попадает в аккумулирующий рудоспуск 3 через колосниковый грохот. Горная масса, превышающая размер секции колосникового грохота, дробится устройством для дробления негабарита 2. Накопленная горная масса из рудоспуска загружается вибропитателем типа ВПУ-3К, ВВДР-5, ГПТ-1 в загрузочной камере 4.

Для подъезда к загрузочной камере могут использоваться несколько схем подземных транспортных коммуникаций (рис. 2).

Приняв стоимость 1 м^3 проходки транспортных коммуникаций для загрузочной камеры внутрибортового перегрузочного пункта 1000 руб./м^3 , можно получить стоимость проходки коммуникаций по вариантам, представленным на рис. 2, и стоимость проходки разгрузочной камеры для гусеничного самосвала грузоподъемностью 40 т.

На рис. 3 и 4 более детально представлен узел внутрибортового перегрузочного пункта для условий трубки "Комсомольская". Высота рудоспуска составляет 34 м, угол откоса бортов – 70° . При диаметре рудоспуска 5 м и высоте в 34 м запас горной массы перегрузочного пункта составит

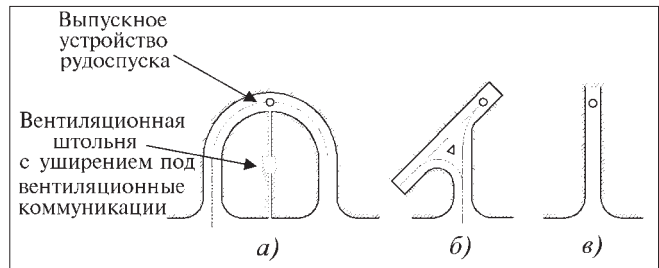


Рис. 2. Схемы транспортных коммуникаций для загрузочной камеры

Таблица 1

Стоимость проходки транспортных коммуникаций по вариантам рис. 2

Выработки	Объем, м^3	Полная стоимость проходки, тыс. руб.
Вариант а)	14179	14 179
Вариант б)	11001	11 001
Вариант в)	6201	6 201
Разгрузочная камера	799	798

5...6 рейсов магистрального самосвала грузоподъемностью 130 т при условии полного заполнения рудоспуска. Количество рейсов одного гусеничного самосвала [3] с кузовом геометрическим объемом 18 м^3 , необходимое для заполнения такого аккумулирующего рудоспуска, составляет 35 рейсов.

Для выпуска руды из рудоспуска для условий карьера "Комсомольский" был принят тяжелый вибропитатель ГПТ-1м, модифицированный под загрузку самосвала грузоподъемностью 130 т кусками руды, не превышающими в диаметре 1 м.

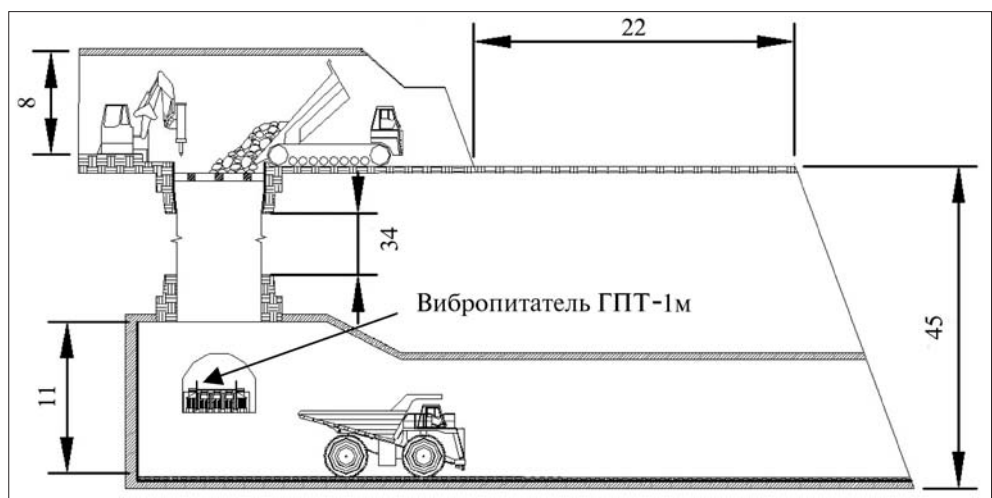


Рис. 3. Внутрибортовой перегрузочный пункт в поперечном разрезе

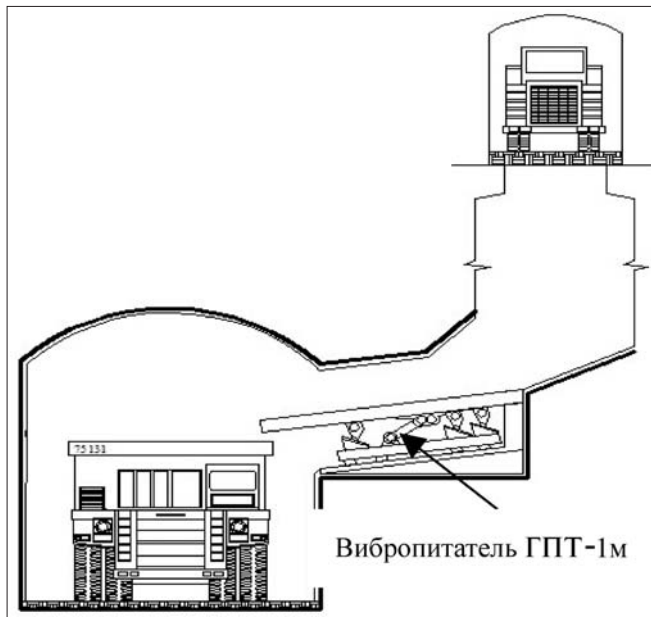


Рис. 4. Внутрибортовой перегрузочный пункт во фронтальном разрезе

Для определения оптимального диаметра рудоспуска и его высоты была выведена зависимость количества загружаемых самосвалов грузоподъемностью 130 т от параметров рудоспуска (рис. 5).

При использовании самосвалов меньшей грузоподъемности при тех же высоте уступа и диаметре рудоспуска их требуемое количество возрастает.

Диаметр рудоспуска от 1 до 10 м выбирается с учетом горно-технических условий карьера и применяемых моделей самосвалов.

Предлагаемая технология устройства внутрибортового перегрузочного пункта целесообразна при доработке глубинной части карьеров ограниченной в плане, при невозможности консер-

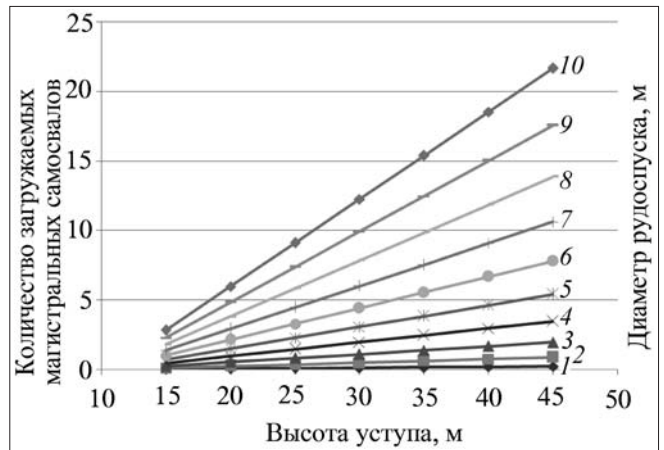


Рис. 5. Влияние диаметра рудоспуска и его высоты на количество загружаемых магистральных самосвалов:

1–10 – соответствуют диаметру рудоспуска

вации целиков или отсутствия свободного пространства на транспортных бермах.

Расчетная экономическая модель организации внутрибортового перегрузочного пункта для карьера "Комсомольский" показывает, что его внедрение эффективно при доработке глубинных запасов карьера сроком более 6 лет.

Список литературы

1. **Транспортный** комплекс акционерной компании "АЛРОСА" / И.В. Зырянов // Горный журнал. 2005. № 7. С. 114–118.
2. **Технологические** особенности и перспективы применения троллейбусов на горных предприятиях / П.И. Тарасов, А.П. Тарасов // Горная промышленность. 2008. № 1(77). С. 54–56.
3. **Конструктивные** схемы гусеничных самосвалов для работы в карьерах с повышенными уклонами в выработках / П.И. Тарасов, В.О. Фурин, А.Г. Ворошилов, С.В. Лобанов, В.М. Неволин // Горная промышленность. 2008. № 2(78). С. 64–66.

М.С. Семакин, доктор-инженер, специалист по горным машинам и комплексам, независимый консультант, г. Берлин, Германия

E-mail: sem.m@mail.ru

Линейный электропривод в карьерном подъеме^{НГ*}

Приведены результаты расчетов движущих усилий карьерного канатного подъемника с линейным индукционным двигателем в роли подъемной машины при различных углах наклона участков его трассы, позволяющих достичь статического и динамического уравнивания.

Ключевые слова: карьерный канатный подъемник, линейный индукционный двигатель.

M.S. Semakin

Linear Induction Engine in Opencast Hoisting

In article results of computing of propelling force of opencast rope hoist with the linear induction engine in the role of the winder at different angle of obliquity of paths of its track with effect a static and dynamic balancing are given.

Keywords: opencast rope hoist, the linear induction engine.

В работах [1, 2] описаны предложения по использованию в карьерном канатном подъемнике вместо привычной подъемной машины серийного магистрального или промышленного электровоза. Причем наиболее благоприятными условиями для этого являются применение на предприятии в качестве внешнего — железнодорожного транспорта и наличие в связи с этим парка электровозов и тяговой сети, а также развитое путевое хозяйство на поверхности. Такая необычная компоновочная схема позволяет, *во-первых*, вполне доступным методом, за счет придания рельсовому пути профиля, соответствующего кинематическому режиму подъемника, достичь максимального статического и динамического уравнивания подъемной системы, что обуславливает значительное снижение энергозатрат на подъем, уменьшение установленной мощности привода и повышение общего КПД.

Во-вторых, не изменяющееся в процессе подъемной операции расстояние между подъемным сосудом и тяговым агрегатом позволяет использовать многоканатный тяговый орган со всеми его преимуществами. При этом, что очень важно, если в обычном многоканатном подъемнике уравнивающее устройство (устройство, распределяющее нагрузку между всеми головными канатами равномерно) располагается на подъемном сосуде, увеличивая общую концевую

нагрузку, то здесь это устройство установлено на локомотиве. *В-третьих*, все традиционные подъемные установки оснащены канатами постоянного сечения (одноканатные) и неизменным их числом (многоканатные), что ограничивает высоту подъема по условию их прочности. При отсутствии в локомотивном подъемнике органа навивки каната появляется возможность использовать тяговый орган с уменьшающимся в сторону подъемного сосуда числом канатов.

К серьезным недостаткам локомотивного подъемника следует отнести использование в роли подъемной машины конструктивно очень сложной и дорогостоящей машины, по своим характеристикам мало отвечающей кинематическому и динамическому режимам подъемного цикла, а также зависимость силы тяги, развиваемой локомотивом, от внешних условий, в первую очередь, метеорологических, и потеря тягового усилия вследствие уменьшения нормальной составляющей сцепного веса локомотива особенно при больших величинах уклонов участков трассы, спрофилированной с учетом изменения движущего усилия. *Наконец*, большое число вращающихся элементов и деталей локомотива (роторы двигателей, зубчатые колеса редукторов, колесные пары), обладающих высоким маховым моментом, создает напряженный динамический режим в периоды неустановившегося движения подъемной системы.

Изложенное и привело к идее использовать вместо локомотива линейный индукционный

* Символом НГ обозначены статьи, поступившие с Недели горняка — 2011.

привод [3]. В отличие от ротационного линейный электродвигатель не нуждается в механических силовых передачах, имеет повышенную пусковую силу тяги, причем последняя не зависит от сил сцепления, уклона трассы и погодных условий. Известно большое число вариантов выполнения такого двигателя. В результате предварительного анализа выбор был сделан в пользу привода в виде подвижного индуктора, взаимодействующего с ротором, выполненным, например, из одной или двух ниток рельсов, уложенных подошвой вверх, или реактивной полосы, размещенной между рельсами. Питание обмоток индуктора может осуществляться от одно- или трехфазной контактной сети переменного тока без преобразовательных подстанций или от сети постоянного тока.

В целях оценки возможности и эффективности применения такого рода карьерного подъемника выполнены расчеты основных его параметров для нескольких возможных вариантов применительно к следующим условиям: угол наклона трассы подъемного сосуда $\alpha = 43^\circ$, собственная масса скипа $G_0 = 34,5$ т, полезная масса скипа $G = 40$ т, линейная масса подъемного каната $p = 20,4$ кг, наклонная высота подъема $L = 613$ м, установившаяся скорость движения $v = 7$ м/с, ускорение $a_1 = 0,75$ м/с², замедление $a_3 = -0,75$ м/с². Масса индуктора $P = 180$ т (состоит из трех сочлененных секций по 60 т) принята из соображений минимизации общего угла наклона его трассы [4]. Буквой β с индексами, соответствующими номерам характерных точек трассы индуктора, обозначены углы наклона ее участков. Местоположение характерных точек установлено общепринятым методом. Диаграмма скорости – трапецеидальная.

Вариант А. Статически уравновешенный подъемник с расположением индуктора на земной поверхности

Расчетный профиль трассы индуктора изображен на рис. 1. Статическое уравновешивание имеет своей целью поддержание на одном уровне статической нагрузки на привод в течение всей операции подъема груженого скипа и спуска порожнего. Теоретически эта цель достигается путем непрерывного изменения угла наклона трассы индуктора по ее длине.

В любой n -й точке трассы, где в рассматриваемый момент времени находится ин-

дуктор, и отстоящей от его крайнего верхнего положения на расстоянии x (соответствует пройденному пути подъемного сосуда от начального его положения в пункте погрузки к этому же моменту времени), угол наклона должен быть β_n .

Общее динамическое уравнение подъемной системы имеет вид

$$F = \pm g[(G + G_0) + p(L - x) \sin \alpha + [(G + G_0)f_1 + p(L - x)f_2] \cos \alpha \mp g(px + P) \sin \beta_n + g(px f_2 + P f_1) \cos \beta_n + ma, \text{ Н},$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты сопротивления движению соответственно скипа и индуктора и головного каната; m – масса подъемной системы. Верхний знак принадлежит фазе подъема груженого скипа, нижний – фазе спуска порожнего.

Пренебрегая, как принято в таком случае, вредными сопротивлениями, статические нагрузки в каждой характерной точке во время подъема груженого скипа $F_{\text{ст.п}}$ и во время спуска порожнего $F_{\text{ст.с}}$ определяются из выражений

$$F_{\text{ст.п}} = g[G_0 + G + p(L - x) \sin \alpha - g(P + px) \sin \beta;$$

$$F_{\text{ст.с}} = g[(P + px) \sin \beta_n - G_0 \sin \alpha - p(L - x) \sin \alpha.$$

Принимая во внимание, что эти нагрузки в каждой точке при подъеме груженого и спуске порожнего скипов, согласно поставленной цели, должны быть равны, получим формулу для расчета угла β_n :

$$\beta_n = \arcsin[G_0 + 0,5G + p(L - x)] \sin \alpha (P + px)^{-1}.$$

Основные расчетные параметры статически уравновешенного подъемника приведены в табл. 1. На рис. 1, б представлена диаграмма движущего усилия (вариант А).

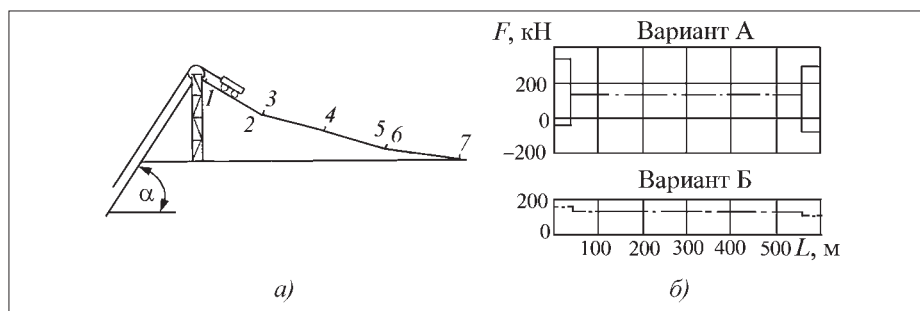


Рис. 1. Расчетный профиль трассы индуктора на земной поверхности (а) и диаграммы движущих усилий (б)

* На всех диаграммах сплошная линия соответствует фазе подъема груженого скипа; пунктирная – фазе спуска порожнего; штрихпунктирная – движущее усилие на участках, где его значения равны в обеих фазах.

Расчетные параметры статически уравновешенного подъемника

Показатели	Характерные точки трассы						
	1	2	3	4	5	6	7
Расстояние от пункта погрузки, м	0	32,7	32,7	306,5	580,3	580,3	613,0
Угол наклона трассы, °	14,707	14,502	14,502	12,853	11,310	11,310	11,133
Статическая нагрузка, кН*	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$
Динамическая нагрузка, кН	$\frac{200,254}{-170,254}$	$\frac{200,254}{-170,254}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{200,254}{-170,254}$	$\frac{200,254}{-170,254}$
Движущее усилие, кН	$\frac{334,062}{-36,446}$	$\frac{334,062}{-36,446}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{-66,446}{304,062}$	$\frac{-66,446}{304,062}$

* Здесь и далее в таблицах в числителе приведены значения при подъеме груженого скипа, в знаменателе – при спуске порожнего.

