

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.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
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

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Мазеин С.В. Обоснование расчетных сопротивлений трения грунта и тоннельной обделки продвигению щитовой машины 2

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Баранов В.А. Использование магистральных электровозов постоянного тока в условиях горных предприятий 9

Братухина Н.А., Волков Е.С., Плютов Ю.А. Исследование режимов работы аэростатно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков 14

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А. Экскаватор ЭКГ-12К: новая система управления на основе IGBT-технологии 17

Стадник Н.И., Мезников А.В., Руденко И.Ю., Кондрахин В.П. Методика формирования закона частотного регулирования привода перемещения очистных комбайнов 23

Гуляев В.Г., Китаева С.А. Совершенствование динамических свойств и снижение виброактивности насосных агрегатов для гидропривода механизированных крепей 29

Дорошев Ю.С., Соловьёв Д.Б. Потребление активной и реактивной энергии при работе одноковшовых экскаваторов 34

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6 40

Багдасарян М.К. К определению полезной мощности усовершенствованной конструкции барабанной мельницы 45

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Страбыкин Н.Н., Горячкин В.М., Шеметов Ю.П., Беляев А.Е., Коледин Ю.М. Влияние типа и параметров бурового долота на сохранность кристаллов алмазов в процессе буровзрывных работ при подготовке горной массы к выемке 49

Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2010 г. 53

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 622.272

С.В. Мазеин, канд. техн. наук, шеф-инженер, ООО "Херренкнехт Транспортные Тоннели", г. Москва
maz-bubn@mail.ru

Обоснование расчетных сопротивлений трения грунта и тоннельной обделки продвижению щитовой машины

По измеренным усилиям тоннелепроходческого комплекса вычислены коэффициенты трения конструкций щита с тоннельной обделкой и грунтом. На участках проходки определены удельная сила адгезии глины и коэффициент трения о песок. Проведен сравнительный анализ базовой и уточненной методик расчета необходимого усилия на проходческих домкратах.

Ключевые слова: домкраты щита, усилие проходки, сопротивление в забое, коэффициенты трения.

S.V. Mazein

Substantiation of Calculation Resistance of Soil and Finishing to Tunneling Shield

At measured efforts shield machines correction coefficients of friction construction shield with finishing and the soil. During tunneling process identified specific force adhesion of clay and coefficient of friction on the sand. Implemented comparative analysis of basic and proposed methodology of calculation necessary efforts of movement.

Keywords: jacks of shield, force of movement, resistance in working face, coefficients of friction.

Введение

Актуальным аспектом применения тоннелепроходческих комплексов с активным пригрузом забоя грунтом или бентонитом является оценка конструктивно заложенных рабочих усилий щита на этапе проектирования тоннеля в различных грунтах.

Исследования сопротивлений прикладываемым проходческим усилиям также важны для текущего планирования электроснабжения и расходных материалов, для оценки риска аварий и регулирования рабочих параметров по трассе тоннеля с изменяющейся горно-геологической обстановкой.

Тоннелепроходческий комплекс (щит и сцепленные с ним технологические тележки) имеет системы контроля давлений, охватывающие всю силовую гидравлику. Механизованная щитовая технология проходки предусматривает непрерывное нагнетание раствора в технологический зазор между грунтовым массивом и обделкой. Нагнетание раствора производится с боль-

шим, чем пригруз забоя, распределенным в технологическом зазоре давлением P_p , дополнительно толкающим с силой F_p хвостовую часть щита вперед [1].

Прогноз распределения затрат проходческих усилий осложняется тем, что методики определения усилий [2–5] высокотехнологичных тоннельных машин предполагают широкую шкалу расчетных коэффициентов трения. Для более обоснованного расчета трения тоннелепроходческой машины с грунтом и обделкой в статье исследованы результаты контроля усилий в следующих домкратах: проходки; подачи ротора на забой; шарнира щитовой оболочки, задняя часть которой изменяет свое осевое положение относительно передней части щита; сцепки тележек со щитом (рис. 1). Измеренные усилия механизированных щитов проанализированы при проходке в Москве нескольких транспортных тоннелей с внешним диаметром тоннельной обделки $D_0 = 6,0$ м и $D_0 = 13,75$ м.