Вариант Б. Динамически уравновешенный подъемник

Инерционные нагрузки, действующие на подъемную систему во время неустановившегося движения и обусловленные массой вращающихся и поступательно перемещающихся ее элементов, увеличивают (в период разгона) или уменьшают (в период останова) движущее усилие. При больших массах конечного груза и высоких ускорениях движущее усилие в первый период диаграммы скорости может оказаться чрезмерно большим. Уменьшить его можно путем снижения статической нагрузки в этот период, чего, в свою очередь, можно добиться дополнительным увеличением угла наклона трассы индуктора на участке, соответствующем этому периоду. Возрастающая вследствие этого тангенциальная составляющая силы веса индуктора снижает статическую нагрузку подъемной системы, что и позволяет при том же динамическом сопротивлении снизить движущее усилие. Определить необходимый угол наклона β_1 начального для фазы

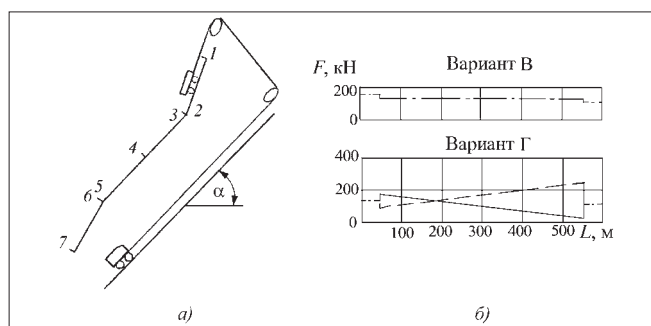


Рис. 2. Расчетный профиль трассы индуктора на борту карьера (а) и диаграммы движущих усилий (б)

подъема груженого скипа участка трассы индуктора (конечного для фазы спуска порожнего) можно из условия равенства движущих усилий в этой точке в обеих фазах

$$g[G_0 + G + p(L-x)]\sin\alpha + m_1 a_1 - g(P + px)\sin\beta_1 = \\ = g(P + px)\sin\beta_1 - m_2 a_3 - g[G_0 + p(L-x)\sin\alpha,$$

Таблица 2

Расчетные параметры динамически уравновешенного подъемника

Показатели	Характерные точки трассы						
	1	2	3	4	5	6	7
Угол наклона трассы, °	21,026	20,790	14,502	12,853	11,310	5,107	4,930
Статическая нагрузка, кН	$\frac{-51,446}{319,062}$	$\frac{-51,446}{319,062}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{319,054}{-51,448}$	$\frac{139,059}{-51,448}$
Динамическая нагрузка, кН	$\frac{200,254}{-170,254}$	$\frac{200,254}{-170,254}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{-200,254}{170,254}$	$\frac{-200,254}{170,254}$
Движущее усилие, кН	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{118,805}{118,806}$	$\frac{118,805}{118,805}$

Расчетные параметры уравновешенного подъемника с индуктором на борту карьера

Показатели	Характерные точки трассы						
	1	2	3	4	5	6	7
Угол наклона трассы, °	67,580	65,033	48,053	37,665	30,200	19,891	19,199
Статическая нагрузка, кН	$\frac{37,988}{229,628}$	$\frac{37,988}{229,628}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{229,628}{37,988}$	$\frac{229,628}{37,988}$
Динамическая нагрузка, кН	$\frac{110,820}{-80,820}$	$\frac{110,820}{-80,820}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{-110,820}{80,820}$	$\frac{-110,820}{80,820}$
Движущее усилие, кН	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{133,808}{133,808}$	$\frac{118,808}{118,808}$	$\frac{118,808}{118,808}$

Таблица 4

Расчетные параметры подъемника с наклоном участка трассы периода установившегося движения, равным наклону трассы скипа

Показатели	Характерные точки трассы						
	1	2	3	4	5	6	7
Угол наклона трассы, °	67,580	65,033	43,000	43,000	43,000	19,088	18,409
Статическая нагрузка, кН	$\frac{37,988}{229,628}$	$\frac{37,988}{229,628}$	$\frac{170,163}{97,452}$	$\frac{95,424}{172,191}$	$\frac{20,685}{246,930}$	$\frac{229,628}{37,988}$	$\frac{229,628}{37,988}$
Динамическая нагрузка, кН	$\frac{110,820}{-80,820}$	$\frac{110,820}{-80,820}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{-110,820}{80,820}$	$\frac{-110,820}{80,820}$
Движущее усилие, кН	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{148,808}{148,808}$	$\frac{170,163}{97,452}$	$\frac{95,424}{172,191}$	$\frac{20,685}{246,930}$	$\frac{118,808}{118,808}$	$\frac{118,808}{118,808}$

где m_1 и m_2 – масса подъемной системы с грузе-ным и порожним скипом,

$$\beta_1 = \arcsin[g(G_0 + 0,5G + pl - px)\sin\alpha + a_1 m_1 + a_3 m_2][g(P + px)]^{-1}.$$

Аналогично определяются углы наклона в любой точке участков трассы в периоды разгона и останова подъемной системы.

Результаты расчетов параметров этого варианта подъемника приведены в табл. 2, а диаграмма движущего усилия – на рис. 1, б (вариант Б).

Вариант В. Статически и динамически уравновешенный подъемник с трассой индуктора на борту карьера

На рис. 2 приведена расчетная схема подъемника с расположением трассы индуктора рядом с рельсовым путем подъемного сосуда. С учетом уже известного угла наклона подъемника (43°) расчетная масса индуктора принята 60 т.

Здесь также достигается полное статическое и максимальное динамическое уравновешивание подъемной системы (табл. 3 и рис. 2, б, вариант В). Однако если расположение индуктора на земной поверхности (см. рис. 1, б, варианты А и Б) все же позволяет построить его трассу с очень сложным профилем, например, из вскрышных

пород, то сделать это на борту карьера практически нереально. В таком случае возможен еще один вариант подъемника.

Вариант Г. Подъемник с углом наклона участка трассы индуктора, соответствующего установившемуся движению, равным углу наклона трассы подъемного сосуда

В этом случае углы участков, на которых скип движется с ускорением или замедлением, определяются расчетом. Результаты вычислений сведены в табл. 4, а диаграмма движущего усилия изображена на рис. 2, б (вариант Г). При таком профиле трассы индуктора достичь статического уравновешивания невозможно, а вот динамическое уравновешивание осуществимо.

На основе анализа результатов расчетов и диаграмм движущих усилий представляется целесообразным применение в карьерном канатном подъемнике линейного индукционного привода, при этом наиболее приемлемой компоновочной схемой является вариант с размещением трассы индуктора на земной поверхности.

Список литературы

1. Семакин С.Д., Семакин М.С. Патент, RU № 2 022 905 С1.
2. Семакин С.Д., Семакин М.С. Патент, RU № 2 051 856 С1.
3. Semakin S. Offenlegungsschrift, DE 10 2004 040 544 A1.
4. Васильев М.В. Комбинированный транспорт на карьерах. М.: Недра, 1975.

УДК 620.194; 621.891

М.С. Островский, д-р техн. наук, проф., МГГУ

E-mail: kaftmr@msmu.ru

Фреттинг как причина снижения надежности горных машин^{НГ}

Рассмотрены особенности фреттинга как специфического вида поверхностного разрушения. Проанализированы причины возникновения фреттинга и указаны его вредные последствия в типовых узлах горных машин. Обсуждены механизм фреттинга и его основные закономерности. Приведены способы защиты от фреттинга.

Ключевые слова: горные машины, контактные взаимодействия, вибрация, фреттинг, трибомониторинг, фреттин-гостойкость, механизм фреттинга.

M.S. Ostrovsky

Fretting as a Reason of Reduced Reliability of Mining Machines

Examined special character of fretting as kind surface damage. Presented analysis of reason appearance fretting and discussed harmful sequels in typical connection of machines. Discussed nature of fretting and its basically dependences. Discussed methods protection from fretting.

Keywords: mining equipment, contact interaction, vibration, fretting, tribomonitoring, resistance fretting, essence of fretting.

Надежность горных машин, одной из особенностей которых являются повышенные динамические нагрузки, во многом обусловлена процессами, происходящими в зоне контакта сопряженных деталей.

К числу таких процессов относится фреттинг (от английского слова to fret – разъедать, подтачивать). Фреттинг (часто фреттинг-коррозия) – это специфический вид поверхностного разрушения, возникающий на контактирующих поверхностях сопряженных деталей при их циклических микропроскальзываниях, создаваемых вибрацией. Причем причины вибраций могут быть различными. Они могут генерироваться самой машиной, могут создаваться другими близрасположенными агрегатами, а могут возникать при транспортировке, либо из-за микросейсмов земной поверхности.

Величина относительных микроперемещений между сопряженными поверхностями, достаточная для возникновения фреттинга, мала. По данным одного из первых исследователей фреттинга Томлинсона (G. Tomlinson, 1939 г.), ее значение составляет несколько нанометров [1].

Известно, что при фреттинге значительно ухудшается качество поверхности детали [1]. Существенно ухудшаются параметры шероховато-

сти, возможно возникновение глубоких каверн, идущих вглубь поверхностных слоев на 200 мкм и более. Наблюдается разупрочнение структуры поверхностных слоев и часто обнаруживаются ярко выраженные следы коррозии.

Развитие фреттинг-коррозии в узлах машин может вызывать следующие негативные последствия:

- повышение интенсивности изнашивания в парах трения, работающих с периодическими остановками в рабочем цикле машины;
- снижение усталостной прочности деталей, подверженных фреттингу;
- нарушение точности и прочности посадок;
- потеря плавности хода и возможность заклинивания в парах трения, предназначенных для точных перемещений, и др.

Типовыми деталями и сборочными единицами машин и агрегатов, в которых чаще всего возникает фреттинг, являются: подшипники качения, муфты, фланцы, зубчатые передачи, шарнирные соединения, вариаторы, шлицевые и шпоночные соединения, болтовые и заклепочные соединения, замки лопаток турбин, канаты, клапаны и золотники гидросистем, толкатели кулачковых механизмов, рессоры и др.

Известны случаи, когда наблюдался полный выход из строя вообще не работавшего оборудования в результате фреттинга, возникающего при транспортировании или хранении вследствие микросейсмических воздействий [1].

Фреттинг, как по своему внешнему проявлению, так и по закономерностям обладает рядом отличительных особенностей по сравнению с другими видами поверхностного разрушения. К числу таких особенностей, например, относятся следующие:

- скорость относительного перемещения контактирующих поверхностей в условиях фреттинга существенно меньше по сравнению со скоростью при обычном трении скольжения. Среднее значение скорости при фреттинге в типичном случае составляет 1...10 мм/с;

- относительно большая величина износа и серьезные повреждения при фреттинге могут возникать при весьма малом пути трения;

- затрудненность удаления порошкообразных продуктов разрушения из зоны контакта в условиях фреттинга из-за малости амплитуды проскользывания;

- специфика продуктов разрушения при фреттинге. При фреттинге сталей на воздухе продукты разрушения представляют собой в основном ультрадисперсные (размером в поперечнике около нескольких сотен нанометров) частицы $\alpha\text{Fe}_2\text{O}_3$ (до 85...90 %, остальное – другие оксиды железа, а иногда частицы чистого железа);

- специфичный характер следов разрушения. При фреттинге стальных деталей на воздухе это, как правило, локальные следы коррозии ярко-бурого или кроваво-красного цвета. На профилограммах в местах разрушений наблюдаются как сглаженные блюдцеобразные повреждения, так и глубокие язвы;

- нередко наблюдается, что мягкий материал, контактирующий с более твердым (например, алюминиевый сплав с азотированной сталью), оказывается поврежденным фреттингом в меньшей степени, чем твердый;

- фреттингу подвержены такие не окисляющиеся материалы, как золото, платина, стекло, кварц, рубин, полимеры. Фреттинг происходит также в вакууме и инертных средах, хотя интенсивность его при этом значительно ниже, чем в окислительной среде [2].

Относительно механизма фреттинга до сих пор нет единой точки зрения. Некоторые исследователи полагают, что при фреттинге главную

роль играют физико-химические процессы коррозии, тогда как механические факторы имеют вторичное, сопутствующее значение [1]. Другие же исследователи придерживаются равно противоположной точки зрения, считая, что сначала оксидный слой на поверхности должен вырасти до определенной толщины, прежде чем он будет удален механическим путем в результате трения. В инженерной практике эксплуатации машин, сталкиваясь с фреттингом, он часто исходя из особенностей внешнего его проявления классифицируется как некий вид "контактной коррозии". Однако следующие из этого рекомендации по его устранению, как правило, не приводят к положительному эффекту.

Как показали результаты, полученные многими исследователями [1, 2], интенсивность развития фреттинга зависит от многих факторов. К их числу относятся: параметры внешнего механического воздействия (контактное давление, амплитуда и частота вибрации); физико-химические и механические свойства поверхностных слоев и природа их материала, состав и свойства среды (температура, влажность, состав, смазочный материал).

В научно-технической литературе приводятся многочисленные способы устранения фреттинга в различных элементах конструкций. Все многообразие их можно свести к конструкторско-технологическим методам. Однако анализ существующих методов борьбы с фреттингом свидетельствуют о том, что они часто оказываются противоречивы и в одних случаях дают положительный результат, а при других условиях эксплуатации оказываются даже вредными [1, 2].

Проводившиеся ранее исследования фреттинга основывались на измерениях либо потерь массы образца, либо объема разрушенного материала. Такого рода исследования обладают рядом очевидных недостатков, главным из которых является то, что оставались скрытыми начальные стадии этого процесса. В наших исследованиях мы ставим задачей исследовать кинетику развития фреттинга. С этой целью нами создан метод трибомониторинга [3]. Схема нагружения образцов в наших исследованиях показана на рис. 1.

К образцу 1 с плоской рабочей поверхностью усилием Q прижимается контртело 2 сферической формы. Кроме того, на контртело действует периодическая тангенциальная сила $T_0 \cos \omega t$, создаваемая вибратором электродинамического типа.

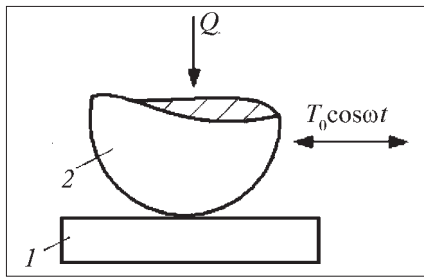


Рис. 1. Схема нагружения при испытаниях

На созданной нами вибрационной установке нижний образец крепится с помощью упругих элементов так, что по деформации последних можно судить о величине сил трения, передаваемых от контртела нижнему образцу. Таким образом, измеряя при помощи пьезоакселерометра периодические микросмещения нижнего образца, можно судить об изменениях коэффициента трения в процессе испытаний.

На рис. 2 приведена одна из типичных осциллограмм сил трения $F_{тр}$, а на рис. 3 – трибограмма, которая представляет запись амплитудного значения силы трения от времени.

На трибограмме можно видеть четыре этапа развития фреттинга. На этапе *I*, характеризующимся некоторым уменьшением силы трения, происходит интенсивное пластическое деформирование микровыступов в зоне контакта. На этапе *II* происходят диспергирование поверхностей в результате усталостных процессов и накопление продуктов разрушения в зоне контакта. Этап *III* характеризуется разрушением граничных поверхностных слоев, что сопровождается возникновением в отдельных местах фактической площади контакта адгезионных связей, сопровождаемых увеличением сил трения. На этапе *IV* высокие значения величины силы трения стабилизируются в связи с образованием прослойки из окисленных продуктов фреттинг-коррозии, которые действуют как абразивный материал. Время t , соответствующее точке *C*, в которой наблюдается повышение силы трения, при-

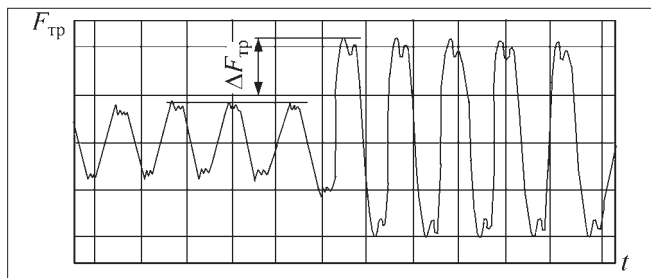


Рис. 2. Осциллограмма сил трения

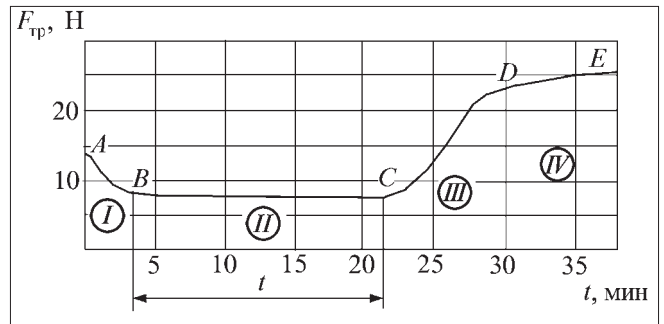


Рис. 3. Трибограмма фреттинга

нято нами в качестве критерия фреттингостойкости трибосопряжений.

Как показали наши исследования, фреттингостойкость зависит от многих параметров

$$t = k_1 R_a \exp\left(-\frac{k_2 A Q \nu}{R_a}\right), \quad (1)$$

где R_a – среднее отклонение микропрофиля, мкм; A – амплитуда микропроскальзываний; Q – номинальная нагрузка, Н; ν – частота вибраций; k_1 и k_2 – эмпирические коэффициенты, зависящие от состава и физико-механических свойств материала образцов, от свойств среды.

На рис. 4 приведены характерные типы трибограмм, полученные при различных условиях испытаний. Трибограмма *1* – низкая фреттингостойкость, которая соответствует испытанию стальных образцов без покрытий и в отсутствие смазочных веществ в зоне контакта; трибограмма *2* соответствует испытаниям с нефтяными маслами без присадок; трибограмма *3* – масла с

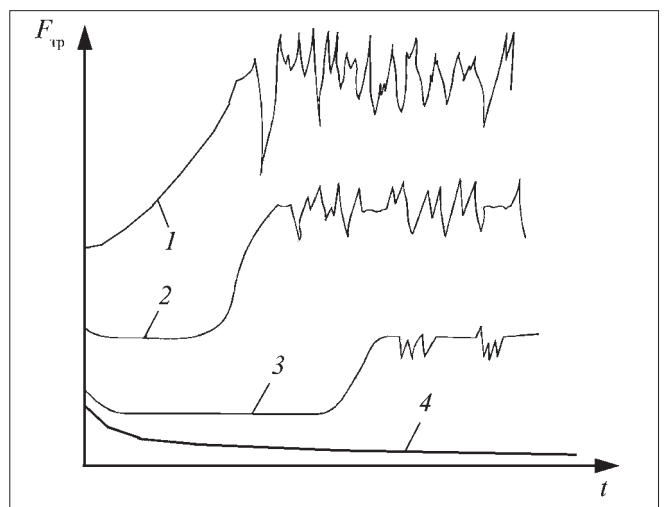


Рис. 4. Различные типы трибограмм

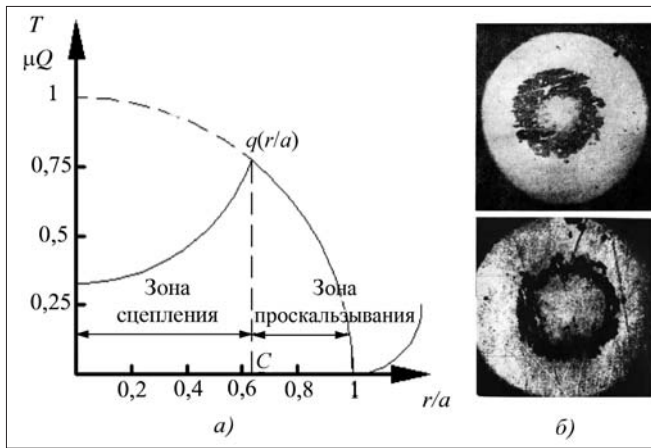


Рис. 5. Распределение касательных усилий $q(r/a)$ по площадке контакта (а) и вид повреждений от фреттинга (б)

высокоэффективными присадками; трибограмма 4 – формирование регенерируемых поверхностных наноструктурных слоев, обеспечивающих наиболее высокую фреттингостойкость трибосопряжений.

Для схемы нагружения, представленной на рис. 1, нормальное давление имеет герцевское распределение

$$q(r) = q_0 \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (2)$$

где q_0 – максимальное давление в центре пятна контакта, МПа; a – радиус пятна контакта, мм; r – радиальное расстояние от пятна контакта, мм.

При приложении тангенциальной силы, меньшей силы трения покоя $\mu_n Q$, согласно теории Каттанео–Миндлина [4], в области контакта возникают две зоны: зона сцепления поверхностей, ограниченная радиусом C , и кольцевая зона $C \leq r \leq a$, где возникает микропроскальзывание (рис. 5, а). При увеличении тангенциального усилия зона, ограниченная радиусом C , уменьшается

$$\frac{C}{a} = \left(1 - \frac{T}{\mu_n Q} \right)^{1/3}, \quad (3)$$

где μ_n – коэффициент трения покоя; Q – нормальная сила; T – касательная сила.

В пределе, когда T достигает своего предельного значения T^* , равного силе трения покоя

$$T^* = \mu_n Q, \quad (4)$$

начинается макропроскальзывание и трение покоя переходит в трение скольжения. На опыте в

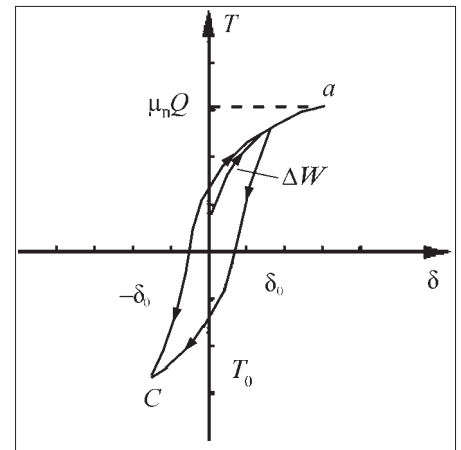


Рис. 6. Гистерезисная петля: T – тангенциальная нагрузка; δ – смещение

этот момент наблюдается скачкообразное увеличение амплитуды смещения. Экспериментальные данные также свидетельствуют о том, что фреттинг начинает развиваться в кольцевой области $C \leq r \leq a$ (см. рис. 5, б).

Величина диссипированной энергии за один цикл реверсивного скольжения в зоне контакта может быть рассчитана из выражения, полученного Миндлиным [4]:

$$\Delta W = \frac{9\mu^2 Q^2}{10a} \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right) \times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{T^*}{\mu Q} \right)^{5/3} - \frac{5T^*}{6\mu Q} \left[1 - \left(1 - \frac{T^*}{\mu Q} \right)^{2/3} \right] \right\}, \quad (5)$$

где ν_1 и ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов образцов и контртела; G_1 и G_2 – модули сдвига образца и контртела.

Подавая сигнал, пропорциональный величине тангенциальной силы на вертикально отклоняющие пластины катодного осциллографа, а сигнал, соответствующий смещению образцов на горизонтальные пластины, получали петли фрикционного гистерезиса, площадь которых пропорциональна величине рассеянной за цикл энергии (рис. 6).

На рис. 7 представлено изменение величины удельной энергии, диссипированной на один цикл в зоне контакта (т.е. отношения величины этой энергии к объему ΔV деформированного в зоне контакта материала), от величины амплитуды проскальзываний.

Как видно на графике, эта зависимость носит экстремальный характер. Максимальной величине удельной энергии, диссипированной в зоне контакта, соответствует момент перехода от трения покоя к трению скольжения. При таких режимах испытаний реализуются самые жесткие

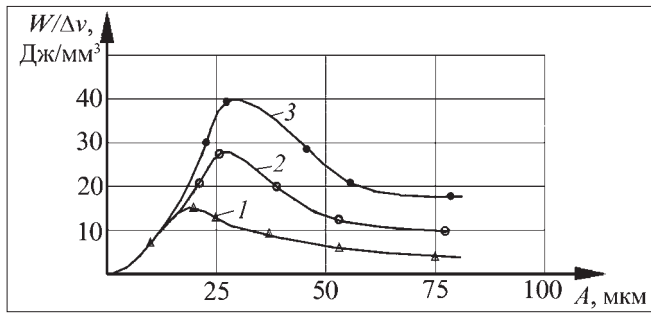


Рис. 7. Зависимость величины удельной энергии, рассеиваемой в зоне контакта, от амплитуды проскальзывания при давлениях q_{cp} : 1 – 10 МПа; 2 – 20 МПа; 3 – 30 МПа

условия для развития фреттинга (величина фреттингостойкости при этом принимает наименьшее значение).

Поток внешней энергии в виде мощности трения передается к динамически деформируемому в зоне трения объему материала и вызывает в нем различные необратимые превращения. В том числе часть объема в результате многократных знакопеременных воздействий превращается в продукты разрушения. Продолжительность таких многократных динамических воздействий определяется соотношением предельных свойств деформируемых объемов материала и среднего значения отдельных внешних импульсов в виде амплитуды напряжения или энергии трения. Особенности распространения напряжений в виде волн динамически дефор-

мируемых объемов материала в зоне контакта обуславливает возникновение в них диссипативных структур.

На рис. 8, а показан характерный вид пятна разрушения при фреттинге. Здесь хорошо различимы зоны пластического деформирования (светлые участки поверхности) и следы абразивного действия запертых в зоне контакта продуктов разрушения (темные участки).

Электронно-микроскопический анализ эволюции микроструктуры поверхностных слоев при фреттинге позволил установить интенсивное развитие явлений, вызванных значительными знакопеременными напряжениями и сопровождающихся конкурирующими процессами упрочнения и разрушения. На первой стадии фреттинга наблюдаются упрочнение поверхностных слоев вблизи зоны контакта и циклическая текучесть подповерхностных слоев. Большая часть микровыступов при этом деформируется пластически. На этой стадии происходит интенсивное накопление дислокаций в поверхностных слоях, что способствует упрочнению металла в локальных объемах. В дальнейшем множественное зарождение точечных дефектов типа вакансий приводит к развитию процесса разрыхления структуры, а в последующем – к разрушению. Анализ зон повреждаемости, которые расположены вблизи, но не участвующие непосредственно в контакте, свидетельствуют о многообразии структурных изменений в припо-

верхностных объемах металла, в которых происходят интенсивные знакопеременные сдвигообразования.

Специфика рассмотренных выше процессов обусловлена особенностями влияния циклического изменения напряжения на образование и движение дислокаций в поверхностных слоях металла. Вибрационный характер нагружения приводит к интенсивной активации источников дислокаций при напряжениях в несколько раз меньших статического процесса текучести. Подобное развитие процесса характерно для усталости металла. Нагромождение и скопление дислокаций в деформируемых объемах материала с гетерогенной структурой могут

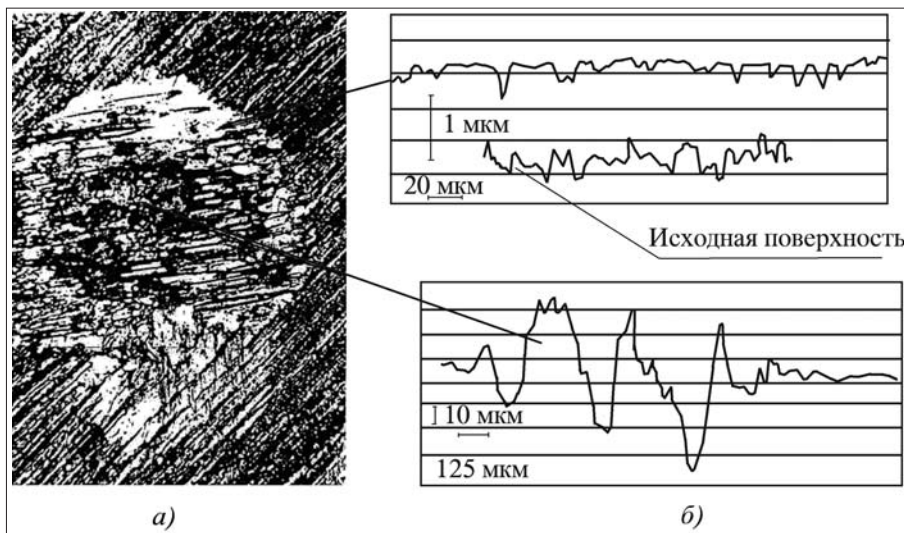


Рис. 8. Характер разрушения при фреттинге:

а – вид пятна разрушения (диаметр сферы – 12 мм, материал образца – сталь 30ХГСА, масло "Шахтол-У", контактное давление – 60 МПа, амплитуда смещения – 20 мкм, частота вибраций – 30 Гц, количество циклов – $5 \cdot 10^3$, увеличение $\times 40$); б – профилограммы различных участков поверхности

УДК 622.242.082:004.89

Н.И. Сысоев, д-р техн. наук, проф., С.Г. Мирный, канд. техн. наук, доц., Д.А. Гринько, асп., ЮРГТУ (НПИ), г. Новочеркасск

Обоснование структуры и рациональных режимных параметров мехатронной бурильной машины

Рассматривается целесообразность использования мехатронных бурильных машин в современной горной промышленности. Предлагается осуществить микропроцессорное управление машиной по критерию достижения максимальной технической производительности. Обосновывается структура такой бурильной машины и дается алгоритм ее управления.

Ключевые слова: бурение шпуров, режимы бурения, алгоритм управления, мехатронная бурильная машина.

N.I. Sisoev, S.G. Mirnij, D.A. Grin'ko

Substantiation the Structure and Rational Drilling Regimes of Mechatronic Drilling Machine

The article discusses the feasibility of using mechatronic drilling machines in the modern mining industry. Microprocessor control of the vehicle is proposed to be carried out by the criterion of maximum technical performance. The structure of such a drilling machine is substantiated and an algorithm for its management is given.

Keywords: gadding, regimes of drilling, algorithm of management, mechatronic drilling machine.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами данного научного направления. Постановка задачи исследований

Во многие отрасли промышленности еще не так давно, но уже достаточно прочно вошли так называемые мехатронные машины. Мехатронная машина — это машина, в которой объединены электромеханические компоненты с силовой электроникой, которые управляются с помощью различных микроконтроллеров, ЭВМ или других вычислительных устройств.

К сожалению, в отечественном горном машиностроении до сих пор преобладает тенденция к созданию машин с очень скромными возможностями регулирования режимных параметров. Данная тенденция объясняется стремлением к более простым и как следствие этого более надежным машинам. Однако далеко не всегда простая машина оказывается эффективной в тех многообразных условиях, которые складываются при проведении горных работ. Значительная часть энергии, направленной на разрушение горного массива, тратится впустую из-за несоответствия установленных режимов работы опти-

мальным. Современная бурильная машина, являющаяся составной частью шахтной бурильной установки (УБШ), должна реагировать на изменяющиеся условия разрушаемого массива изменением режимных параметров, поддерживая тем самым работу машины в оптимальном режиме, т.е. в режиме с наибольшей производительностью и наименьшими затратами энергии, а также обеспечивающих минимальный удельный расход инструмента.

На сегодняшний день для шахтных бурильных установок выбор режимных параметров и их последующая корректировка осуществляются только на основании определенных рекомендаций и личного опыта оператора. Однако такое субъективное решение может оказаться не совсем корректным или даже неприемлемым. Принятие решения о способе бурения (вращательный или вращательно-ударный) и дальнейшем регулировании его режимных параметров должно быть возложено на микропроцессор, что существенно уменьшает влияние человеческого фактора. Для этого бурильная машина должна быть мехатронной, а техническая производительность выступать в качестве критерия опти-

мальности режимных параметров, поскольку этот вид производительности учитывает влияние частоты вращения инструмента и его износа на эффективность бурения.

Применение мехатронного управления бурильной машиной позволит реализовать многофакторную систему, включающую в себя определение оптимальной частоты вращения инструмента, частоты пульсаций нагрузки в осевом направлении и по крутящему моменту. Исходя из этого нашей задачей являются определение оптимальных соотношений между указанными режимными параметрами в процессе бурения, разработка алгоритма работы мехатронной бурильной машины, а также предложений по конструкции бурильной машины, реализующей этот алгоритм. Составление алгоритма управления мехатронной бурильной машиной является одной из сложных задач, решение которой в дальнейшем позволит создавать высокопроизводительные интеллектуальные бурильные машины.

Анализ исследований и публикаций

Области применения различных типов бурильных машин определяются крепостью буримых пород (рис. 1) [1]. Из приведенных зависимостей видно, что для пород крепостью от 3 до 8 ед. по шкале проф. М.М. Протогьяконова наибольшая скорость бурения достигается применением вращательного способа бурения, для пород крепостью от 8 до 14 ед. — применением вращательно-ударного способа бурения (при одинаковых удельных затратах энергии). Для пород крепостью свыше 14 ед. целесообразно применение ударно-поворотного способа. Однако границы перехода от одного способа к другому условны и зачастую нельзя с абсолютной уверенностью ус-

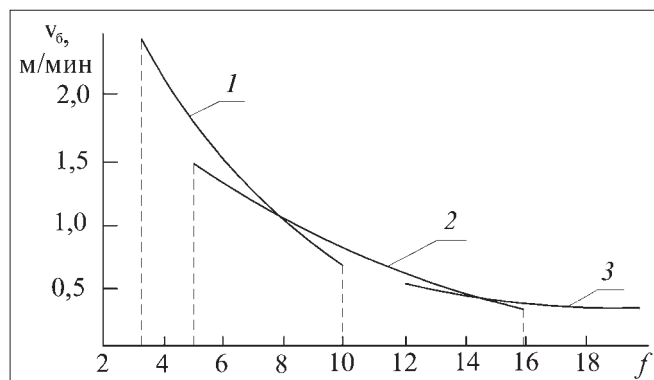


Рис. 1. Влияние крепости породы f на скорость бурения v_b при вращательном (1), вращательно-ударном (2) и ударно-поворотном (3) способах

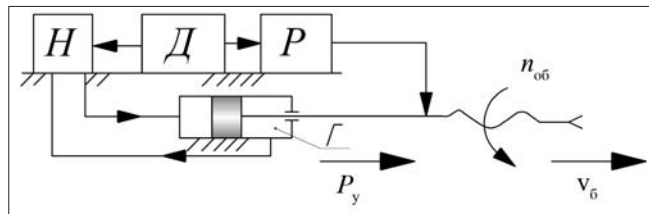


Рис. 2. Бурильная машина вращательного действия: Н — насос; Д — двигатель; Р — редуктор; Г — гидроцилиндр

тановить, какой способ на данном интервале крепости пород является приоритетным.

Бурильные машины вращательного действия по способу подачи инструмента на забой подразделяются на машины с принудительной и со свободной подачей. Простейшей реализацией бурильной машины вращательного действия со свободной подачей является машина, имеющая механизм вращения штанги и механизм подачи инструмента (рис. 2). Свободная подача при работе бурильной машины в этом случае обеспечивается постоянством давления в гидроцилиндре Γ за счет потока рабочей жидкости от насоса H . Но в результате работы такой машины при неизменной частоте вращения $n_{об}$ инструмента и изменяющемся усилии подачи резца на забой P_y скорость бурения снижается с течением времени, что обусловлено изменением крепости породы и затуплением режущих кромок резца.

Бурильные машины вращательно-ударного и ударно-поворотного действия для бурения крепких и абразивных пород оснащены дополнительными функциональными узлами, которые помимо вращения и осевой подачи бурового инструмента накладывают на него еще и импульсную нагрузку в виде осевого удара.

При работе бурильных машин любых типов различают теоретическую и техническую скорости бурения. Теоретическая скорость бурения — это максимально возможная скорость бурения данной бурильной машины в конкретных горно-геологических условиях при непрерывной работе за относительно короткий промежуток времени.

Теоретическая скорость бурения определяется как отношение перемещения резца L_i на i -м участке бурения к времени t_i , затраченному на это перемещение

$$v_{б.теор.i} = \frac{L_i}{t_i}.$$

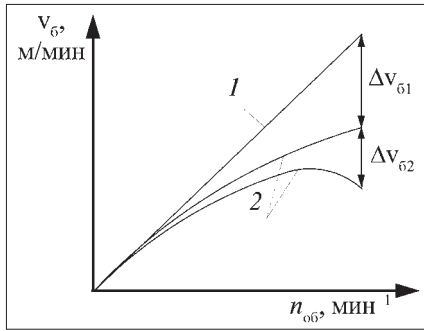


Рис. 3. Бурение с принудительной (1) и со свободной подачей (2 – теоретическая и техническая скорости бурения)

Техническая скорость бурения – это максимально возможная скорость бурения данной бурильной машины в конкретных горно-геологических условиях, но с учетом времени на технологические операции и обслуживание бурильной установки. Техническая скорость бурения определяется по следующей зависимости [2]:

$$v_{б.тех} = \frac{60k_{\Gamma}k_o N}{\frac{1}{\bar{v}_6} + \frac{1}{v_{ок}} + \frac{T_3}{L_{ст}} + \frac{T_n + T_{зб}}{L}}, \text{ м/мин,}$$

где $\bar{v}_6 = \sum_{i=1}^n \frac{v_{б.теор}}{n}$; k_{Γ} – коэффициент готовности;

k_o – коэффициент одновременности; N – число бурильных машин на установке; $v_{ок}$ – скорость обратного хода, м/мин; T_3 – время замены резца, мин; $L_{ст}$ – стойкость резца, м; T_n – время наведения бурильной машины с одного шпура на другой, мин; $T_{зб}$ – время забуривания шпура, мин; L – глубина шпура, м.

На рис. 3 изображены зависимости технической скорости бурения от частоты вращения при свободной подаче инструмента и различном времени замены резцов. При такой подаче в силу того, что с увеличением частоты вращения приращение скорости бурения от частоты вращения менее интенсивное, чем при принудительной подаче, зависимость не будет линейной [3].

С увеличением частоты вращения при свободной подаче возрастает путь резания, а следовательно, и износ породоразрушающего инструмента. Это снижает техническую скорость бурения за счет затрат времени на извлечение инструмента из шпура, его замены, подачи на забой. Причем это снижение может быть не только относительно теоретической скорости бурения, но и снижением по абсолютным значениям, в результате чего образуется экстремум функции технической скорости от частоты вращения.

Расчетами по методике [2] были получены зависимости (рис. 4), подтверждающие влияние частоты вращения бурового резца на техниче-

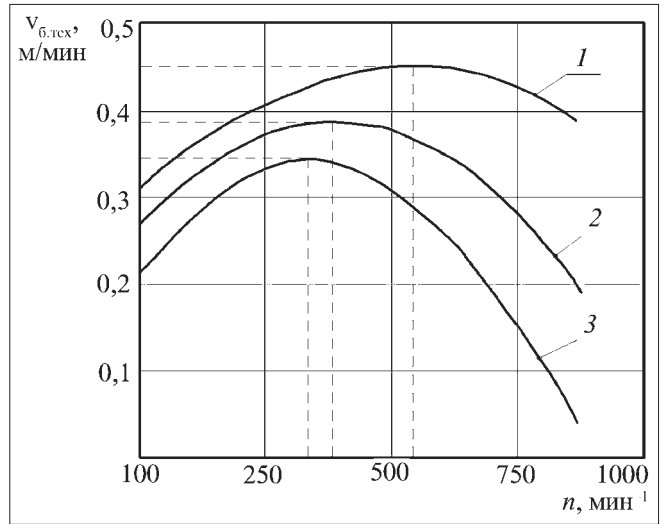


Рис. 4. Зависимость технической скорости $v_{б.тех}$ от частоты вращения инструмента n при разных значениях времени T_3 на замену инструмента:

1 – $T_3 = 1$ мин; 2 – $T_3 = 2$ мин; 3 – $T_3 = 3$ мин

скую скорость бурения по породе с контактной прочностью $p_k = 1400$ МПа и абразивностью $a = 15$ мг. Положение экстремума определяется только в процессе бурения при измерении значений мгновенной скорости бурения в зависимости от частоты вращения резца и расчете микропроцессором технической скорости с учетом дополнительного времени простоя, обусловленного износом резца и его последующей заменой.