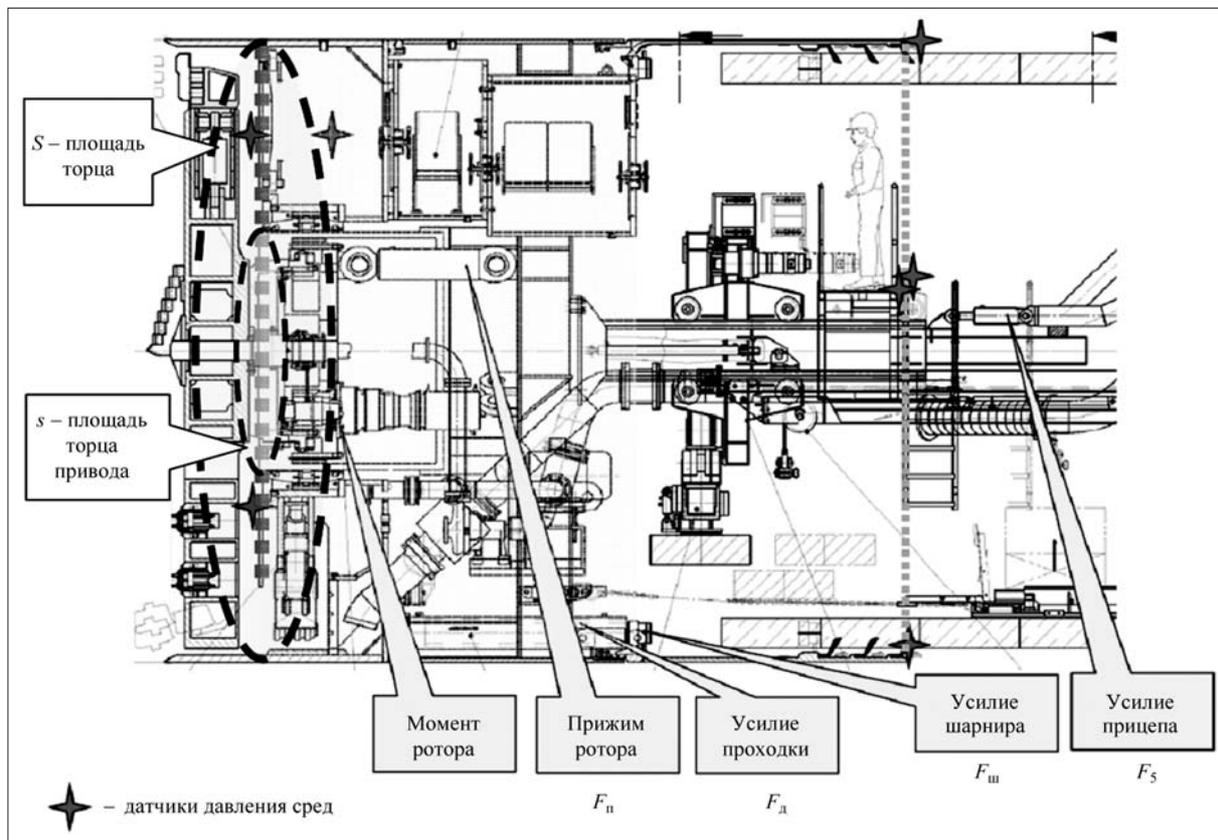


Рис. 1. Основные силовые системы щита диаметром 6,28 м с гидропригрузом

Анализ усилия продвижения щита и сопротивления в забое

Важным расчетным показателем гарантированного продвижения щита является полное усилие F_{Σ} , которое создается проходческими домкратами. Для оценки возможности щитовой проходки в конкретных горно-геологических условиях это усилие берут с коэффициентом надежности по нагрузке $K_1 = 1,25 \dots 1,3$ по рекомендациям [2, 5]. Этим учитывается необходимость отключения части домкратов при движении на кривой и корректировки положения щита на трассе, а также непредвиденные препятствия для проходки.

Полное усилие продвижения F_{Σ} , как сумма сил проходческих домкратов F_d и учитываемого нами усилия F_p от нагнетания раствора, должно преодолевать следующие силы:

- сопротивление F_1 , вызванное трением или адгезией между наружной поверхностью щитовой машины и грунтом;
- сопротивление F_2 суммарному давлению, действующему на забой (подачи ротора на забой F_n и пригруза F_c среды на переднюю стенку щита);

- сопротивление F_3 , вызванное изменением направления движения на кривых;
- фрикционное сопротивление F_4 вследствие трения между кольцами обделки и хвостовым уплотнением;
- сопротивление F_5 протягиванию тележек за щитом.

Были проведены исследования средних за проходческий цикл усилий на гидропригрузных (на бентонитовой суспензии) щитах наружным диаметром 14,2 и 6,28 м, оснащенных датчиками давлений в домкратах проходки и подачи ротора. Анализ распределения средних значений суммарных сопротивлений в забое F_2 по трассам тоннелей показал, что эти сопротивления являются одними из основных и их значения совершают колебания по дистанции вместе с показателями проходческих усилий F_d в зависимости от типа грунта (рис. 2).

Для малого и большого щитов суммарное сопротивление F_2 в забое было вычислено через контролируемый показатель прижима ротора к забою F_n по формуле:

$$F_2 = F_n (1 + (S - s)/(s + K_2 s)) \approx (3,05 \pm 0,15) F_n, \quad (1)$$

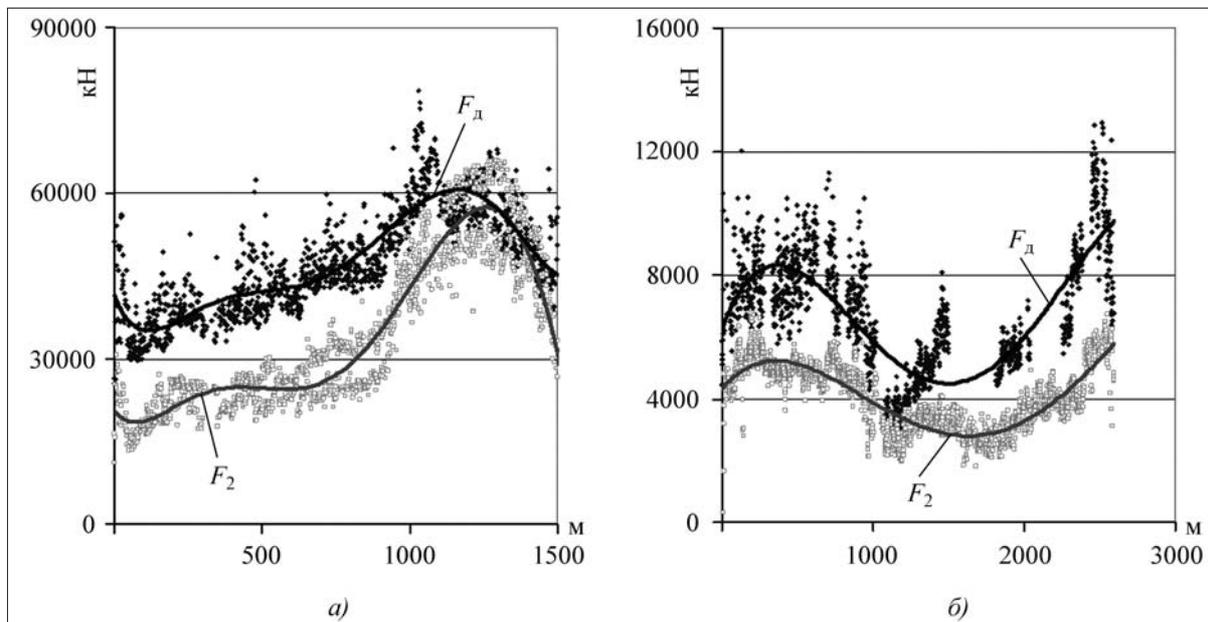


Рис. 2. Распределение средних усилий проходческих домкратов F_d и сопротивлений в забое F_2 по трассе проходки тоннеля: а – щит диаметром 14,2 м (проект S-250 с гидропригрузом); б – щит диаметром 6,28 м (проект S-353 с гидропригрузом)

где $K_2 = 1,15 \pm 0,05$ – коэффициент запаса пригрузки по данным [6, 7]; S и s – нагружаемые площади торцов соответственно щита и роторного привода (см. рис. 1).

В несвязных грунтах, где осуществлялась основная проходка тоннелей, сопротивления в забое составляли 60...80 % от усилия проходческих домкратов, а на участках связных грунтов (1100...1500 м от начала проходки большим щитом; 900...1300 м от начала проходки малым щитом) – 85...95 % проходческого усилия F_d . Прочие сопротивления продвижению щита являлись меньшими, анализ их значений приводится ниже, придерживаясь обозначений, как в базовой методике [4], в порядке, не нарушающем стройность вычислений.

Анализ сопротивления трения между обделкой и хвостовым уплотнением

Малые щиты диаметром $D = 6,28$ м оснащены шарнирным соединением их хвостовой и передней частей через артикуляционные домкраты, имеющие датчики давлений и перемещений штоков. Усилия в шарнире, рассчитываемые по давлению в домкратах, приведены на рис. 3. Значения усилий $F_{ш}$ в шарнире (см. рис. 1), складывающихся из сопротивления F_4 трению между кольцами обделки и хвостовым уплотнением и сопротивления $F_{1хв}$ трению между наружной поверхностью хвостовой части и грунтом, были усреднены в каждом цикле проходки и построены

по тоннельным трассам проектов S-328 и S-353. Распределение усилий в шарнире $F_{ш}$ по дистанции показывает минимальные их значения в начале каждого тоннеля, когда в упрочненном стартовом массиве нет контакта зауженной хвостовой части щита с грунтом (основная масса щита сосредоточена в его передней части). Здесь есть возможность вычислить коэффициент трения μ_2 щеточного уплотнения хвостовой части о кольцевую бетонную обделку:

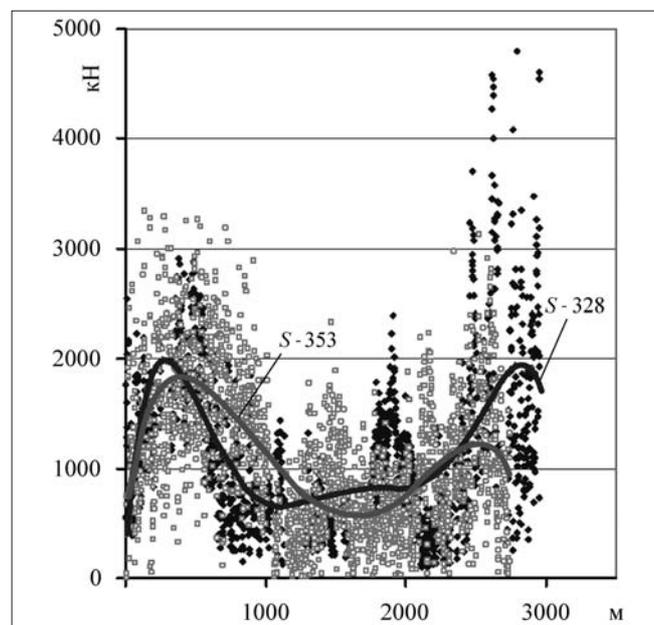


Рис. 3. Распределение усилий в шарнире $F_{ш}$ по трассам проходки проектов S-328 с грунтопригрузом и S-353 с гидропригрузом

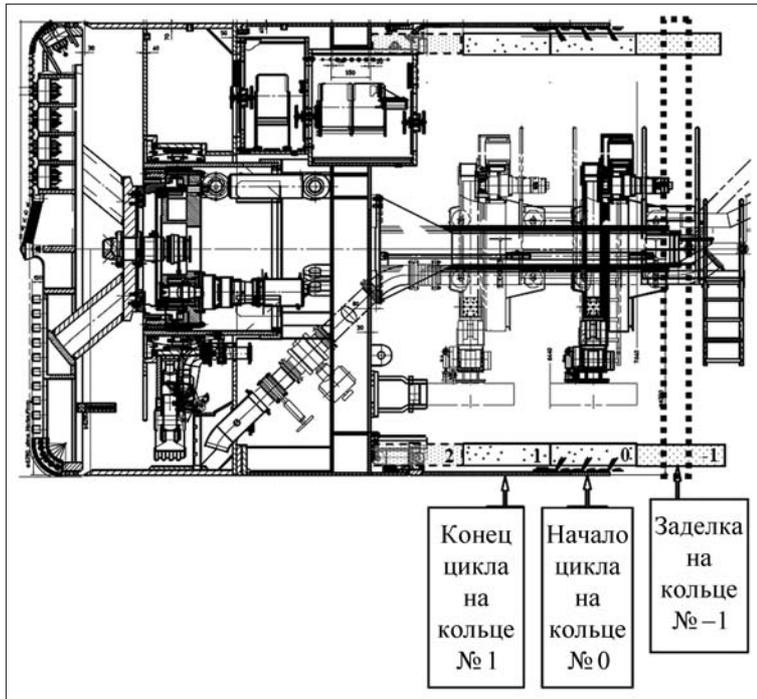


Рис. 4. Схема измерения коэффициента трения щеточного уплотнения хвостовой части о кольцевую обделку при заделке кольца во время старта щита

$$\mu_2 = F_{ш} / G_{нк}, \quad (2)$$

где $G_{нк}$ — действующий на щеточное уплотнение вес числа n колец обделки, заземленной с одного конца стартовым уплотнением по кольцу № 1 (рис. 4).

Хвостовое уплотнение состоит из трех рядов латунных щеток, подпружиненных стальными листами. В пазухах между рядами нагнетается уплотнительная мастика через специальные каналы подачи. Во время строительства первых колец обделки раствор в строительный зазор не нагнетается.

Эксперимент был проведен при проходке первых колец, с измерением усилия натяжения шарнира щита $F_{ш}$ периодичностью 6 раз в минуту. Определено, что коэффициент трения щеточного уплотнения хвостовой части о кольцевую обделку находится в пределах следующих значений: $\mu_2 = 0,15 \pm 0,03$ (в 1,7 раза меньше, чем значения $\mu_2 = 0,25 \pm 0,05$ в руководстве [4]).

Полученные значения коэффициента μ_2 используем при расчете сопротивления F_4 трения между щеточным уплотнением и обделкой по действующему на щетки внешнему давлению P [4]:

$$F_4 = \mu_2 P \pi D_o (D_1 - D_o) / 2, \quad (3)$$

где D_o — внешний диаметр обделки; D_1 — внутренний диаметр хвостовой оболочки.