Изложение материала и результаты

Сущность алгоритма управления режимными параметрами мехатронных бурильных машин вращательно-ударного действия заключается в периодической настройке вначале частоты вращения резца на величину, обеспечивающую максимум скорости бурения, а затем в определении рациональности применения импульсных ударных механизмов, позволяющей управлять равнодействующей силовых воздействий режущих кромок инструмента на разрушаемый породный массив. Если бурение с применением ударных механизмов даст больший эффект по сравнению с вращательным бурением, то проводятся операции, определяющие оптимальные соотношения между частотой пульсаций нагрузки в осевом направлении и крутящим моментом. Применение ударного импульса в направлении вращения инструмента дает возможность управлять направлением равнодействующей ударной нагрузки породоразрушающего инструмента во время бурения. Предположительно это позволит достичь боль-

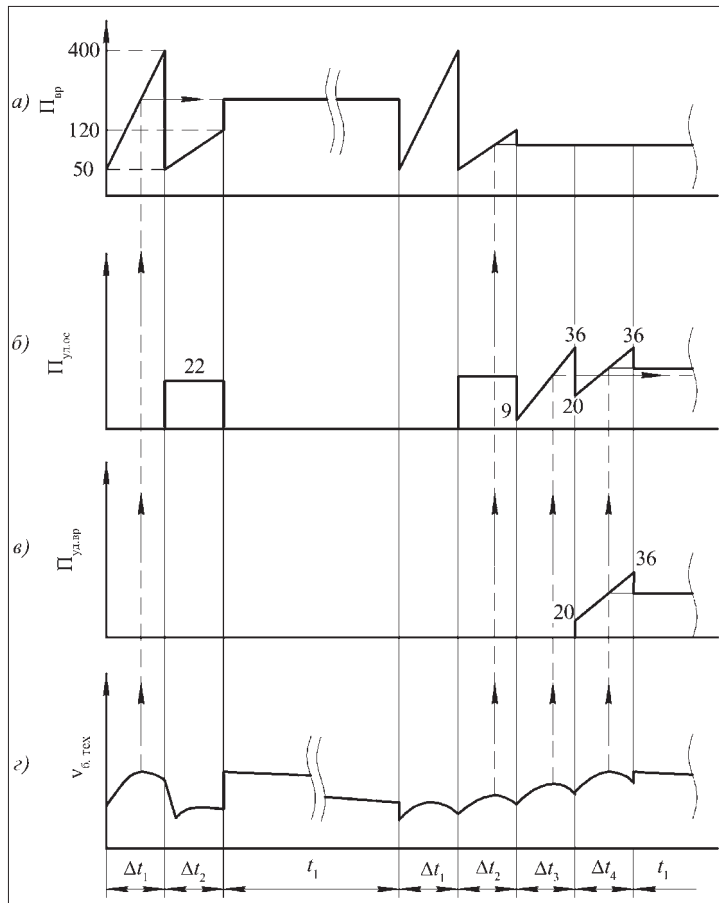


Рис. 5. Алгоритм управления режимными параметрами бурильной машины с мехатронным приводом рабочего органа

шей скорости бурения по сравнению с традиционным вращательно-ударным способом, а также повысить точность управления.

На практике осуществлять управление буровой машиной предлагается по алгоритму, представленному на рис. 5.

В начале процесса бурения микропроцессор в первую очередь подает команду сервоприводу вращателя изменить, в течение интервала времени Δt_1 , частоту вращения $n_{вр}$ резца от 50 до 400 мин^{-1} (см. рис. 5, а). В этот интервал времени микропроцессор на основе сигналов, поступающих с датчиков частоты вращения и скорости подачи, определяет рациональное значение частоты вращения, соответствующее максимальной технической скорости бурения (см. рис. 5, г) при вращательном режиме. Затем по команде микропроцессора происходит понижение частоты вращения до 50 мин^{-1} , включается в работу устройство ударно-осевого бурения в режиме 22 удара на один оборот (см. рис. 5, б) и сервопривод плавно изменяет частоту вращения резца от 50 до 120 мин^{-1} в течение интервала времени Δt_2 .

Причем режим постоянства удельного количества ударов должен поддерживаться на протяжении всего периода времени Δt_2 , когда будет изменяться частота вращения штанги. Во время процедуры в период Δt_2 микропроцессор на основе сигналов с тех же датчиков также определяет рациональное значение частоты вращения штанги, соответствующее максимальной скорости бурения, но уже в режиме вращательно-ударного бурения. Данное значение скорости бурения (периода Δt_2) приводится микропроцессором к энергоемкости, соответствующей вращательному бурению периода Δt_1 , и сравнивается с ним. Если техническая скорость бурения при вращательном способе окажется выше, чем при вращательно-ударном (с приведенной энергоемкостью к вращательному бурению), то микропроцессором принимается решение о вращательном способе бурения. Микропроцессор устанавливает частоту вращения буровой штанги, соответствующую экстремуму технической скорости бурения, определенной за период Δt_1 , и за период t_1 происходит бурение. Период t_1 продолжается до тех пор, пока скорость бурения не снизится до минимально допустимого.

Сигналы датчиков частоты вращения и скорости подачи обрабатываются микропроцессором по специально разработанной программе, которая учитывает значения скорости бурения за два предыдущих шага определения рациональной частоты вращения, при любом из возможных режимов бурения.

При определении микропроцессором случая, когда техническая скорость бурения при вращательно-ударном способе окажется большей, то микропроцессор выполнит еще одну процедуру в течение периода времени Δt_3 . Он даст команду: а) сервоприводу механизма вращения буровой штанги в течение интервала времени Δt_3 установить частоту вращения, соответствующую максимальной скорости бурения; сервоприводу ударного механизма обеспечить плавное изменение удельной частоты ударов от 9 до 36. Данная процедура необходима для определения рационального удельного числа ударов. Анализ результатов выполненной процедуры осуществляется по сигналам датчиков частоты вращения, скорости подачи и частоты ударов.

В установленном оптимальном режиме вращательно-ударного бурения предлагается в тече-

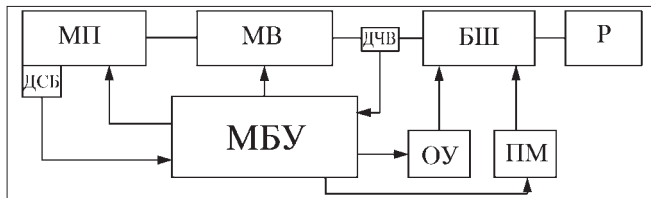


Рис. 6. Структурная схема мехатронной бурильной машины: МБУ – микропроцессорный блок управления; МП – механизм подачи; МВ – механизм вращения; БШ – бурильная штанга; Р – резец; ОУ – осевой ударник; ПМ – пульсатор момента; ДСБ – датчик скорости бурения (подачи); ДЧВ – датчик частоты вращения

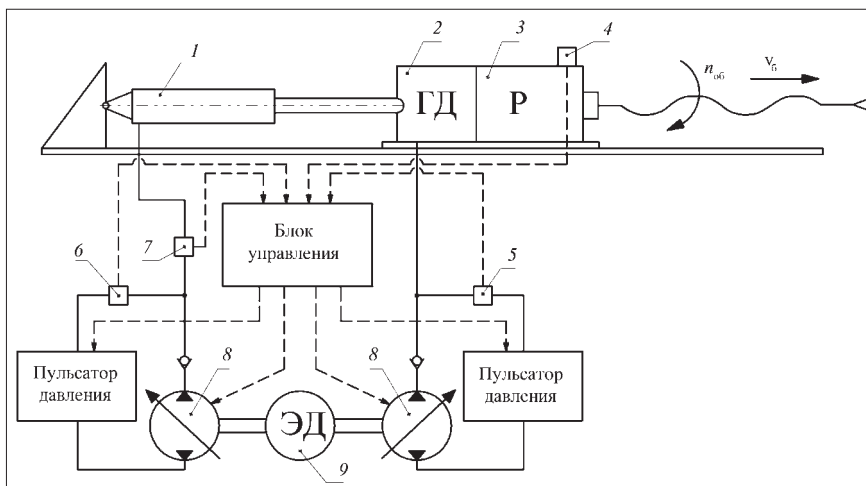


Рис. 7. Структурно-кинематическая схема мехатронной бурильной машины: 1 – гидроцилиндр; 2 – гидравлический двигатель; 3 – редуктор; 4 – датчик частоты вращения; 5, 6 – датчики пульсаций давления в системе подачи и в системе вращения соответственно; 7 – датчик скорости подачи; 8 – регулируемый насос; 9 – электродвигатель

ние периода времени Δt_4 с помощью сервоприводов ударно-осевого и вращательно-ударного механизмов обеспечить согласованное по частоте изменение частоты ударов в осевом направлении и в направлении вращения бурового инструмента от 20 до 36 на один оборот (см. рис. 5, в). Данная процедура необходима для определения рационального направления вектора ударной нагрузки на разрушаемый забой шпура. На основании результатов выполненной процедуры, по сигналам датчиков частоты вращения, скорости подачи, частоты ударов вдоль оси бурения и в направлении вращения бурового инструмента устанавливается режим бурения, который может (будет) поддерживаться до окончания бурения данного шпура.

В начале бурения нового шпура микропроцессор выполнит описанные выше операции.

В случае замены бурового резца на новый порядок выполнения процедур микропроцессором и системой управления соответствует началу бурения нового шпура.

Реализация предложенного способа бурения по изложенному выше алгоритму может быть осуществлена машинами, структурная и структурно-кинематическая схемы которых представлены на рис. 6 и 7.

Выводы и направление дальнейших исследований

Предлагаемая структура мехатронной бурильной машины обеспечивает реализацию различных способов бурения и выбора рациональных режимных параметров. Максимальный вариант регулирования предусматривает одновременное независимое регулирование частоты вращения, частоты продольных ударов и импульсов момента, из условия полного использования мощности привода в целях получения минимума стоимости операции и поддержания параметров бурения, значения которых близки к оптимальным, для повышения скорости бурения и срока службы инструмента. В случае отказа системы управления предусматривается ее блокировка, и управление нагрузкой осуществляется в обычном режиме (минимальный вариант).

Разработанный алгоритм управления бурильной установкой обеспечивает выбор оптимальных режимных параметров бурения на каждом его этапе и позволяет увеличить техническую скорость бурения до максимума независимо от способа бурения. В дальнейшем предполагается создание программного обеспечения управления режимными параметрами бурения и техническая реализация мехатронной бурильной машины

Список литературы

1. Крапивин М.Г., Раков И.Я., Сысоев Н.И. Горные инструменты. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 256 с.
2. Сысоев Н.И., Мирный С.Г. Основы теории функционирования бурильных машин вращательного действия: учеб. пособие. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2006. 104 с.
3. Сысоев Н.И., Буренков Н.Н., Раков И.Я., Мирный С.Г. Научные основы выбора параметров высокоэффективных режущих инструментов горных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 10. С. 13–20.
4. Мирный С.Г. Обоснование и выбор рациональной частоты вращения штанги машин для сверления шпуров в породах повышенной крепости и абразивности // Дис. канд. техн. наук: 05.05.06. Новочеркасск, 2005. 142 с.
5. Пат. РФ 2265719 E21B44/00. Способ управления частотой вращения штанги бурильных установок вращательного действия. Сысоев Н.И., Мирный С.Г., Громов С.Ю., Сладков С.В.

УДК 622.232.002

А.С. Фокин, канд. техн. наук, асс., **С.Л. Иванов**, д-р техн. наук, проф., **И.Е. Звонарев**, асп., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, г. Санкт-Петербург

E-mail: kgmitm@mail.ru

Экспериментальная оценка смазывающей способности консистентных смазок для горных машин

Представлен результат эксперимента по сравнительному испытанию смазывающей способности консистентной смазки. Описаны условия эксплуатации горных машин, которые определили режим воздействия на испытываемый образец в испытательном стенде. Показаны промежуточные результаты на различных типах обработки, а также сравнительный анализ нескольких образцов консистентной смазки.

Ключевые слова: трение, акустическая эмиссия, трансмиссия, горные машины, диагностика.

A.S. Fokin, S.L. Ivanov, I.E. Zvonarev

Experimental Estimation of Greasing Ability of Dense Greasings for Mountain Cars

The result of experiment on comparative test of greasing ability of dense greasing is presented. Service conditions of mountain cars which have defined an influence mode on tested the sample in the test bed are described. Intermediate results at various stages of processing, and also the comparative analysis of several samples of dense greasing are shown.

Keywords: a friction, acoustic issue, transmission, mountain cars, diagnostics.

Эффективную работу горных машин невозможно представить без эффективной смазки их элементов, в том числе трансмиссий и открытых зубчатых передач.

Изменение характера и вида трения особенно важно знать при эксплуатации тяжело нагруженных подвижных соединений горных машин и, в частности, крупномодульных зубчатых передач их трансмиссий.

В таких зубчатых передачах контактные давления достигают 2 ГПа при скорости скольжения в открытых крупномодульных цилиндрических передачах до 3 м/с, при этом температура в контакте может повышаться до 150...200 °С. В столь тяжелых условиях эксплуатации смазка должна гарантировать разделение контактирующих поверхностей, предотвращать задиры и заедание, снижать износ. Кроме перечисленных требований смазка должна иметь стабильную вязкость, низкую температуру застывания, хорошие противокоррозионные свойства.

Вопросам оценки смазывающей способности трансмиссионных масел методом акустической

эмиссии были посвящены работы [2–5]. Однако оценка смазывающей способности консистентных смазок до настоящего времени комплексно не проводилась.

Для оценки работоспособности консистентных смазок и их смазывающей способности был задействован специальный стенд с измерением акустико-эмиссионного сигнала в трибосистеме "индентор—смазка—плита" прибором АРП-11 [2]. Изменение величины акустико-эмиссионного сигнала, пропорционального коэффициенту трения, проводилось при изменяющейся нагрузке в контакте от 40 до 120 МПа и угловой скорости индентора относительно плиты от 25 до 65 рад/с.

Величина нагрузки в контакте задавалась грузом, а изменение частоты вращения осуществлялось управлением работы двигателя стенда посредством частотного регулирования.

Для недопущения перегрева консистентной смазки стальная плита выполнена массивной, что позволяет отводить теплоту в металл со значительными временными перерывами. Темпера-

тура фиксировалась посредством электронного термометра.

Испытания смазывающей способности проводились на образцах консистентных смазок, применяемых в тяжелонагруженных тихоходных узлах горных машин.

Учитывая тот факт, что результаты экспериментов имели хорошую повторяемость, величину показателя акустической эмиссии получали как среднее арифметическое трех измерений в эксперименте для каждого сочетания частоты вращения и давления в паре.

Величина сигнала акустической эмиссии позволяет оценить характер изменения диссипации энергии, возникающей в данном случае при взаимодействии объектов. Сигнал акустического и ультразвукового диапазона частот характеризует процесс трения, пропорционален коэффициенту трения и измеряется в относительных единицах, в частности при использовании прибора АРП-11 – в относительных единицах по шкале интегрального показателя D , величина которого прямо пропорциональна энергии акустико-эмиссионного сигнала. Фиксируя сигнал акустической эмиссии в относительных единицах, возможно получить информацию о виде трения в узле, диагностировать этот процесс, дать объективную оценку состояния пары трения, характера и условий смазки в контакте. Так, при изменении уровня акустико-эмиссионного сигнала в узле трения возможно оценить эффективность смазки контролируемого узла. При полном разделении трущихся поверхностей слоем смазки реализуется объемное (жидкостное) трение, при этом показания акустико-эмиссионного сигнала не превышают 50 ед.

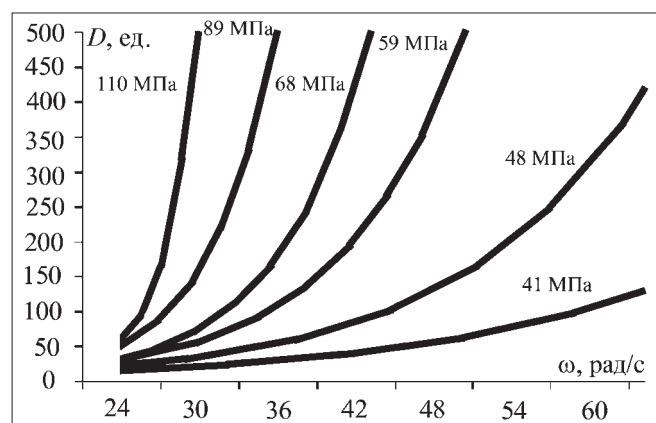


Рис. 1. Зависимость вида трения от скорости вращения индентора в паре трения смазки "Солидол Ж"

Показание от 50 до 250 ед. соответствует граничному режиму трения, характерному для низкоскоростных узлов трения, при котором трущиеся тела разделяются граничными слоями, образующимися в результате физической адсорбции или химической реакции смазочного материала с материалом трущихся тел. Такой контакт может стабильно функционировать даже при некотором повышении на него нагрузки.

Показание свыше 250 ед. соответствует сухому трению, при котором смазка не в состоянии разделить трущиеся тела, в результате происходит физический контакт твердых тел и в ряде случаев схватывание поверхностей. Дальнейшее увеличение скорости или нагрузки в контакте сопровождается резким повышением величины коэффициента трения и, соответственно, акустико-эмиссионного сигнала. Данный показатель является предельным для смазки и характеризует ее смазочную способность.

При обработке экспериментально полученных данных был проведен анализ влияния каждого из рассматриваемых факторов (угловой скорости и давления в паре) на характер трения для исследуемых смазок.

На рис. 1 представлены графики изменения величины акустико-эмиссионного сигнала, позволяющего оценить величину и характер изменения диссипации энергии, возникающей при взаимодействии объектов, происходящем в акустическом и ультразвуковом диапазоне, выраженном через показатель D [1], для последовательного ряда угловых скоростей при неизменных давлениях в паре. Результаты экспериментальных данных были обработаны с получением среднегармонической оценки трех измерений с последующей аппроксимацией степенной функцией.

Как видно на представленном рисунке, существует устойчивая тенденция увеличения показателя D с возрастанием угловой скорости, при этом чем выше давление в паре трения, тем интенсивнее происходит переход от объемного к сухому трению.

На рис. 2 представлены графики изменения величины акустической эмиссии для последовательного ряда давлений в паре трения при неизменных угловых скоростях. Экспериментально полученные данные не удалось аппроксимировать с достаточной точностью какой-либо одной функцией, поэтому данные были подвергнуты линейной фильтрации.