Давление P в руководстве [4] рекомендуют принимать как среднее давление P_m грунта на оболочку, однако данное давление действует на щит при отсутствии инъекционного давления раствора. В действительности, при перемещающейся хвостовой оболочке создается давление P_p инъекционного раствора на ее торцовую часть, поэтому для расчетов по формуле (3) нужно принимать значение $P = P_p$. Как показали результаты обработки массива данных, P_p (кН/м²) в среднем можно выразить через давление пригруза P_c (кН/м²) в забое:

$$P_p = K_4 P_{кр} = K_4 (1,6 P_c + (170 \pm 20)), \quad (4)$$

где $K_4 = 0,66$ — коэффициент пересчета усредненного давления в каналах нагнетания раствора $P_{кр}$ к давлению на торцовую часть оболочки при отсутствии конструкции наружного уплотнения с грунтом, при наличии такой конструкции — $K_4 = 1$ (по рекомендации в статье [1]).

Силу F_p дополнительного воздействия инъекционного раствора на щит внешним диаметром D (м) рассчитываем так:

$$F_p = P_p \pi D_o (D - D_o) / 2. \quad (5)$$

Анализ сопротивления между грунтом и наружной оболочкой щита

Сопротивление F_1 между грунтом и наружной оболочкой щита с внешним диаметром D и длиной l_m определяем по рекомендациям [4]:

— для проходки по глинам:

$$F_1 = c \pi D l_m, \quad (6)$$

— для проходки по пескам:

$$F_1 = \mu_3 (\pi D l_m P_m + G_{\Sigma}), \quad (7)$$

где c — удельная сила адгезии глины, кН/м²; μ_3 — коэффициент трения между сталью и грунтом; G_{Σ} — общий вес щита.

Формулы (6) и (7) можно применить при расчете параметров c , μ_3 и сопротивлений $F_{1хв}$ в хвостовой части щита.

Пример 1. Чтобы вычислить усредненную удельную силу c адгезии глины на участке проходки 1100...1200 м проекта S-353, находим: среднее значение усилия в шарнире $F_{ш} = 419 \pm 205$ кН (см. рис. 3); по формуле (4) — среднее давление инъекционного раствора $P_p =$

$= K_4 P_{кр} = 0,66(212 \pm 34) = 140 \pm 22 \text{ кН/м}^2$; $D_o = 6 \text{ м}$; $l_m = 3 \text{ м}$; $D_1 = 6,15 \text{ м}$ – внутренний диаметр хвостовой оболочки. По формуле (3) находим среднее сопротивление $F_4 = (0,15 \pm 0,03) \cdot (140 \pm 22) \times 3,14 \cdot 6 \cdot (6,15 - 6) / 2 = 30 \pm 5 \text{ кН}$. По формуле (5) находим $F_p = (140 \pm 22) 3,14 \cdot 6 (6,28 - 6) / 2 = 369 \pm 31 \text{ кН}$.

Тогда из формулы (6):

$$c = (F_{ш} + F_p - F_4) / (\pi D l_m) = ((419 \pm 205) + (369 \pm 31) - 30 \pm 5) / (3,14 \times 6,28 \cdot 3) = 12,8 \pm 3,5 \text{ кН/м}^2. \quad (8)$$

Пример 2. Чтобы вычислить усредненный коэффициент трения μ_3 между сталью щита и песчаным грунтом на участке проходки 500...600 м проекта S-353, находим: среднее значение усилия в шарнире $F_{ш} = 1762 \pm 460 \text{ кН}$, среднее значение усилия прижима ротора $F_{п} = 1610 \pm 71 \text{ кН}$. Вес хвостовой части с двумя находящимися в ней кольцами обделки:

$$G_{\Sigma} = G_{\chi} + 2G_k = 260 + 2 \cdot 228 = 716 \text{ кН}. \quad (9)$$

По формуле (4) среднее давление инъекционного раствора $P_p = K_4 P_{кр} = 0,66 \cdot (411 \pm 46) = 271 \pm 30 \text{ кН/м}^2$; $D_o = 6 \text{ м}$; $l_m = 3 \text{ м}$; $D_1 = 6,15 \text{ м}$. По формуле (3) находим среднее сопротивление $F_4 = (0,15 \pm 0,03) \cdot (411 \pm 46) \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot (6,15 - 6) / 2 = 87 \pm 10 \text{ кН}$. По формуле (5) находим $F_p = (411 \pm 46) \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot (6,28 - 6) / 2 = 1084 \pm 121 \text{ кН}$.

Далее находим среднее значение бокового давления грунта $P_{гор}$ на площадь торца привода $s = 5,3 \text{ м}^2$ при коэффициенте запаса пригрузки K_2 (см. пояснение к формуле (1)):

$$P_{гор} = F_{п} / (s(1 + K_2)) = (1610 \pm 71) / (5,3 \times (1 + (1,15 \pm 0,05))) = 141 \pm 6 \text{ кН/м}^2. \quad (10)$$

Принимаем коэффициент бокового давления грунта $\lambda = 0,6 \pm 0,1$, который применим с указанными отклонениями как для жесткопластической, так и для упругопластической модели песчаного массива [9]. Определяем среднее давление грунта на оболочку:

$$P_m = 0,5 P_{гор} (1 + 1/\lambda) = 0,5 \cdot (141 \pm 6) \times (1 + 1/(0,6 \pm 0,1)) = 188 \pm 17 \text{ кН/м}^2. \quad (11)$$

Из формулы (7) получаем:

$$\mu_3 = (F_{ш} + F_p - F_4) / (\pi D l_m P_m + G_{\Sigma}) = ((1762 \pm 460) + (1084 \pm 121) - (87 \pm 10)) / (3,14 \times 6,28 \cdot 3 \cdot (188 \pm 17) + 716) = 0,23 \pm 0,04. \quad (12)$$

Источник [5] рекомендует более высокий коэффициент трения стали о мокрый песок $\mu_3 = 0,55 \pm 0,05$. В действительности из-за смазочного эффекта бентонитовой суспензии коэффициент трения стали о песок снижается в 2 раза.