Подобно влиянию угловой скорости просматривается тенденция изменения величины аку-

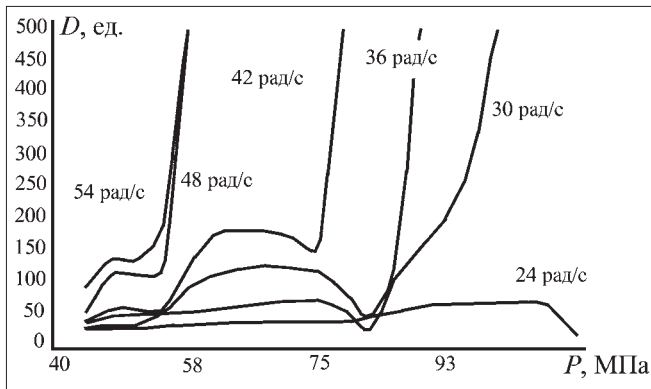


Рис. 2. Зависимость вида трения от давления в паре трения смазки "Солидол Ж"

стической эмиссии, соответствующей коэффициенту трения, в зависимости от величины давления в паре. У всех кривых имеется характерная

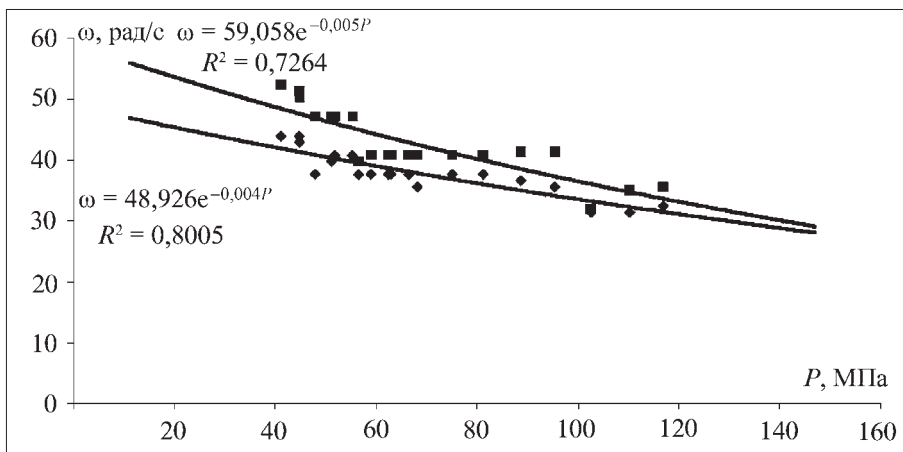


Рис. 3. Зависимость вида трения от давления и угловой скорости в паре трения для смазки "Солидол Ж"

точка перегиба в зоне граничного трения, после прохождения которой происходит резкое возрастание трения, сопровождающееся стремительным переходом в зону сухого трения. В зонах объемного (жидкостного) и граничного трения имеют место нелинейное изменение с промежуточным экстремумом измеряемого показателя D . Переход к сухому трению при высоких скоростях происходит уже при небольших значениях давления, при этом на малых скоростях в

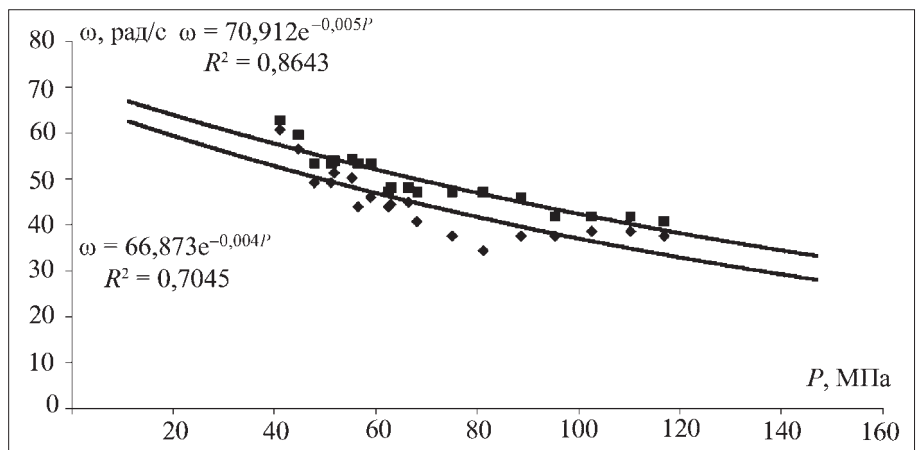


Рис. 4. Зависимость вида трения от давления и угловой скорости в паре трения для смазки "Графитная"

паре трения сохраняется объемное трение даже при значительных усилиях.

Учитывая выявленные тенденции на основании лабораторных экспериментов, удалось выявить для разных видов смазок общие области граничного трения и описать математически верхнюю и нижнюю ее границы. Данная область является предельной для конкретного вида смазки и разделяет области объемного и сухого трения.

На рис. 3 представлены результаты эксперимента для оценки смазывающей способности смазки "Солидол Ж": точки на рисунке соответствуют усредненным значениям в сериях опытов началу (ромбы) и окончанию (квадраты) граничного трения в паре "индентор—плита" при различных значениях угловых скоростей и давлениях. После обработки результатов экспериментов были получены кривые: $\omega = 59,058e^{-0,005P}$ — граница перехода в область сухого трения (выше этой кривой) и $\omega = 48,926e^{-0,004P}$, ниже которой расположена область объемного трения, при котором имеет место полное разделение двух тел пары смазкой. Данный график позволяет оценить условия работы пары трения и выбрать рациональные условия ее эксплуатации для данного вида смазки.

Общим для всех рассматриваемых смазок ("Солидол Ж", "Литол", "Lincoln", "Castrol MS3", "Castrol MLX") является форма области граничного трения, увеличивающаяся в диапазоне высоких скоростей и малых

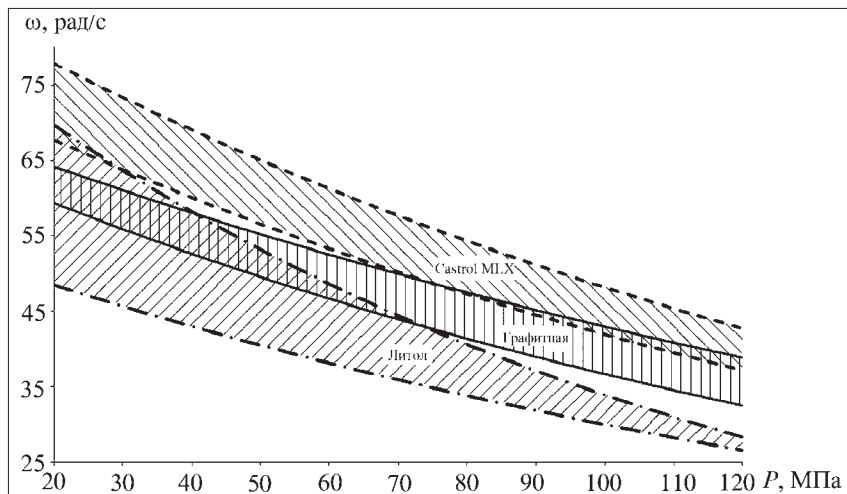


Рис. 5. Области граничного трения в функции давления и скорости скольжения в пятне контакта

давлений в паре и сходящая на нет при меньших скоростях и больших давлениях в паре трения.

Для смазки "Графитная" (рис. 4) область граничного трения представляет собой полосу практически неизменной ширины как при больших скоростях и малых давлениях в паре, так и при пониженных скоростях и больших давлениях. Постоянная ширина этой области, вероятно, объясняется наличием твердых частиц графита в смазке, которые и разделяют соприкасающиеся поверхности при повышенном для смазки давлении и не срываются при больших скоростях.

На рис. 5 представлены совмещенные зоны граничного трения для смазок "Литол", "Графитная" и "Castrol MLX". Для наглядности сравнимые области имеют свою штриховку, при перекрывании областей — штриховки накладываются друг на друга.

Таким образом, легко определяются общие диапазоны скоростей и давлений, когда смазки взаимозаменяемы, и соответствующие различия, позволяющие осуществить выбор смазки в зависимости от конкретных условий эксплуатации. На рисунке видно, что среди исследуемых смазок наибольшие скорости и давления без разрушения смазочного слоя имеет смазка "Castrol MLX". Таким образом, она обладает лучшей из рассматриваемых смазок смазывающей способностью.

На графике, представленном на рис. 5, видно, что при определенных условиях работы (напри-

мер, скорость в паре трения 50 рад/с и давление в пятне контакта 30 МПа) может быть использована как графитная смазка, так и "Литол". Результаты данного эксперимента позволяют наглядно продемонстрировать преимущества использования той или иной консистентной смазки в сравнении с аналогами, а также выбрать оптимальную смазку для условий работы любого узла горной машины еще на этапе проектирования.

Разработанный стенд позволяет оценивать смазывающую способность консистентных смазок. При этом для каждой смазки имеется предельная область граничного трения, ограничивающая диапазон скоростей и давлений в смазываемой паре трения, ниже которой возможно эффективное применение данной смазки. Как правило, область граничного трения в координатных осях "угловая скорость (скорость скольжения) и давление в паре трения" расширяется при повышенных скоростях и малых давлениях и резко снижается при повышенных давлениях и пониженных скоростях.

Список литературы

1. **К вопросу** оценки ресурса элементов трансмиссии горных машин / А.А. Артемьев [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 9. С. 31–35.
2. **Оценка** смазывающей способности масел трансмиссий горных машин / С.Л. Иванов [и др.] // Записки горного института. Проблемы горно-транспортных систем и электромеханики. 2008. № 178. С. 86–90.
3. **Власов В.М., Мельниченко Н.В., Рейзер Е.С.** Диагностирование методом акустической эмиссии разрушения мостиков схватывания при трении сталей без смазочного материала // Трение и износ. 1989. Т. 10. № 2. С. 257–261.
4. **Евсеев А.С.** Понижение механических потерь в зубчатом зацеплении из чугуна и стали путем модификации смазки // Трение, износ, смазка. Т. 9. № 4. Декабрь. 2007.
5. **Левченко В.А и [др.]**. Новые материалы, обеспечивающие управление смазочной способностью масел / А.В. Лавренко и [др.]. Междунар. конф. "Нанотехнологии и их влияние на трение, износ и усталость в машинах". 14–15 декабря 2004. Москва. 2004.

Исследование режимов работы аэростатно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков

Проведен анализ факторов, влияющих на работу гравитационной транспортной установки для нисходящих грузопотоков "Аэростатно-канатный спуск". Разработана математическая модель режимов работы установки.

Ключевые слова: аэростатно-канатная установка, математическая модель.

S.B. Vasilyev, E.S. Volkov, Yu.A. Plyutov

Investigation of Modes Balloon-Rope Transport Installation for Downstream Traffic

An analysis of factors influencing the work of gravity of the transport systems for top-down cargo "balloon-rope descent". Mathematical model developed by the installation modes.

Keywords: "balloon-rope descent" installation, mathematical model.

Гравитационная установка для нисходящих грузопотоков "Аэростатно-канатный спуск" (АКС) [1] по принципу действия относится к циклическим видам транспорта, что характеризуется наличием двух режимов работы — грузовым и порожним. В грузовом режиме происходит движение вниз по направляющим канатам под действием силы тяжести грузовой вагонетки, в порожнем — движение вверх под действием подъемной силы аэростата.

На работу установки будут оказывать влияние следующие факторы:

- подъемная сила аэростата;
- полный вес вагонетки, полезного груза, оболочки аэростата и соединительной конструкции;
- аэродинамическое сопротивление воздуха;
- уклон трассы;
- сила трения на канатах.

Эти параметры являются исходными данными для проектирования установки для конкретных условий эксплуатации.

Подъемная сила аэростата зависит от удельной подъемной силы несущего газа и объема оболочки [2], а также от внешних условий и определяется

$$Y = \rho_{\text{возд}} gV - \rho gV = (\rho_{\text{возд}} - \rho)gV, \quad (1)$$

где Y — подъемная сила аэростата, Н; V — объем газа, м³; ρ — плотность газа, кг/м³; $\rho_{\text{возд}}$ — плотность окружающего воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Под внешними условиями подразумеваются атмосферное давление и температура, от которых зависит плотность воздуха: с уменьшением давления плотность уменьшается, а с понижением температуры — увеличивается. Причем зависимость плотности от изменения температуры значительно больше, чем от изменения давления. Присутствие водяных паров уменьшает плотность воздуха, делает его легче сухого, но это влияние незначительно.

Помимо характеристик окружающей среды на подъемную силу аэростата влияет выбор несущего газа. Основное требование при его выборе заключается в том, чтобы величина подъемной силы единицы объема газа была возможно большей. Такое требование равносильно сведению до минимума веса газа, взятого для наполнения оболочки. Если вес вытесненного воздуха будет больше, чем вес аэростата в пустоте, то вес этого аэростата в воздухе станет отрицательным, и он будет стремиться подняться под действием подъемной силы. Следовательно, подъемная сила уравновешенного аэростата будет равна сумме собственного веса с оборудованием и временны-

ми нагрузками (оболочка, вагонетка, соединительная конструкция и т.д.), которые могут быть подняты. Для наполнения газовых аэростатов применяются водород и гелий.

Основное преимущество применения гелия обуславливается тем, что он, в отличие от водорода, не воспламеняется. Однако гелий несколько тяжелее водорода, вследствие чего его подъемная сила меньше (примерно на 10 %). Гелий дороже водорода в среднем на 150 % [3], что значительно увеличивает затраты на закачку аэростата.

Создание специальных взрывобезопасных водородных смесей позволит значительно повысить безопасность и экономичность работ по сравнению с абсолютно безопасным гелием [4].

Поскольку установка АКС является динамической, то необходимо рассматривать вопросы динамического взаимодействия с окружающей средой. В частности, аэродинамическое (лобовое) сопротивление воздуха. Лобовое сопротивление зависит от формы и размеров тела, ориентации его относительно направления скорости, значения скорости, а также от свойств и состояния среды, в которой происходит движение. У хорошо обтекаемых тел, движущихся с небольшой скоростью, аэродинамическое сопротивление определяется сопротивлением трения и потерями на вихреобразование.

В аэродинамике лобовое сопротивление характеризуют безразмерным аэродинамическим коэффициентом сопротивления C_x , с помощью которого аэродинамическое сопротивление определяется по формуле

$$X = \frac{C_x \rho_{\text{возд}} v^2 S}{2}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{возд}}$ — плотность воздуха, кг/м³; v — скорость движения тела относительно среды, м/с; S — площадь поперечного сечения аэростата, м². Для аэростата круглой формы $C_x = 0,5$ [5].

Полный вес системы аэростат–вагонетка вычисляется по формуле

$$G = G_{\text{об}} + G_{\text{ваг}} + G_{\text{с.к}} + G_{\text{гр}}, \quad \text{Н}, \quad (3)$$

где $G_{\text{об}}$ — вес оболочки аэростата, Н; $G_{\text{ваг}}$ — вес вагонетки, включающий вес кузова, подвески и тележки, Н; $G_{\text{с.к.}}$ — вес соединительных канатов, Н; $G_{\text{гр}}$ — вес полезного груза в кузове вагонетки (только в грузовом направлении), Н.

Для исследования режимов работы установки АКС используется относительная величина — отношение подъемной силы аэростата к полно-

му весу системы (Y/G). Таким образом, для движения в грузовом направлении (на спуск) значение полного веса G_1 должно превосходить подъемную силу Y , т.е. необходимо выполнение условия $\frac{Y}{G_1} < 1$.

Чем меньше значение данного отношения, тем с большей силой система будет стремиться вниз.

Для движения в порожнем направлении (на подъем) необходимо, чтобы подъемная сила Y превосходила полный вес системы G_2 , иначе $\frac{Y}{G_2} > 1$.

Соответственно, при увеличении значения данного отношения возрастает сила, с которой система будет стремиться вверх. Отсюда можно сделать вывод, что для увеличения полезной рейсовой нагрузки необходимо снижать вес оборудования. Для этого следует использовать материалы с наименьшим удельным весом. Например, при изготовлении деталей вагонетки можно использовать конструкционные керамические материалы, которые, помимо малого удельного веса, обладают низким коэффициентом трения. Процесс получения керамики требует меньшей энерго- и трудоемкости, а также имеет более высокую экологичность по сравнению с производством металлических материалов [6].

При выборе материала оболочки аэростата, помимо удельного веса, необходимо учитывать его газопроницаемость. Этот показатель отображает, какой объем газа улетучится через 1 м² оболочки за сутки. Улетучивание несущего газа будет влиять на объем подкачиваемого газа в аэростат и, соответственно, на эксплуатационные затраты.

В настоящее время для изготовления оболочек аэростатов используются многослойные пленки, которые характеризуются малой удельной массой (250...400 г/м²) и низкой газопроницаемостью (0,0001...0,0002 м³/(м²·сут)).

Влияние на работу установки АКС уклона трассы следует из законов динамики. Ускорение тела,двигающегося по наклонной плоскости, определяется из уравнения

$$ma = mg \sin \alpha - \mu mg \cos \alpha. \quad (4)$$

Скорость рассчитывается по формуле

$$v = \sqrt{2mg \sin \alpha - \mu mg \cos \alpha}. \quad (5)$$

Однако в работе установки помимо силы тяжести присутствует подъемная сила аэростата, которая корректирует произведение mg . Таким образом, вместо этого произведения следует подставлять разность $(G_1 - Y)$ при движении на спуск и $(Y - G_2)$ – при подъеме.

Выбирая направляющие канаты, необходимо учитывать следующие параметры: удельный вес погонного метра каната и его прочность на разрыв. Также необходимо их надежное закрепление на загрузочной и разгрузочной станциях.

Для изучения возникающих при функционировании гравитационной установки физических явлений была разработана математическая модель.

В реальной установке факторов, влияющих на ее функционирование, очень много. Учет всех этих факторов в математической модели чрезвычайно усложнит ее, поэтому при моделировании были учтены только основные факторы, влияющие на динамику перемещения. В частности, не учитывалось провисание канатов, соответственно перемещение рассматривалось как прямолинейное.

Рассмотрим грузовой режим работы установки, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

Система "аэростат–грузовая тележка" является материальной системой, перемещающейся по наклонной плоскости вниз под действием полного веса G . Противодействующая силе тяжести подъемная сила аэростата Y направлена вертикально вверх. Движению препятствуют лобовое сопротивление воздуха и трение на направляющих канатах.

Перемещение точки $x(t)$, ее скорость $\dot{x}(t)$ и ускорение $\ddot{x}(t)$ удовлетворяют дифференциальному уравнению

$$M_1 \ddot{x} = (G_1 - Y) \frac{L}{\sqrt{L^2 + H^2}} \left(\frac{H}{L} - \mu \right) - \frac{C_x \rho_{\text{возд}} S (\dot{x})^2}{2}, \quad (6)$$

где M_1 – полная масса системы аэростат–вагонетка с грузом, кг; H – высота (вертикальная проекция трассы), м; L – горизонтальная проекция трассы, м; μ – коэффициент трения грузовой тележки о направляющие канаты;

$S = \pi \left(\frac{3V_{\text{аэр}}}{4\pi} \right)^{\frac{2}{3}}$ – площадь поперечного сечения аэростата, м²; $V_{\text{аэр}}$ – объем аэростата, м³.

Для осуществления движения должны выполняться следующие условия: $H/L > \mu$ и $G_1 > Y$.