Анализ сопротивления протягиванию тележек

Сопротивление F_5 протягиванию тележек по обделке щитом измеряется датчиками давления в домкратах сцепки. Это значение давления приводится через площади поршней домкратов к показателю F_5 . Для расчетов сопротивления протягиванию тележек применяем формулу, учитывающую вес передвигаемых тележек G_T (кН), коэффициент трения качения (скольжения) тележек μ_1 , коэффициент местных сопротивлений K_3 :

$$F_5 = \mu_1 K_3 G_T. \quad (13)$$

На рис. 5 показаны распределения средних сопротивлений протягиванию тележек F_5 по трассе тоннелей с диаметрами проходки 6,28 м (проекты S-328 и S-353) и 14,2 м (2 параллельных тоннеля проекта S-250).

Анализ этих распределений показал, что сопротивление F_5 для малых щитов (S-328 и S-353) не зависит от протяженности проходки. Среднеарифметические значения и среднеквадратические отклонения составляют соответственно (78,7 ± 27,5) и (94,2 ± 66,9) кН. При весе тележек G_T соответственно 1270 и 1700 кН рассчитываем,

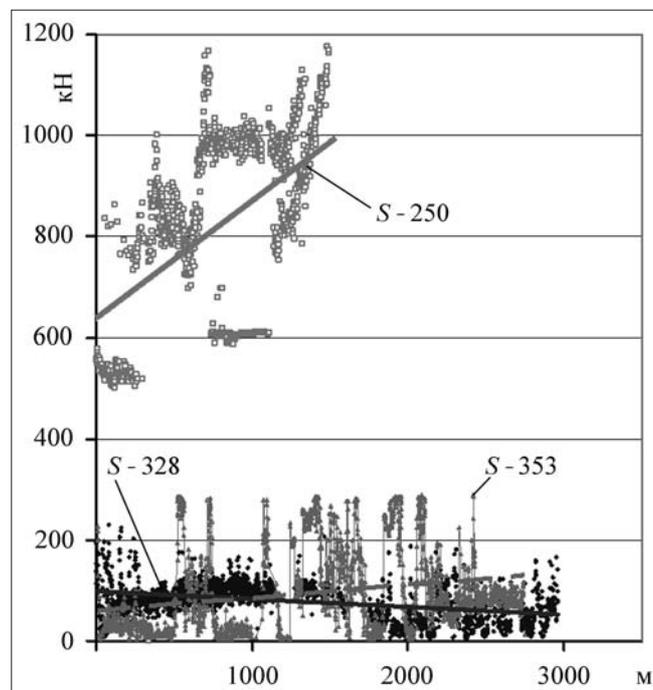


Рис. 5. Распределение средних сопротивлений F_5 по трассе тоннелей проектов S-328, S-353, S-250

Сравнительный анализ методик расчета проходческих усилий

Параметры	Обозначение	Единицы измерения	Формула базовая	Базовое значение	Формула предлагаемая	Предлагаемое значение
Исходные данные для расчета						
Геометрические						
Наружный диаметр щита	D	м		6,28		6,28
Внутренний диаметр хвоста	D_1	м		6,15		6,15
Наружный диаметр обделки	D_o	м		6,00		6,00
Диаметр привода	D_2	м		2,60		2,60
Длина щита	l_m	м		7,50		7,50
Весовые паспортные						
Вес щита	$G_{щ}$	кН		3000		3000
Вес кольца обделки	G_k	кН		228		228
Вес тележек	G_T	кН		1700		1700
Силовые паспортные						
Максимальное усилие домкратов проходки	F_d^*	кН		31930		31930
Максимальный прижим ротора	F_n^*	кН		6460		6460
Максимальное давление бентонита	P_c^*	кН/м ²		250		250
Максимальные коэффициенты трения						
тележек и обделки	μ_1			0,5		0,07
щита и обделки	μ_2			0,3		0,18
щита и грунта	μ_3			0,6		0,27
местных сопротивлений тележек и обделки	K_3			2		1,8
Коэффициенты запаса						
общего усилия продвижения	K_1			1,3		1,3
пригруза	K_2			–		1,1
Коэффициенты						
пересчета давления раствора	K_4			–		0,66
бокового давления грунта	λ			0,5		0,5
Расчетные значения						
Среднее давление грунта	P_m	кН/м ²	$P_m = P_c^*(1 + 1/\lambda)/2$	375	$P_m = P_c^*(1 + 1/\lambda)/(2K_2)$	341
Давление раствора	P_p	кН/м ²	–	0	(4)	376
Усилие раствора	F_p	кН	–	0	(5)	992
Усилие прижима ротора	F_n	кН	$F_n = 0,8F_n^*$	5168	$F_n = (1 + K_2)P_c^*\pi D_2^2/4$	2852
Сопротивление грунта боковой поверхности	F_1	кН	(7)	35350	(7)	14546
Сопротивление в забое	F_2	кН	$F_2 = F_n + P_c^*\pi D^2/4$	12908	(1)	9127
Сопротивление на кривых	F_3	кН	–	0	–	0
Сопротивление обделки щиту	F_4	кН	(3)	159	(3), (4)	96
Сопротивление обделки тележкам	F_5	кН	(13)	1700	(13)	214
Суммарное усилие домкратов проходки	F_d	кН	(16)	65151	(16)	30186

что $\mu_1 = (0,062...0,055)$ как отношение среднего значения F_5 к G_T и $K_3 = (1,4...1,7)$ как отношение максимального значения F_5 к его среднему значению. Полученные значения μ_1 близки к коэффициентам трения качения стальных колес тележек по проложенным стальным рельсам, что означает объективность оценки трения качения через измерение F_5 .

Сопротивление F_5 тележек большого щита S-250 увеличивается на 240 кН через каждый километр протяженности L (км) проходки (верхний график рис. 5). Это связано с ухудшением скольжения шагового механизма тележек вследствие износа и накапливающегося загрязнения скользящих поверхностей. При весе тележек $G_T = 9000$ кН рекомендуем усредненный

коэффициент трения скольжения $\mu_1 = 0,07$, а коэффициент местных сопротивлений

$$K_3 = 1 + 0,38L. \quad (14)$$

Источник [5] для расчетов рекомендует значения $\mu_1 = 0,5$ и $K_3 = 2$, которые являются несколько завышенными. Мы предлагаем для расчетов с запасом максимальные значения $\mu_1 = 0,07$ и $K_3 = 1,8$, поскольку в основном длина тоннелей составляет 1...3 км.

Сопротивление при изменении направления движения

Сопротивлением F_3 , вызванным изменением направления движения на кривых, в расчетах можно пренебречь, поскольку:

- проектами закладываются большие радиусы поворота трассы, чем исключаются перекосы щита;
- не обнаружено значительного изменения в показателях нагрузки на домкраты шарнира щита при разном рабочем положении шарнира;
- не установлена достаточная корреляция между наклоном щита к оси трассы и усилиями как на домкратах шарнира щита, так и на проходческих домкратах.

Сравнительный анализ методик

Полное усилие F_Σ продвижения щитовой машины должно определяться путем суммирования всех сил сопротивления рабочим операциям при продвижении щита с добавлением необходимого запаса ($K_1 = 1,3$):

$$F_\Sigma = F_d + F_p = K_1 (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5). \quad (15)$$

Выбираемая щитовая машина должна развивать на проходческих домкратах суммарное усилие, удовлетворяющее требованию:

$$F_d > 1,3(F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5) - F_p. \quad (16)$$

На примере щита проекта S-353 проведен сравнительный анализ существующей (базовой) и предлагаемой методик определения необходимого усилия F_d на проходческих домкратах, удовлетворяющего повышенному давлению бентонитовой среды пригруза $P_c^* = 250 \text{ кН/м}^2$ (см. таблицу на стр. 7).

По предлагаемой методике расчета паспортное усилие F_d^* на проходческих домкратах обеспечивает продвижение щита, а базовый расчет показывает, что паспортное усилие надо увеличить в 2 раза. Это приводит к утяжелению машины из-за рекомендуемого оснащения ее более

мощной гидравликой. Как показали исследования [1], каждый дополнительный 1 МН проходческих усилий увеличивает вес импортного щита на 60 кН, а каждая дополнительная тонна массы такого щита увеличивает его стоимость на 18 тыс. евро.

Выводы

1. Сопротивления в забое являются одними из основных, их значения совершают колебания по трассе вместе с показателями проходческих усилий в зависимости от условий проходки. В несвязных грунтах сопротивления в забое составляли 60..80 % от усилия проходческих домкратов, а на участках связных грунтов – 85..95 % проходческого усилия.

2. Коэффициент трения щеточного уплотнения хвостовой части о бетонную кольцевую обделку определен как $\mu_2 = 0,15 \pm 0,03$. В расчетах сопротивления данному трению должно участвовать действующее на щетки давление инъекционного раствора.

3. Используя контрольные значения усилий шарнира щита, были вычислены: на участке проходки в связных грунтах – усредненная удельная сила c адгезии глины, на участке проходки в несвязных грунтах – усредненный коэффициент трения μ_3 между сталью щита и песчаным грунтом.

4. Для определения сопротивлений протягиванию щитом тележек по обделке были рассчитаны, используя контрольные параметры усилий сцепки "щит–тележки", следующие значения: $\mu_1 = 0,07$ – коэффициент трения качения (скольжения) тележек, $K_2 = 1,8$ – коэффициент местных сопротивлений.

5. Проведен сравнительный анализ существующей (базовой) и предлагаемой методик определения необходимого, продвигающего щит усилия на проходческих домкратах, удовлетворяющего повышенному давлению бентонитовой среды пригруза. Базовая методика расчета дает более чем в 2 раза завышенные значения сопротивлений и усилий продвижения щита.

Список литературы

1. Мазеин С.В. Контроль инъекционного давления твердеющего раствора за обделкой тоннеля и проходческим щитом // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 11. С. 41–45.
2. СП 32-105-2004 – Метрополитены. М., 2004.
3. Рекомендации по производству работ при сооружении тоннелей метрополитена методом продавливания. М.: Изд. ЦНИИС, 1988.
4. Руководство по проектированию и строительству тоннелей щитовым методом / Пер. с англ. В.Е. Меркина, В.П. Самойлова. Метро и тоннели, 2009. 448 с.
5. Бреннер В.А. Щитовые проходческие комплексы / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Шеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков / Уч. пособие. М.: Горная книга, 2009. 447 с.
6. Мазеин С.В. Контроль достаточности суспензионного пригруза по усилиям прижима ротора при щитовой тоннельной проходке // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. "Современная механизация работ при строительстве тоннелей и освоении подземного пространства крупных городов". М., 2009. С. 114–116.
7. Мазеин С.В. Использование характеристик прижима ротора для контроля запаса суспензионного пригруза при тоннельной щитовой проходке // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 3.
8. Власов С.Н. Изоляция тоннеля большого сечения от суспензий при строительстве гидрощитом "Херренкнехт" / С.Н. Власов, С.В. Мазеин, И.Л. Писарев, А.А. Цветков // Семинар "Гидроизоляция подземных сооружений". Сборник докладов и сообщений. М.: ТА Инжиниринг, 2005. С. 78–82.
9. Рекомендации по выбору тоннелепроходческих комплексов с активным пригрузом забоя при строительстве тоннелей в сложных инженерно-геологических и градостроительных условиях / Под ред. В.Ф. Бочарова, С.Н. Власова. М.: ТАР, 2004. 95 с.

УДК 629.423.31

В.А. Баранов, инж., ПГУПС, г. Санкт-Петербург

E-mail: baranov-orw@yandex.ru

Использование магистральных электровозов постоянного тока в условиях горных предприятий

Рассмотрены способы модернизации магистральных электровозов постоянного тока в целях их использования на промышленном транспорте в условиях рудников и карьеров. Приведены результаты испытаний опытного электровоза, выполненных автором совместно со специалистами железнодорожного цеха ОАО "Апатит".

Ключевые слова: электровоз, тяговый двигатель, регулирование возбуждения.

V.A. Baranov

Utilization of DC Electric Locomotives for Industrial Transport

The ways of modernization of the main electric supply with a view to their use in industrial transport in the mines and quarries. The results of testing experimental locomotive, made by the author together with specialists from the railway department of JSC "Apatite" are submitted.

Keywords: electric locomotive, traction motors, control of excitation.