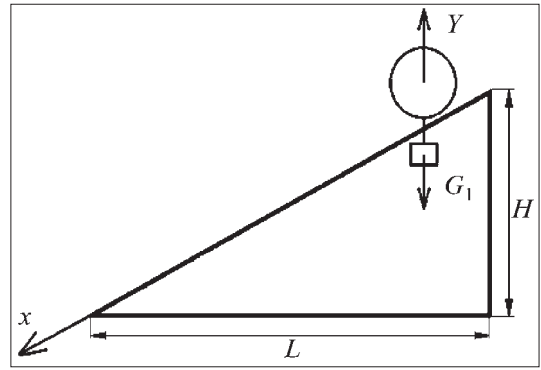


Рис. 1. Расчетная схема движения в грузовом направлении

Считая перечисленные величины константами, имеем линейное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\ddot{x} = b_1^2 - a_1^2 (\dot{x}), \quad (7)$$

где

$$a_1^2 = \frac{C_x \rho_{\text{возд}} S}{2 M_1}; \quad (8)$$

$$b_1^2 = \frac{(G_1 - Y) \frac{L}{\sqrt{L^2 + H^2}} \left(\frac{H}{L} - \mu \right)}{M_1}. \quad (9)$$

Уравнение допускает понижение порядка ($y = \dot{x}, \dot{y} = \ddot{x}$) и имеет решение

$$x = \frac{\ln(e^{2a_1 b_1 t} + 1)}{a_1^2} - \frac{b_1 t}{a_1} - \frac{0,69}{a_1^2}. \quad (10)$$

Данное уравнение описывает движение установки на первой половине пути ($l/2$), т.е. на стадии разгона, где $l = \sqrt{L^2 + H^2}$ – длина трассы. Тогда из уравнения

$$\frac{l}{2} = \frac{\ln(e^{2a_1 b_1 t} + 1)}{a_1^2} - \frac{b_1 t}{a_1} - \frac{0,69}{a_1^2} \quad (11)$$

определяется время $t_{1/2}$, за которое будет пройдена первая половина пути

$$t_{1/2} = \frac{\ln \left(e^{\frac{la_1^2}{2}} + \sqrt{e^{la_1^2} - 1} \right)}{a_1 b_1}. \quad (12)$$

На второй половине пути происходит плавное торможение, которое считается симметричным

разгону. Тогда установка на вторую половину пути затратит то же время $t_{1/2}$, а весь путь вниз пройдет за время

$$t_{\text{сп}} = \frac{2 \ln \left(e^{\frac{la_1^2}{2}} + \sqrt{e^{la_1^2} - 1} \right)}{a_1 b_1}. \quad (13)$$

Скорость при движении на спуск вычисляется по формуле

$$v_{\text{сп}} = \frac{b_1}{a_1} \left(1 - \frac{0,69}{\ln \left(e^{\frac{la_1^2}{2}} + \sqrt{e^{la_1^2} - 1} \right)} \right). \quad (14)$$

Учитывая, что в реальных условиях величина $e^{la_1^2}$ существенно больше единицы, при расчетах можно пользоваться приближенными формулами

$$v_{\text{п.сп}} = \frac{b_1}{a_1} \frac{\frac{la_1^2}{2}}{\frac{la_1^2}{2} + 0,69} = \frac{b_1}{a_1} \frac{la_1^2}{la_1^2 + 1,38}; \quad (15)$$

$$t_{\text{сп}} = \frac{2 \left(0,69 + \frac{la_1^2}{2} \right)}{a_1 b_1}. \quad (16)$$

Расчетная схема при движении в порожнем направлении показана на рис. 2.

Дифференциальное уравнение движения на подъем имеет вид:

$$M_2 \ddot{x} = (Y - G_2) \frac{L}{\sqrt{L^2 + H^2}} \left(\frac{H}{L} - \mu \right) - \frac{C_x \rho_{\text{возд}} S (\dot{x})^2}{2}, \quad (17)$$

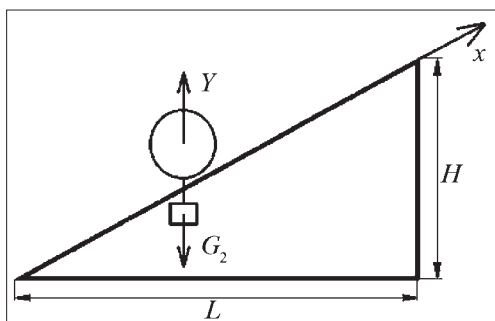


Рис. 2. Расчетная схема движения в порожнем направлении

где M_2 — полная масса системы "аэростат–вагонетка" без груза.

Для движения вверх должны выполняться следующие условия: $H/L > \mu$ и $Y > G_2$.

Уравнение движения приводится к виду

$$\ddot{x} = b_2^2 - a_2^2 (\dot{x}), \quad (18)$$

где

$$a_2^2 = \frac{C_x \rho_{\text{возд}} S}{2 M_2}; \quad (19)$$

$$b_2^2 = \frac{(Y - G_2) \frac{L}{\sqrt{L^2 + H^2}} \left(\frac{H}{L} - \mu \right)}{M_2}. \quad (20)$$

Так как полученное уравнение имеет такой же вид, как уравнение для движения на спуск, соответственно и решение данного уравнения будет аналогичным. То есть время подъема будет определяться по формуле

$$t_{\text{под}} = \frac{2 \left(0,69 + \frac{la_2^2}{2} \right)}{a_2 b_2}. \quad (21)$$

Скорость подъема по формуле

$$v_{\text{под}} = \frac{b_2}{a_2} \frac{\frac{la_2^2}{2}}{\frac{la_2^2}{2} + 0,69} = \frac{b_2}{a_2} \frac{la_2^2}{la_2^2 + 1,38}. \quad (22)$$

Таким образом, используя полученные формулы, было исследовано влияние различных факторов на скорость движения системы "аэростат–вагонетка" в обоих направлениях и на ее производительность при следующих условиях

Высота H , м	600
Длина L , м	2000
Подъемная сила аэростата Y , Н	107910
Вес вагонетки $G_{\text{ваг}}$, Н	19620
Вес оболочки аэростата $G_{\text{об}}$, Н	7118
Вес груза $G_{\text{гр}}$, Н	196200
Вес соединительной конструкции $G_{\text{ск}}$, Н	981
Время загрузки вагонетки ¹ t_z , с	120
Время разгрузки вагонетки ¹ t_p , с	120
Коэффициент трения тележки на канатах μ	0,15
Плотность воздуха $\rho_{\text{возд}}$, кг/м ³	1,2255
Аэродинамический коэффициент C_x	0,5

¹С учетом времени на гашение колебаний аэростата после остановки и загрузки/разгрузки вагонетки.

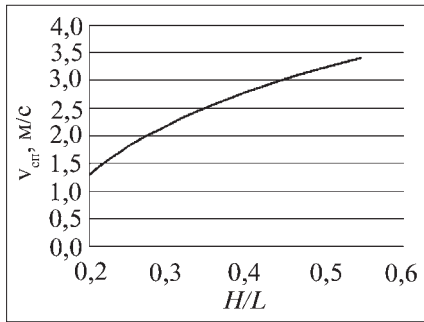


Рис. 3. График зависимости скорости спуска от отношения H/L

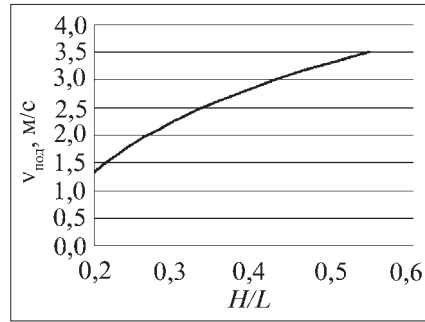


Рис. 4. График зависимости скорости подъема от отношения H/L

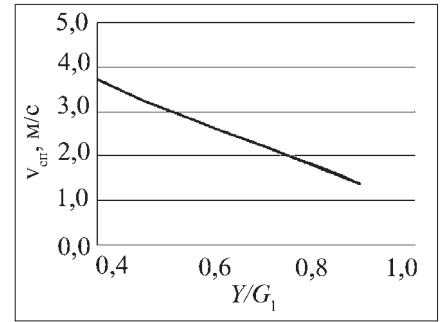


Рис. 5. График зависимости скорости спуска от отношения Y/G_1

По полученным расчетам были построены диаграммы, отображающие зависимости скоростей спуска и подъема от отношений H/L и Y/G . При увеличении уклона трассы в результате изменения параметров H и L прослеживается восходящий тренд для скоростей в обоих направлениях движения, т.е. при увеличении отношения H/L возрастают скорости спуска и подъема (рис. 3 и 4).

При увеличении отношения подъемной силы аэростата Y к полному весу системы (G_1 в грузовом направлении и G_2 в порожнем), скорость спуска снижается (рис. 5), а скорость подъема возрастает (рис. 6).

Производительность установки рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{m_{гр}}{t_{сп} + t_{под} + t_p + t_3}, \quad (23)$$

где $m_{гр}$ – масса полезного груза, $m_{гр} = G_{гр}/g$, т; $t_{сп}$ и $t_{под}$ – время спуска и подъема соответственно, с; t_3 и t_p – время загрузки и разгрузки вагонетки, с.

Оптимизация производительности с помощью методов математического анализа является весьма сложной, поэтому она была выполнена удобным способом, описанным далее.

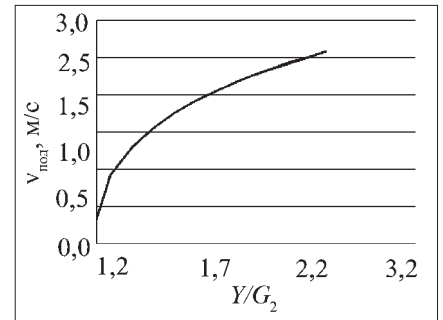
Расчет производительности был проведен для различных сочетаний вагонеток и аэростатов. Для этого использовался стандартный ряд вагонеток [7], используемых на подвесных ка-

Таблица 1

Стандартный ряд вагонеток для подвесных канатных дорог

Грузоподъемность, т	Вместимость, м ³	Собственный вес, Н
1,1	0,5	4000
1,2	0,6	4250
1,3	0,65	4550
1,4	0,7	4850

Рис. 6. График зависимости скорости подъема от отношения Y/G_2



натных дорогах (табл. 1). Этот ряд был продолжен с учетом коэффициента тары $\approx 0,35$ (табл. 2).

Также был разработан ряд гелиевых аэростатов с подъемной силой от 7500 до 25000 Н при

Таблица 2

Параметры вагонеток для АКС

Грузоподъемность, т	Вместимость, м ³	Собственный вес, Н
1,5	0,7	5150
1,59	0,75	5450
1,67	0,8	5750
1,76	0,85	6050
1,85	0,9	6350
1,94	0,95	6650
2,02	1	6950
2,11	1,05	7250

Таблица 3

Параметры аэростатов для АКС

Объем аэростата, м ³	Подъемная сила при стандартных условиях, Н	Площадь оболочки аэростата, м ²	Вес оболочки, Н
750	7358	403,66	1211
1000	9810	489,00	1467
1250	12263	567,43	1702
1500	14715	640,77	1922
1750	17168	710,12	2130
2000	19620	776,24	2328
2250	22073	839,65	2518
2500	24525	900,75	2702

стандартных условиях (температура воздуха +15 °С, давление 760 мм рт. ст.). Удельный вес оболочки равен 3 Н/м² (табл. 3).

Полный вес на спуск G_1 и на подъем G_2 был определен по табл. 1–3. Вес соединительной конструкции принимался равным 1000 Н, подъемная сила Y была взята из табл. 3.

Результаты расчетов представлены на рис. 7 (см. 2-ю стр. обложки).

Для определения пределов области максимальных значений производительности было решено использовать сумму отношений $\frac{Y}{G_1} + \frac{Y}{G_2}$.

Это объясняется зависимостью производительности от суммы времен спуска и подъема, которые в свою очередь зависят от отношений $\frac{Y}{G_1}$ и

$\frac{Y}{G_2}$ соответственно. Область максимальных значений производительности находится в пределах

$$\frac{Y}{G_1} + \frac{Y}{G_2} = 2,1 \dots 2,6.$$

С увеличением параметров вагонеток и аэростатов будут возрастать и числовые значения производительности за счет увеличения массы перевозимого груза. При этом пределы области максимальных значений производительности сохранятся. Однако нельзя забывать о нагрузке, прилагаемой на несущие канаты. При значительном превышении веса груза необратимы разрыв канатов и падение вагонетки с аэростатом. Если же подъемная сила аэростата будет

значительно превосходить вес пустой вагонетки, это приведет к разрыву канатов и аэростат с вагонеткой улетят вверх.

Выводы

Разработанная математическая модель позволяет:

рассчитать производительность для различных сочетаний вагонетки и аэростата в разных условиях применения;

рассчитать максимальное значение производительности для заданных условий;

при заданной производительности выбрать оптимальное сочетание оборудования.

Список литературы

1. Братухина Н.А., Волков Е.С., Плютов Ю.А. Исследование режимов работы аэростатно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 11.

2. Поползов Н.П., Сорокин М.А. Воздухоплавание. М.: Воениздат, 1940.

3. <http://kriogen.ru/>, ООО "УралКриоГаз". 2011.

4. Бойко Ю.С. Грузовые аэростаты для открытых горных разработок // Промышленный транспорт. 1980. № 10.

5. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. М.: Наука, 1964.

6. Вержанский А.П., Островский М.С., Шубина Н.Б. Перспективы применения конструкционной керамики в горном машиностроении // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 10.

7. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Л.: Машиностроение, 1966.

Расчет усилий в канатах экскаватора-драглайна

Рассмотрена методика, позволяющая определять максимальное усилие в подъемных и тяговых канатах с учетом инерционности лебедок.

Ключевые слова: экскаватор, драглайн, усилия, канаты.

V.S. Shestakov, T.P. Golovneva

Calculation of Efforts to Rope Excavator-Dragline

In the article discusses of design procedure, allowing to determine the maximum effort in hoisting and trusting ropes with account a mass inertia of winch.

Keywords: excavator, dragline, efforts, ropes.

На массу экскаватора существенным образом влияет масса его стрелы. Даже незначительное уменьшение массы стрелы позволит существенно уменьшить массу машины, кроме того, значительно уменьшится момент инерции поворотной части. От момента инерции практически линейно зависит время поворотного движения и, следовательно, время цикла. Таким образом, при снижении массы стрелы произойдет снижение массы и стоимости экскаватора, повышение его производительности.

Снижение массы стрелы возможно за счет использования элементов без излишних запасов прочности. Для решения этой задачи необходимо точно определить максимальные усилия в канатах подъемной и тяговой лебедок, по которым выполняется расчет напряжений в элементах стрелы, и подбираются сечения элементов.

В известных методиках при расчетах усилий рассматривают положение ковша на границе зоны растяжки (рис. 1), а усилия в подъемных и тяговых канатах считают равными стопорным значениям приводов [1]. Использование стопорных значений объясняется тем, что привод экскаваторной лебедки имеет так называемую "экскаваторную" механическую характеристику (рис. 2). В процессе работы лебедки при перемещении ковша скорость меняется в зависимости от усилий в канатах, которым пропорционален момент сопротивлений. При подходе ковша к зоне "растяжки" усилие в кана-

тах увеличивается и это должно обеспечивать уменьшение скорости вращения вала барабана вплоть до полной остановки привода. В реальном же приводе мгновенного изменения скорости в соответствии с моментом сопротивления

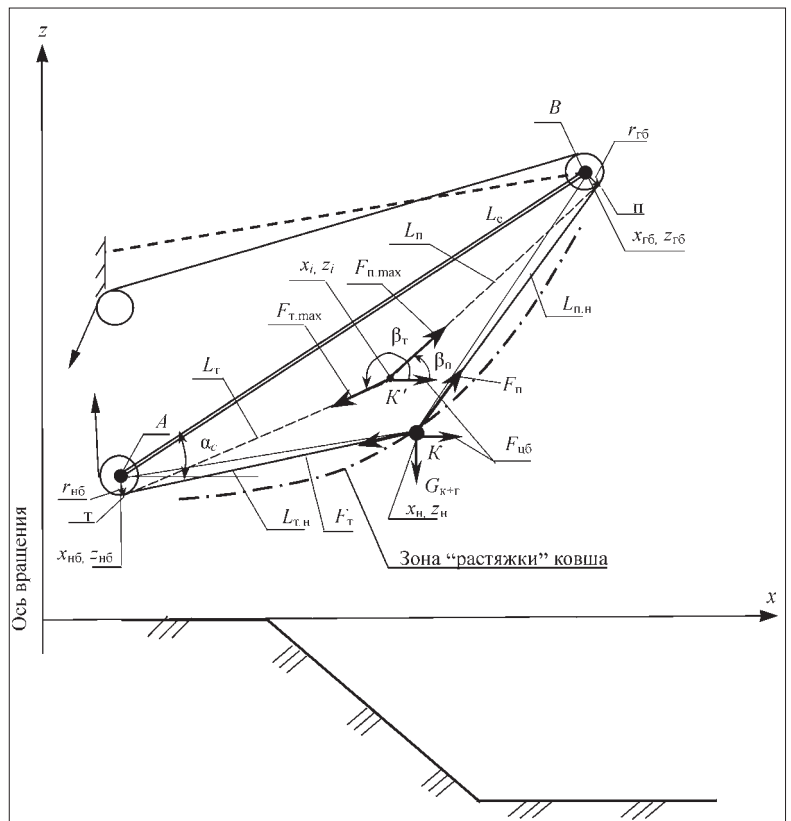


Рис. 1. Расчетная схема к определению усилий:

L_c – длина стрелы; α_c – угол наклона стрелы; x_n, y_n – координаты ковша в начале торможения; $x_{nb}, z_{nb}, x_{rb}, z_{rb}$ – координаты осей направляющих и головных блоков; x_i, z_i – положение центра тяжести ковша; r_{nb}, r_{rb} – радиус направляющих и головных блоков; G_{k+g} – сила тяжести груженого ковша

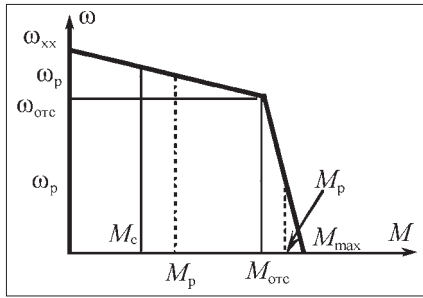


Рис. 2. Статическая механическая характеристика привода:
 $\omega_{хх}$, $\omega_{отс}$ — соответственно скорость холостого хода и отсечки; M_{max} , $M_{отс}$ — максимальный (стопорный) момент и момент отсечки привода; ω_p , M_p — текущее значение скорости и момента; M_c — момент сопротивления

на валу не происходит ввиду наличия больших инерционных масс. Время торможения до полной остановки составляет 1...2 с, за это время барабан повернется на некоторый угол и ковш войдет в зону растяжки ближе к стреле. Приближение ковша к стреле приведет к увеличению усилий в канатах выше стопорных значений, это нужно учитывать при расчете напряжений в элементах стрелы.

В данной статье рассматривается методика определения максимальных усилий с учетом инерционности лебедок.

Точное максимальное значение усилий может быть определено по математической модели, включающей выражения, имитирующие работу лебедок и обеспечивающие расчет усилий в канатах [2]. Это требует использования специальной программы и введения большого числа исходных данных. С достаточной точностью для расчета напряжений в элементах стрелы максимальные усилия могут быть определены значительно проще. Для этого можно использовать допущение, что момент привода при торможении и момент статических сопротивлений постоянны во время торможения. Рассматривается движение ковша при входе в зону "растяжки" ковша, граница которой определяется по максимальным (стопорным) моментам на валу привода, поэтому момент сопротивления при расчетах принимается равным максимальному моменту привода.

При таком допущении максимальное усилие в канатах лебедок определяется по следующему алгоритму:

- 1) определяется уменьшение длины подъемных и тяговых канатов от начала торможения до полной остановки привода;
- 2) определяется конечное положение ковша при полной его остановке;
- 3) определяются углы наклона подъемных и тяговых канатов;
- 4) рассчитываются значения усилий в канатах в точке остановки ковша.

Исходные данные для расчета максимальных усилий в канатах (помимо указанных на рис. 1 и 2):

$L_{т.н}$, $L_{п.н}$ — значение длины тяговых и подъемных канатов от ковша до блоков в начале торможения;

$J_{дв}$ — момент инерции роторов двигателей привода лебедки;

$J_б$ — момент инерции барабанов лебедки;

η_l — КПД лебедки; U_l — передаточное от-

ношение лебедки;

$m_{к+г}$ — масса груженого ковша.

Определение уменьшения длины подъемных и тяговых канатов при торможении

Для расчета времени и изменения длины канатов при торможении используется уравнение движения вала двигателя лебедки

$$-M_{max}/\eta_l - M_c = J_{np} d\omega/dt, \quad (1)$$

где J_{np} — суммарный момент инерции лебедки, приведенный к валу двигателя; ω — текущее значение угловой скорости вала двигателя.

Момент сопротивления с учетом приведенного выше допущения: $M_c = M_{max}$.

При торможении привода суммарный приведенный момент инерции будет включать только вращающиеся части механизма. Ковш останавливается силой тяжести. Суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции лебедки при ее работе на уменьшение длины канатов определяется по формуле приведения

$$J_{np} = J_{дв} + J_б/U_l^2.$$

С учетом допущений время торможения определяется интегрированием выражения (1)

$$\int_0^{T_T} dt = -\frac{J_{np}}{M_{max}/\eta_l + M_{max}} \int_{\omega_p}^0 d\omega.$$

Торможение начинается с достигнутой при разгоне скорости, поэтому и применено обозначение ω_p в качестве нижней границы определенного интеграла. Наихудший случай для нагружения стрелы будет, когда торможение начинается при скорости отсечки $\omega_{отс}$. После решения интеграла при такой скорости получим выражение для расчета времени торможения

$$T_T = \frac{J_{np} \omega_{отс}}{M_{max} (1/\eta_l + 1)}.$$

При неизменных значениях движущего момента и момента сопротивления ускорение торможения будет постоянным, а угол торможения определяем по выражению

Результаты расчета при торможении ковша

Режимы работы лебедок	Координаты ковша		Длины канатов		Усилия в канатах		Относительные значения	
	x_i	z_i	L_T	L_{II}	F_T	F_{II}	$F_T/G_{K+Г}$	$F_{II}/G_{K+Г}$
Начало торможения	51	18	39,2	65,56	1480	1698	1,762	2,022
Конец торможения	48,7	21	38,2	64,5	1972	2217	2,348	2,64
Отклонение	—	—	1,005	1,061	491,6	519	0,332	0,305

$$\varphi_{\text{тор}} = \omega_{\text{отс}} T_T / 2.$$

По углу торможения определяются изменения длин канатов подъемной и тяговой лебедок

$$L_T = L_{T,н} - \varphi_{T,тор} U_T R_{б,Т}; L_{II} = L_{II,н} - \varphi_{II,тор} U_{II} R_{б,II},$$

где L_T, L_{II} — длина соответственно тяговых и подъемных канатов от ковша до блоков в конце торможения; $\varphi_{T,тор}, \varphi_{II,тор}$ — углы поворота вала двигателя соответственно тяговой и подъемной лебедок при торможении; U_T, U_{II} — передаточное отношение соответственно тяговой и подъемной лебедок; $R_{б,Т}, R_{б,II}$ — радиус барабана соответственно тяговой и подъемной лебедок (см. рис. 1).

Определение положения ковша в конце торможения

Для определения координат положения ковша необходимо решить систему уравнений (точка K' является пересечением двух окружностей, центры которых находятся в точках схода канатов с блоков "II" и "Т" (см. рис. 1)

$$\begin{cases} (x_{II} - x_i)^2 + (z_{II} - z_i)^2 = L_{II}^2 \\ (x_T - x_i)^2 + (z_T - z_i)^2 = L_T^2, \end{cases}$$

где x_{II}, z_{II}, x_T, z_T — координаты точек "II" и "Т" схода подъемных и тяговых канатов с блоков.

В результате решения приведенной системы уравнений будут получены координаты центра тяжести ковша x_i, z_i в момент его остановки.

Определение углов наклона подъемных и тяговых канатов

Угол наклона к горизонтали отрезка, соединяющего точку схода подъемных канатов с головных блоков и центр тяжести ковша

$$\beta_{II} = \alpha_c + \arccos\left(\frac{L_c^2 + L_{BK}^2 - L_{AK}^2}{2L_c L_{BK}}\right) - \arctg \frac{r_{гб}}{L_{II}}$$

Угол наклона к горизонтали отрезка, соединяющего точку схода тяговых канатов с направляющих блоков и центр тяжести ковша

$$\beta_T = \alpha_c + \arccos\left(\frac{L_c^2 + L_{BK}^2 - L_{AK}^2}{2L_c L_{BK}}\right) + \arccos\left(\frac{L_{BK}^2 + L_{AK}^2 - L_c^2}{2L_{BK} L_{AK}}\right) + \arctg \frac{r_{гб}}{L_T}$$

где L_{AK}' — длина отрезка между осью направляющих блоков и центром тяжести ковша:

$$L_{AK}' = \sqrt{L_T^2 + r_{гб}^2};$$

L_{BK}' — длина отрезка между осью головных блоков и центром тяжести ковша:

$$L_{BK}' = \sqrt{L_{II}^2 + r_{гб}^2}.$$

Определение максимальных усилий в подъемных и тяговых канатах в точке остановки ковша

Усилия в тяговых $F_{T,max}$ и подъемных $F_{II,max}$ канатах определяем из уравнений равновесия ковша под действием усилий

$$F_{T,max} = \frac{G_{K+Г} + F_{цб} \operatorname{tg} \beta_{II}}{\sin \beta_T - \cos \beta_T \operatorname{tg} \beta_{II}}, F_{II,max} = -\frac{F_{T,max} \cos \beta_T + F_{цб}}{\cos \beta_{II}},$$

где $F_{цб}$ — центробежная сила, действующая на ковш:

$$F_{цб} = m_{K+Г} \omega_{пл}^2 x_i,$$

здесь x_i — расстояние от оси вращения платформы экскаватора до центра тяжести ковша; $\omega_{пл}$ — скорость поворота платформы.

По этим выражениям проведены расчеты для экскаватора ЭШ-25.100, результаты которых представлены в таблице.

В таблице обозначено: $F_T/G_{K+Г}; F_{II}/G_{K+Г}$ — относительные значения усилий соответственно в тяговых и подъемных канатах.

В строке "Отклонение" приведена разность между точками начала и конца торможения, причем в колонках $F_T/G_{K+Г}; F_{II}/G_{K+Г}$ — представлено относительное значение

$$\Delta F = (F_K - F_H) / F_H,$$

где F_K, F_H — усилия в соответствующих канатах в конце и начале торможения.

* * *

Таким образом, при торможении происходит существенное увеличение усилий в подъемных и тяговых канатах (на 30...35 %), это нужно учитывать при расчете максимальных напряжений в металлоконструкциях стрелы.

Список литературы

1. Ткаченко В.Я. Определение максимальных статических нагрузок в канатах и стреле драглайна при транспортировании ковша // Известия ВУЗов. Горный журнал. 1979. С. 98–102.
2. Шестаков В.С., Головнева Т.П. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 6. С. 50–55.

Методика определения коэффициента трения качения кусков горной породы

Дано описание экспериментальной установки, позволяющей определять триботехнические характеристики кусков горной породы. Изложен последовательный принцип работы на установки по исследованию характеристик. Разработана методика обработки полученных результатов.

Ключевые слова: методика, трибометр, уравнения и коэффициенты трения качения частиц.

S.A. Lyaptsev, V.Ya. Potapov

Methods for Determining the Rolling Friction Coefficient of Rock Fragments

The article describes the experimental installation, allowing to define the tribological characteristics of rock fragments. Contained serial the principle of work for installation on the investigation performance. A method for processing the results is developed.

Keywords: method, the tribometer, equation and coefficient of rolling friction of the particles.

Разделение горной массы основывается на физических свойствах слагающих ее минералов. Одним из них, широко используемым в различных аппаратах, является трение. С точки зрения рассмотрения коэффициентов трения как признака разделения, наибольший интерес представляют кинетический коэффициент трения и приведенный коэффициент трения качения, учитывающий вращение куска при контакте с поверхностью, так как разделение частиц в основном идет в движении. Согласно теории и практике частицы минералов перемещаются по наклонной плоскости не только со скольжением, но и с качением, что, несомненно, влияет на эффективность процесса разделения. В зависимости от угла наклона этой плоскости возможны различные режимы движения: чистое скольжение, качение без проскальзывания, качение со скольжением [1]. Целью данной статьи является определение коэффициента трения качения частицы горной массы по разделительной поверхности.

Методика определения приведенного коэффициента трения перекатывающейся частицы получена из условия ее опрокидывания вокруг границы площадки контакта.

Для определения коэффициента трения скольжения обычно используется установка (трибометр), представленная на рис. 1 [2]. К штативу 1 шарнирно прикреплена плоскость 2,

на которой установлен транспортер 3. К сектору транспортера подвешена стрелка с отвесом 5. Изменения угла наклона плоскости 2 осуществлялись с помощью рукоятки 6 и червячной передачи 7.

Точно такую же установку можно использовать и для определения приведенного коэффициента трения. Методика проведения опыта: вначале определяются форма и размеры частицы минерала, а на плоскости с переменным углом наклона размещаются сменные поверхности (сталь или резина), для которых необходимо определить фрикционные характеристики. После этого образцы исследуемых материалов помещаются на плоскость.

В процессе опыта уделялось внимание виду движения образца, фиксировались угол и время прохо-

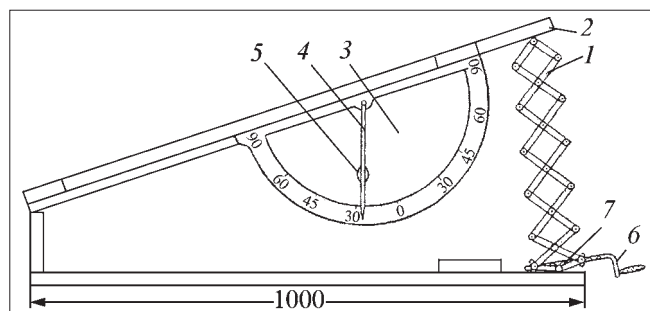


Рис. 1. Вид экспериментальной установки

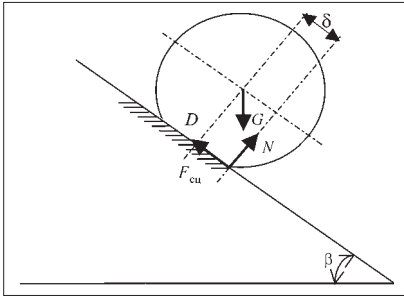


Рис. 2. Силы, действующие на частицу

ждения участка со скольжением. Дальнейшее увеличение угла наклона плоскости осуществилось для пере-

вода ее в режим качения, при этом также фиксировался завышенный угол подъема плоскости.

Коэффициент трения качения δ определяется по углу наклона β , который составляет подвижная плоскость в момент начала качения (при отсутствии проскальзывания). На рис. 2 изображены силы, действующие на частицу при ее перекатывании по наклонной плоскости: G – сила тяжести, N – нормальная составляющая реакции поверхности, F_{cu} – сила сцепления, являющаяся касательной составляющей реакции. Качение начинается в тот момент времени, когда линия действия силы тяжести G выйдет за пределы границы площадки контакта частицы с наклонной плоскостью (появляется опрокидывающий момент вокруг границы площадки контакта). Предельное значение угла наклона плоскости β , при котором линия действия силы G точно попадает на границу площадки контакта, как раз и соответствует величине δ .

Как известно [3], причиной возникновения трения качения является деформация катящегося объекта и поверхности, по которой происходит качение. Момент трения качения $M_{тр}$ определяется как момент нормальной реакции N относительно точки D пересечения нормали к поверхности качения, проведенной через центр масс частицы:

$$M_{тр} = \delta N, \quad (1)$$

где $N = G \cos \beta$ – величина нормальной реакции.

Сила тяжести при этом создает относительно той же точки момент, по величине равный

$$M_D = GR \sin \beta, \quad (2)$$

где R – средний радиус частицы.

Таким образом, в предельном случае (для момента начала качения)

$$GR \sin \beta = \delta G \cos \beta$$

и, следовательно,

$$\delta = R \operatorname{tg} \beta. \quad (3)$$

При движении катящейся без скольжения частицы ускорение ее центра можно определить по теореме об изменении кинетической энергии и [3]:

$$\frac{dT}{dt} = \sum W,$$

где T – кинетическая энергия частицы;

$$T = \frac{1}{2} m v_c^2 + \frac{1}{2} J_c \omega^2 = \frac{1}{2} m v_c^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{2}{5} m R^2 \right) \left(\frac{v_c}{R} \right)^2,$$

$J_c = \frac{2}{5} m R^2$ – момент инерции шарообразной частицы массой m , v_c – скорость ее центра масс; ω – угловая скорость; $\sum W$ – сумма мощностей сил, приложенных к частице,

$$\sum W = G v_c \sin \beta - M_{тр} \omega = m g \left(\sin \beta - \frac{\delta}{R} \cos \beta \right) v_c.$$

После подстановки указанных значений получаем выражение для определения ускорения центра частицы

$$a_c = \frac{5}{7} g \left(\sin \beta - \frac{\delta}{R} \cos \beta \right). \quad (4)$$

Считая качение частицы по наклонной плоскости равнопеременным, величину δ при движении можно определить по длине L пройденного ею за время t пути: $L = 0,5 g t^2$.

Отсюда с учетом выражения (4) получим

$$\delta = \left(\operatorname{tg} \beta - \frac{2,8 L}{g t^2 \cos \beta} \right). \quad (5)$$

В соответствии с представленными зависимостями проведено экспериментальное определение приведенного коэффициента трения качения горных пород по стальной и резиновой поверхностям.

Исследования показывают, что существует закономерная взаимосвязь между крупностью подвижного куска и коэффициентом трения качения: чем больше размер, тем выше коэффициент трения качения. Данная закономерность прослеживается для различных горных пород и поверхностей качения.

Уравнения взаимосвязи указанных параметров установлены методами регрессионного анализа. Выбор аналитической аппроксимационной функции осуществлен из заданного класса типовых зависимостей (линейных, степенных и т.п.) по величине наименьшей остаточной дисперсии. Результаты экспериментальных исследова-

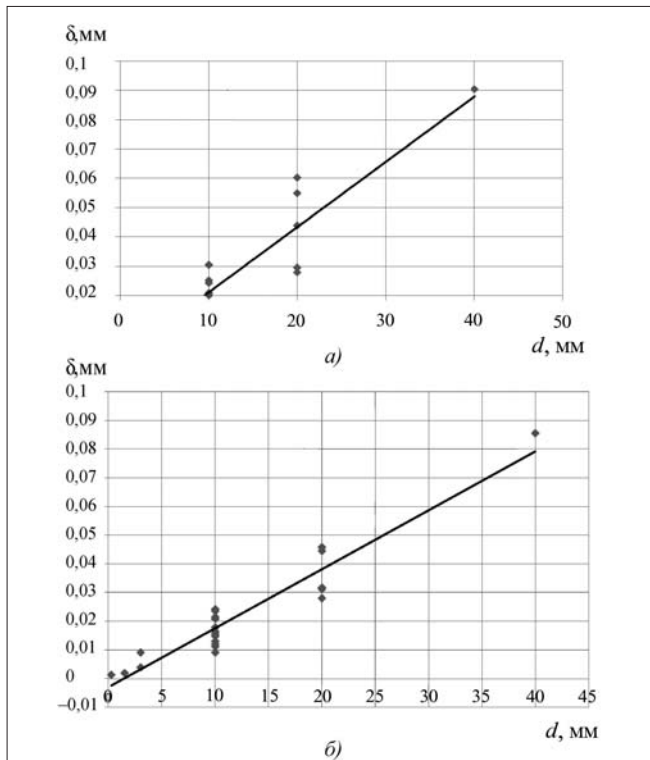


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициента трения качения от крупности для угольных формаций: а – резина; б – сталь

дований качения угольных формаций и их интерпретации представлены на рис. 3. Аналитическая аппроксимация показывает, что коэффициент трения качения связан с крупностью перемещающихся угольных кусков прямой пропорциональной зависимостью $\delta \approx k_M d - b$, где k_M – безразмерный коэффициент линейной пропорциональности; d – диаметр куска, мм; b – величина вертикального смещения графика, мм.

Для исследованных случаев при качении угля по резине $k_M = 2,23 \cdot 10^{-4}$, $b = 1,42 \cdot 10^{-4}$ с коэффициентом корреляции $R^2 = 0,86$, а для стальной поверхности качения $k_M = 2,05 \cdot 10^{-4}$, $b = 2,96 \cdot 10^{-4}$ с коэффициентом корреляции при этом $R^2 = 0,91$. Высокий коэффициент корреляции свидетельствует об устойчивой взаимосвязи между параметрами, установленными экспериментально, и выражается прямо пропорциональной аналитической зависимостью.

Приведенная методика была апробирована также на асбестосодержащих рудах (рис. 4). Для асбестосодержащих продуктов аналитические зависимости описываются квадратичными функциями вида $\delta \approx ad^2 + bd + c$. Значения коэффициентов функции приведены на рисунке. Соответствующие коэффициенты корреляции для резины $R^2 = 0,75$ и для стальной поверхности $R^2 = 0,73$, что также свидетельствует о тесноте

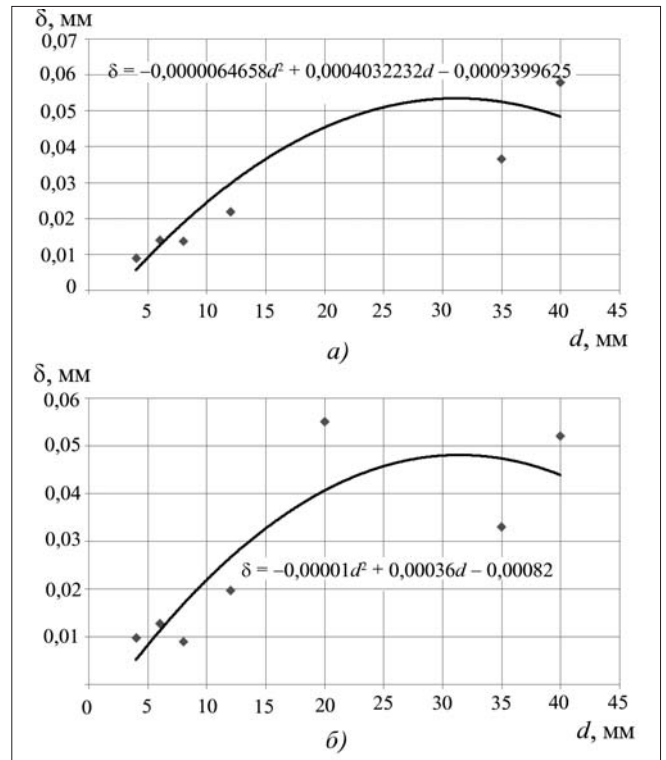


Рис.4. Зависимость приведенного коэффициента трения качения от крупности для асбестосодержащих продуктов: а – резина; б – сталь

связи между аналитическими и экспериментальными кривыми.

Различие в коэффициентах трения качения ценного продукта и породы по стали и резине достаточны для их разделения. С уменьшением крупности разница в коэффициентах трения частиц монофаз снижается. Это можно объяснить тем, что с уменьшением крупности частиц они становятся однородными по составу и форме и как следствие этого разница в коэффициентах трения становится незначительной.

Таким образом, представленные результаты исследования могут послужить основой для проектирования нового оборудования по разделению фрикционным методом. Полученные зависимости использованы при моделировании процесса разделения частиц, необходимого для разработки конструкции барабанно-полочного фрикционного сепаратора и [4].