Особенности условий промышленного транспорта

Промышленный железнодорожный транспорт выполняет перевозки грузов на территории предприятий, а также осуществляет доставку сырья от места его добычи к местам переработки. Развернутая длина путей промышленного транспорта Российской Федерации составляет 71 % длины путей общего пользования, а выполняемый объем перевозок почти в 3 раза превышает этот показатель для транспорта общего пользования. Однако только около 3,7 % предприятий имеют длину путей более 50 км [1]. Характерной особенностью промышленного транспорта является достаточно низкая, по сравнению с магистральным транспортом, скорость движения поездов, в основном не превышающая 40...50 км/ч.

В отличие от магистрального, работа промышленного транспорта характеризуется более тяжелыми эксплуатационными условиями. Верхнее строение пути содержится в более худшем состоянии. Это определяется отдельной нормативно-технической базой для путей необщего пользования. Пути некоторых предприятий электрифицированы. В качестве тягового

подвижного состава используются тяговые агрегаты, тепловозы, электровозы как отечественного, так и зарубежного производства, а также самоходные вагоны. Основная часть предприятий использует железнодорожный транспорт для доставки грузов на небольшие расстояния (менее 10 км). В случае больших эксплуатационных расстояний и достаточно больших объемов перевозок возникает необходимость применения магистральных локомотивов. Использование для тяги поездов магистральных электровозов постоянного тока сопровождается неполным использованием его мощности. Однако магистральные электровозы не приспособлены к эксплуатации в условиях промышленного транспорта: они имеют малую осевую нагрузку 23...25 тс/ось и достаточно высокую расчетную скорость движения (около 50 км/ч в зависимости от серии).

Эксплуатируемые в ОАО "Апатит" участки имеют уклоны до 30 ‰ и кривые малого радиуса, в том числе расположенные на уклонах. В верхнем строении пути уложены рельсы типа Р65 на деревянных и железобетонных шпалах и щебеночном балласте. Скорость движения составляет не более 40 км/ч, а на отдельных участ-

ках — не более 25 км/ч. Рудовозные поезда состоят из 25 шестиосных думпкаров грузоподъемностью 105 т. Вес порожнего состава составляет 1250 т, а груженого — 3875 т. Перевозки осуществляются электровозами серий ВЛ10, ВЛ10У и ВЛ15А. Для устойчивой эксплуатации магистральных электровозов на определенных участках необходимо использование кратной тяги или подталкивающих локомотивов, что требует дополнительных затрат на перевозочный процесс, а также увеличивает нагрузку на систему электроснабжения.

Как показали исследования, на магистральном транспорте коэффициент сцепления при реализации силы тяги изменяется в достаточно широких пределах: от 0,46 (максимальный) до 0,2 и ниже (при влажных рельсах). На его величину помимо внешних факторов влияют особенности механической части и способа регулирования силы тяги, профиль и диаметр бандажа колесной пары. При движении по неровностям пути происходит разгрузка колесных пар, достигающая в динамике 25...30 % при продолжительности 0,02...0,03 с. При применении кратной тяги условия сцепления у второго электровоза улучшаются, так как он следует по очищенным рельсам [2]. В условиях промышленного транспорта разброс значений коэффициента сцепления может быть еще больше.

Различают расчетный, наибольший и максимальный коэффициенты сцепления. По величине расчетного коэффициента сцепления определяют круглогодичную массу поезда на сети дорог общего пользования. Он вычисляется для влажных рельсов в случае применения песка. Наибольший коэффициент сцепления подразумевает максимальное использование силы тяги электровоза без запасов (с подсыпкой песка). Максимальный коэффициент сцепления определяется для сухих рельсов при дополнительном применении песка.

Способы улучшения тяговых характеристик электроподвижного состава

Для повышения эффективности использования тяговых свойств электровозов в условиях ограниченной скорости движения, изменяющемся в широких пределах коэффициента сцепления и разгрузках колесных пар, достигающих 25...30 % продолжительностью 0,02...0,03 с, создающих дополнительные предпосылки для возникновения боксования, необходима разработка мер, позволяющих решить поставленную задачу. Одной

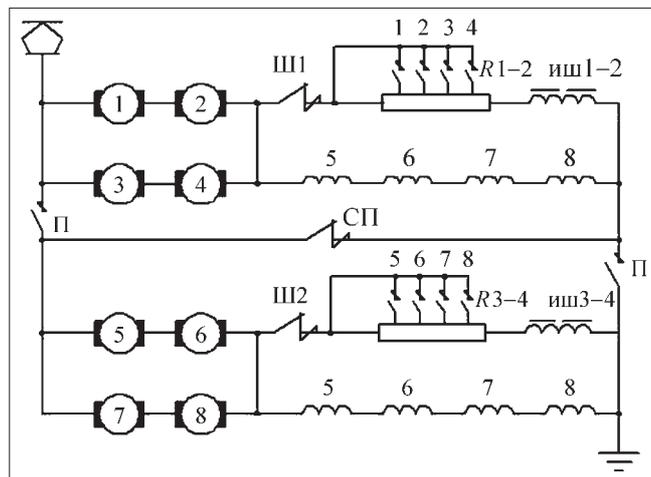


Рис. 1. Упрощенная схема силовой цепи модернизированного электровоза в режиме последовательно-независимого возбуждения током якорей

из таких мер является увеличение жесткости тяговых характеристик электровоза.

Наилучшим способом увеличения жесткости тяговой характеристики является применение независимого возбуждения двигателей. Коэффициент жесткости тяговой характеристики при независимом возбуждении практически одинаков для всех значений силы тяги и равен около 700 кгс/(км/ч) [3]. При последовательном возбуждении коэффициент жесткости возрастает с увеличением насыщения магнитной системы машины, так как при этом зависимость интенсивности изменения основного магнитного потока от тока возбуждения уменьшается. Поэтому необходимо в зоне малых токов якоря увеличить ток возбуждения до значения, при котором машина находилась бы практически в зоне насыщения. Насыщения магнитной цепи двигателя при малых токах якоря можно достигнуть за счет применения независимого возбуждения или дополнительной подпитки обмоток возбуждения от внешнего источника. Однако это требует установки на электровозе дополнительного преобразователя.