Список литературы

1. Потапов В.Я., Лящев С.А. и др. Теоретический анализ движения и удара частицы обогащаемого материала о наклонную плоскость // Известия Вузов. Горный журнал. 2006. № 6. С. 93–98.
2. Иванов П.А. Коэффициент трения покоя и движения угля и породы (на примере Кизеловского бассейна) // Известия вузов. Горный журнал. 1964. № 3. С. 126–128.
3. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1990. С. 324.
4. Лящев С.А., Цыпин Е.Ф., Потапов В.Я., Иванов В.В. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе // Известия Вузов. Горный журнал. 1996. № 7. С. 147–150.

Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок

Выполнена оценка энергозатрат и энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок. Показано, что энергоемкость процесса черпания при замыкании внешних нагрузок существенно меньше энергоемкости рабочего процесса гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием типа прямая лопата.

Ключевые слова: энергоемкость процесса черпания, замыкание внешних нагрузок.

I.Yu. Ivanov, A.P. Komissarov

Rated Power Consumption of the Working Process of a Hydraulic Excavator with the Closure of the External Loads

In this paper, the estimate of energy consumption and energy intensity of the working process of a hydraulic excavator with the closure of the external loads. It is shown that the energy intensity of digging for the closure of the external loads are much smaller than the energy of the working process of hydraulic excavators-crystal with working equipment such as shovel.

Keywords: energy-intensive digging the closure of the external loads are.

Принцип рациональности силовой схемы [1], заключающийся в уравнивании (замыкании) действующих в системе сил, является одним из общих принципов конструирования. Примерами реализации данного принципа в горных машинах являются грейфер, буроскальвующий рабочий орган горного комбайна с наружным и внутренним бурами [2] и др. Технические решения по конструкциям карьерных и шагающих экскаваторов, рыхлителя и другого оборудования защищены патентами РФ №№ 1313961, 1749390, 1751267, 2005854, 2007532, 2026928 и 92033. В настоящее время зарубежными фирмами "LIERHERR", "Sennebogen" (Германия) освоено производство мощных экскаваторов с оборудованием грейфера.

Основными характеристиками оборудования, определяющими производительность машины и эффективность работы, являются энергоемкость и энергозатраты на выполнение рабочего процесса.

Энергоемкость рабочего процесса при замыкании внешних нагрузок (рис. 1) составит

$$\alpha = \frac{A_F}{V_{\Pi}} = \frac{\int_0^{0,5\alpha_3} FRd\alpha}{V_{\Pi}}, \quad (1)$$

где A_F — работа сил F , действующих на ковши при копании; R — радиус ковша; α_3 — угол замыкания; V_{Π} — объем зачерпываемой породы; α — текущее значение угла поворота ковша.

Сила, действующая на ковш при копании, равна касательной составляющей сопротивления копанию [3] и определяется из выражения

$$F = P_{01} = k_1 B_k c, \quad (2)$$

где k_1 — коэффициент сопротивления породы копанию; B_k — ширина ковша; c — толщина срезаемого слоя породы.

Толщина срезаемого слоя породы составит

$$c = R \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_3}{2}}{\cos \left(\frac{\alpha_3}{2} - \alpha \right)} \right). \quad (3)$$

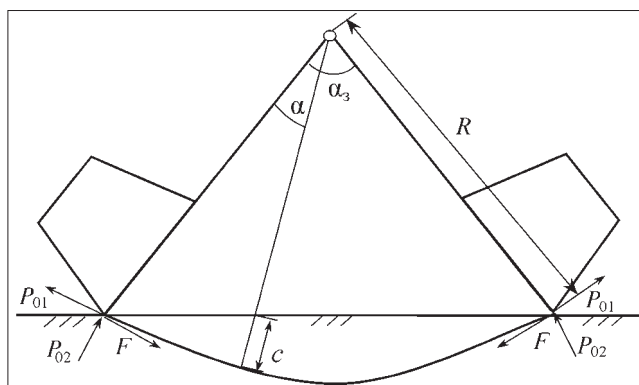


Рис. 1. Схема к определению энергоемкости рабочего процесса

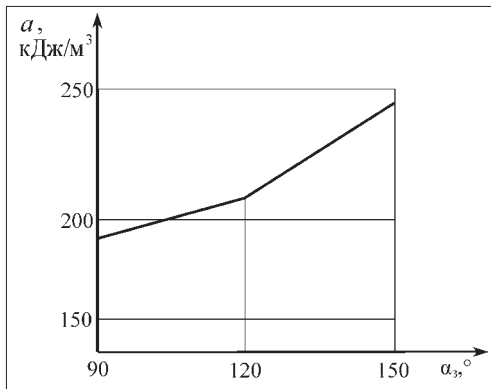


Рис. 2. Зависимость энергоёмкости процесса копания при замыкании внешних нагрузок от угла замыкания (для полускальных и скальных пород при $k_1 = 325$ кПа)

Касательная составляющая сопротивления копания для рабочего органа с замыканием внешних нагрузок определяется из выражения

$$P_{01} = k_1 B_k R \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_3}{2}}{\cos \left(\frac{\alpha_3 - \alpha}{2} \right)} \right). \quad (4)$$

Объем зачерпываемой породы (в целике) представляет собой объем цилиндрического сегмента и равен

$$V = SB_k, \quad (5)$$

где $S = 0,5R^2(\alpha_3 - \sin \alpha_3)$ – площадь кругового сегмента.

Интегрируя выражения для работы силы, действующей на ковш при черпании, получим

$$A = k_1 B_k R^2 \left(0,5\alpha_3 + \cos \frac{\alpha_3}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi - \alpha_3}{4} \right) \right). \quad (6)$$

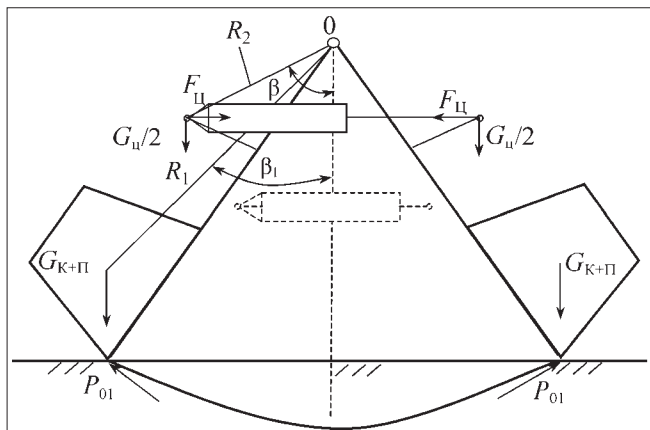


Рис. 3. Схема к определению силы, действующей на штоке гидроцилиндра замыкания (пунктиром показано положение гидроцилиндра при замыкании ковшей):

$G_{ц}$, $G_{к+п}$ – силы тяжести гидроцилиндра и груженого ковша соответственно; R_1 , β_1 – начальное значение координат центра масс ковша; R_2 , β_2 – начальное значение координат оси шарнира гидроцилиндра

Зависимость для определения энергоёмкости процесса копания при замыкании внешних нагрузок примет вид

$$a = 2k_1 \left(0,5\alpha_3 + \cos \frac{\alpha_3}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi - \alpha_3}{4} \right) \right) / (\alpha_3 - \sin \alpha_3). \quad (7)$$

На рис. 2 показана зависимость энергоёмкости процесса копания при замыкании внешних нагрузок от угла замыкания. Из приведенной зависимости следует, что при увеличении угла замыкания энергоёмкость процесса копания возрастает ввиду опережающего роста работы сил, действующих на ковши при копании.

В целом, в процессе копания с замыканием внешних нагрузок величина энергоёмкости копания меньше энергоёмкости копания прямой лопатой как за счет уменьшения в 2 раза сил, действующих при копании (при равных вместимостях рабочего органа экскаватора с замыканием внешних нагрузок, состоящего из двух ковшей, и ковша прямой лопаты), так и за счет переменности сечения срезаемого слоя породы.

При черпании ковшем карьерного экскаватора с оборудованием типа прямая лопата энергоёмкость процесса копания при постоянной толщине срезаемого слоя породы численно равна коэффициенту сопротивления породы копанию $a_{ЭКГ} = k_1$.

Следовательно, энергоёмкость процесса копания при замыкании внешних нагрузок существенно меньше энергоёмкости процесса копания ковшем прямой лопаты.

Энергозатраты на выполнение рабочего процесса определяют требуемую мощность двигателя.

Энергозатраты при копании рабочим органом гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок составят

$$A_F = \int_0^{0,5\alpha_3} F_{ц} dl(\alpha), \quad (8)$$

где $F_{ц}$ – сила, действующая на штоке гидроцилиндра замыкания (рис. 3); $l(\alpha)$ – ход штока цилиндра.

Сила, действующая на штоке гидроцилиндра, определяется из условия равновесия ковша, т.е. равенство нулю суммы моментов всех действующих сил относительно шарнира рабочего органа O (см. рис. 3)

$$\sum M_0(F_i) = 0 \Rightarrow P_{01} R - G_{к+п} r_1 - 0,5G_{ц} r_2 - F_{ц} r_3 = 0, \quad (9)$$

где $G_{к+п}$, $G_{ц}$ – силы тяжести груженого ковша и цилиндра соответственно; r_1 , r_2 , r_3 – плечи действия сил.

Плечи действия сил зависят от угла поворота ковша и определяются из выражений

$$r_1 = R_1 \sin(\beta_1 - \alpha); \quad (10)$$

$$r_2 = R_2 \sin(\beta_2 - \alpha); \quad (11)$$

$$r_3 = R_3 \cos(\beta - \alpha), \quad (12)$$

где R_1, β_1 – начальные значения координат оси шарнира гидроцилиндра; R_2, β_2 – начальное значение координат центра масс ковша.

Из выражения (9) имеем

$$F_{II} = \frac{1}{r_3} (P_{01} R - G_{к+п} r_1 - 0,5G_{II} r_2). \quad (13)$$

Текущее значение хода штока гидроцилиндра равно

$$l = R_2 (\sin\beta_2 - \sin(\beta_2 - \alpha)). \quad (14)$$

Приращение хода штока составит

$$dl = R_2 \cos(\alpha - \beta) d\alpha. \quad (15)$$

С учетом зависимостей (4), (10)–(13), (15) получим выражение для энергозатрат

$$A_F = \int_0^{0,5\alpha_3} \left[k_1 B_k R^2 \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_3}{2}}{\cos \left(\frac{\alpha_3}{2} - \alpha \right)} \right) - G_{к+п} l_1 \sin(\beta_1 - \alpha) - 0,5G_{II} l \sin(\beta - \alpha) \right] d\alpha.$$

После интегрирования получим

$$A_F = k_1 B_k R^2 \left(0,5\alpha_3 + \cos \frac{\alpha_3}{2} \operatorname{Intg} \left(\frac{\pi - \alpha_3}{4} \right) \right) - G_{к+п} R_1 (\cos(\beta_1 - 0,5\alpha_3) - \cos\beta_1) - 0,5G_{II} R_2 (\cos(\beta_2 - 0,5\alpha_3) - \cos\beta_2). \quad (16)$$

Мощность силы, действующей на штоке гидроцилиндра замыкания, равна

$$P_F = \frac{A_F}{t_3}, \quad (17)$$

где t_3 – длительность замыкания ковшей.

При заданной скорости копания v_k длительность замыкания составит

$$t_3 = \frac{0,5R\alpha_3}{v_k}. \quad (18)$$

Ниже приведены значения режимных параметров экскаватора ЭКГ-8и и виртуального экскаватора ЭГ-8 с замыканием внешних нагрузок при $k_1 = 325$ кПа; $\alpha_3 = 900$ (1,57 рад); $B_k = 2,8$ м; $R = 2,8$ м; $G_{к+п} = 220$ кН.

	ЭКГ-8и	ЭГ-8
Вместимость рабочего органа, м ³	8	8
Энергоемкость копания, МДж/м ³	0,325	0,185
Энергозатраты при копании, МДж	3,90	0,91
Длительность копания при скорости копания $v_k = 1$ м/с, с	8,0	2,2
Мощность движущих сил, кВт	490	415

* * *

1. Энергоемкость копания при составном рабочем органе, состоящем из двух ковшей, существенно снижается по сравнению с энергоемкостью копания одноковшового экскаватора, так как сила сопротивления копанию определяется параметрами одного ковша.

2. Мощность движущих сил, действующих на рабочий орган, практически совпадает с мощностью сил при одноковшовом экскаваторе ввиду существенного сокращения как энергозатрат, так и длительности копания (замыкания).

Список литературы

1. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1977. 623 с.
2. Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы. М.: Недра, 1981. 503 с.
3. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов, 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ, 2007. 680 с.

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

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Т.И. Андреева. Корректоры Л.И. Сажина, Л.Е. Сонюшкина

Сдано в набор 12.07.11 г. Подписано в печать 24.08.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 6,54. Заказ 635. 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.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.

Международная научно-практическая конференция "Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений"

С 11 по 15 апреля 2011 г. в Научно-исследовательском и проектном институте "Якутнипроалмаз" под председательством главного инженера АК "АЛРОСА" А.В. Письменного и директора института "Якутнипроалмаз" канд. эконом. наук А.С. Чаадаева состоялась Международная научно-практическая конференция "Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений". Конференция проводилась в рамках юбилейных мероприятий, посвященных 50-летию со дня основания института "Якутнипроалмаз".

Подобные конференции в АК "АЛРОСА" проводились уже дважды. Так, в 1991 г. в г. Мирный прошла Международная конференция по проблемам отработки глубоких карьеров, в 2001 г. – конференция, связанная с обсуждением наиболее эффективных технологий при отработке коренных алмазоносных месторождений подземным способом.

В последние годы ситуация на алмазном рынке претерпела серьезные изменения, связанные с исчерпанием сырьевой базы алмазодобычи и возникающем вследствие этого дефицитом алмазного сырья, который уже ощущается и в дальнейшем будет только нарастать. Качество сырьевой базы ухудшается, основные объемы легкодоступных и богатых запасов на известных месторождениях уже близки к исчерпанию. В эксплуатацию вовлекаются алмазоносные трубки с более низким содержанием полезного компонента. Резко расширяются масштабы подземной добычи, что сопряжено с необходимостью обширных капиталовложений.

На действующих предприятиях с увеличением глубины отработки, как правило, усложняются геомеханические параметры, возрастают эксплуатационные затраты и в итоге снижается рентабельность производства. Для повышения эффективности разработки месторождений в таких усложненных условиях требуется поиск новых экономических подходов, нестандартных технических, организационных и управленческих решений.

Для поиска решений упомянутых проблем и была организована Конференция-2011, в которой приняли участие представители более 70 научно-исследовательских и проектных институтов и организаций из России, Республики Беларусь, Украины, Канады и Великобритании. География Российской Федерации была представлена такими городами, как Москва, Санкт-Петербург, Пермь, Екатеринбург, Архангельск, Новосибирск, Красноярск, Иркутск, Якутск, Мирный, Айхал, Удачный. Среди участников конференции от организаций, расположенных в Западной Якутии, были не только представители горно-обогатительных комбинатов, геолого-разведочных экспедиций и научно-исследовательских организаций, входящих в структуру АК "АЛРОСА", но и профессорско-преподавательский состав и студенты Мирнинского политехнического института. Всего за четыре дня работы конференции было зарегистрировано 226 участников.

В работе секции № 1 "Отработка месторождений открытым способом" (руководитель: д-р техн. наук И.В. Зырянов, зам. директора института "Якутнипроалмаз" по научной работе, секретарь: канд. техн. наук А.Н. Акишев, начальник комплексного отдела открытой разработки месторождений института "Якутнипроалмаз") приняли участие 60 специалистов из научных и производственных организаций России, Украины, Великобритании, Канады.

Основная проблематика докладов:
 технология разработки малообъемных беднотоварных трубок; способы и методы повышения локальной устойчивости уступов и бортов карьеров;
 разработка новых видов карьерной техники и повышение надежности горно-транспортного оборудования;
 моделирование месторождений, подсчет запасов и оценка возможности отработки беднотоварных месторождений;
 разработка технологии отработки глубоких кимберлитовых карьеров с использованием дистанционного управления горно-транспортным оборудованием.

В работе секции № 2 "Техника и технологии отработки месторождений алмазов подземным способом" (соруководители: чл.-корр. РАН А.Д. Рубан, зам. директора по научной работе УРАН ИПКОН РАН; А.В. Письменный, главный инженер АК "АЛРОСА"; секретарь, д-р техн. наук Н.П. Крамсков, гл. научный сотрудник лаборатории горно-геологических проблем разработки месторождений института "Якутнипроалмаз") было заслушано 38 сообщений.

Основное внимание в докладах уделено различным аспектам перехода с открытого на подземный способ добычи на горно-добывающих предприятиях АК "АЛРОСА", в том числе:

- геомеханическим и гидрогеомеханическим проблемам подземной разработки месторождений;
- особенностям вскрытия и отработки прибортовых и подкарьерных запасов трубки "Удачная";
- особенностям гидро-, газо- и геодинамических явлений на рудниках АК "АЛРОСА";
- обеспечению газобезопасности освоения алмазных месторождений;
- определению нормативных показателей извлечений;
- вопросам управления теплофизическими процессами в рудниках;

исследованиям состояния крепления шахтных стволов при воздействии высокоминерализованных подземных вод и др.

В работе секции № 3 "Обогащение алмазосодержащих руд и песков" (руководитель: д-р техн. наук М.Н. Злобин, эксперт; секретарь: канд. техн. наук Л.В. Савицкий, зав. сектором лаборатории рудоподготовки и основных методов обогащения института "Якутнипроалмаз") было заслушано и обсуждено 36 докладов.

Основное внимание в докладах уделено вопросам: повышения сохранности товарной продукции при добыче и переработке руд;

- совершенствования техники и технологии рудоподготовки, обогащения и доводки алмазосодержащего сырья на обогатительных фабриках;

- создания трассеров и индикаторов на основе синтетических материалов для контроля степени извлечения и сохранности ценного компонента в технологических процессах;

- сгущения, обесшламливания и транспортирования оборотных вод, эксплуатации хвостохранилищ в условиях Крайнего Севера;
- совершенствования технологии сухого обогащения руд и промывки песков россыпных месторождений;
- физико-механическим свойствам алмазов;

- эксплуатационным и механическим свойствам алмазных порошков.

В работе секции № 4 "Рудничная геология, гидрогеология и экологические проблемы алмазодобывающей промышленности" (соруководители: канд. техн. наук В.П. Зубков, и.о. директора ИГДС СО РАН; д-р г.-м. наук В.М. Зуев, главный эксперт аналитического управления АК "АЛРОСА", В.А. Вигандт, главный гидрогеолог АК "АЛРОСА"; секретарь: канд. техн. наук Г.А. Мартынова, зам. гл. инженера института "Якутнипроалмаз" по охране природы) было заслушано и обсуждено 19 сообщений по актуальным вопросам развития криогенных процессов при отработке алмазоносных месторождений на глубоких горизонтах, экологически безопасным способом захоронения высокоминерализованных дренажных вод, проблемам очистки минерализованных многокомпонентных вод обогащения руд, методом биоиндикационной оценки состояния окружающей среды, экологического мониторинга состояния водного и воздушного бассейна на территории Западной Якутии, комплексного экологического мониторинга состояния наземных экосистем территории освоения месторождений, проблемам рекультивации нарушенных земель северо-таежных территорий алмазной провинции, применения метода георадиолокации при эксплуатации и разведке коренных и россыпных месторождений алмазов, геологического и гидрогеологического обеспечения горного производства.

Информация представлена заместителем сопредседателя конференции, заместителем директора института "Якутнипроалмаз" по научной работе д-р техн. наук И.В. Зыряновым.