Для решения данной проблемы автором совместно со специалистами железнодорожного цеха ОАО "Апатит" был разработан способ подпитки обмоток возбуждения тяговых двигателей, не требующий преобразователя [4]. Подпитка обмоток возбуждения в этом случае осуществляется током якорей (рис. 1). Модернизированная схема допускает эксплуатацию электровоза не только с использованием последовательно-независимого возбуждения при последовательно-параллельном (СП) и параллельном (П) соединениях тяговых двигателей, но и в штатном режиме

при последовательном возбуждении двигателей [5]. При последовательном соединении (С) тяговых двигателей реализуется только последовательное возбуждение.

Данный способ соединения обмоток тяговых двигателей двух смежных групп между собой обеспечивает максимальный коэффициент возбуждения:

$$\beta = \frac{I_{\text{в}}}{I_{\text{я}}} = \frac{2I_{\text{я}}}{I_{\text{я}}} = 2,$$

где $I_{\text{в}}$ – ток возбуждения, А;
 $I_{\text{я}}$ – ток якоря, А.

Для его регулирования параллельно обмоткам главных полюсов подключена шунтирующая цепь из последовательно соединенных индуктивных шунтов и резисторов ослабления возбуждения. Штатные резисторы $R1-R4$ обеспечивают четыре ступени регулирования коэффициента возбуждения: 1,68; 1,3; 1,05 и 0,8.

При этом характеристики в режиме усиленного возбуждения будут располагаться ниже характеристик режима последовательного возбуждения. Регулируя ток возбуждения, можно изменять положение характеристики и тем самым добиться уменьшения зоны "разрыва" между СП и П соединениями. Его регулировка выполняется ступенчато посредством изменения сопротивления резисторов шунтирующей цепи.

На рис. 2 приведены скоростные, а на рис. 3 – тяговые характеристики опытного электровоза ($F_{\text{к}}$ – тяговое усилие, приведенное к ободу колеса).

Кроме ограничения по сцеплению при последовательно-независимом возбуждении возникает необходимость определения ограничения по максимальному току возбуждения $I_{\text{в max}}$.

Используя разную степень возбуждения на каждой позиции, можно получить более широкие возможности для регулирования силы тяги и быстрее выйти на безреостатную характеристику. Однако ступен-

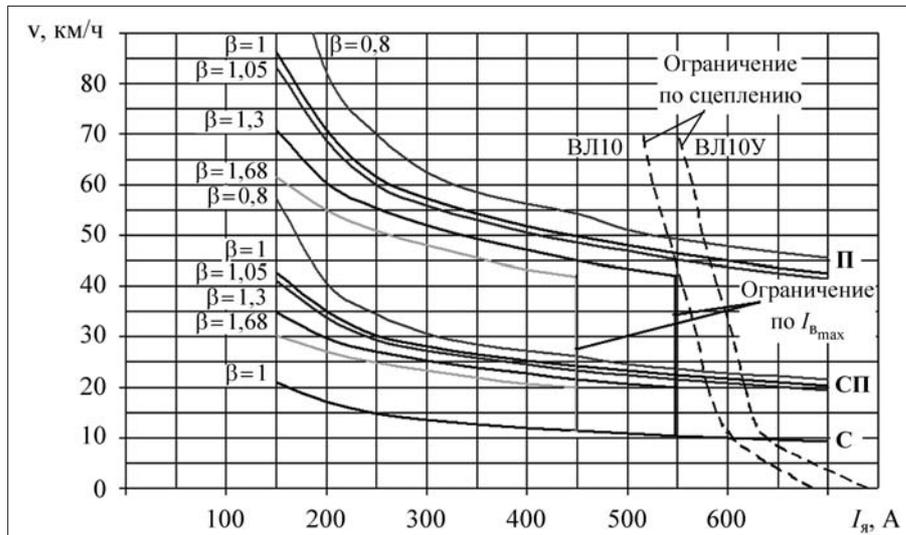


Рис. 2. Скоростная характеристика электровоза

чатое уменьшение тока возбуждения приводит к резкому увеличению тока якоря, аналогично режиму ослабления возбуждения. При значении тока якоря, близком к ограничению по сцеплению, это может стать причиной срыва сцепления. Поэтому для плавного регулирования тока возбуждения в шунтирующей цепи следует использовать электронный ключ (рис. 4) [6, 7].

В данном случае шунтирующая цепь состоит из двух последовательно соединенных резисторов $R1$ и $R2$. Для защиты двигателей от броска тока якоря при кратковременном прекращении и последующем восстановлении питания максимальный коэффициент возбуждения равен 1,8. Сопротивление шунтирующей цепи определяется при непроводящем состоянии преобразовате-

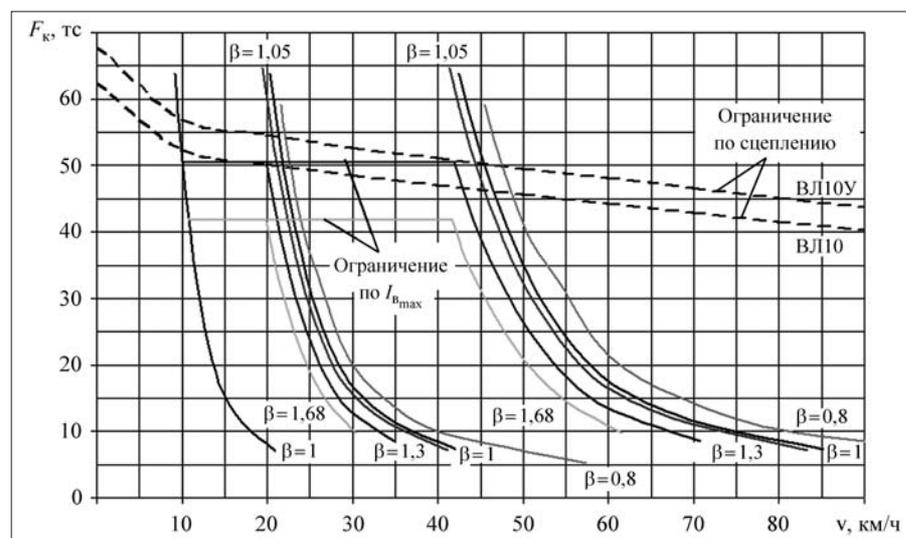


Рис. 3. Тяговая характеристика электровоза

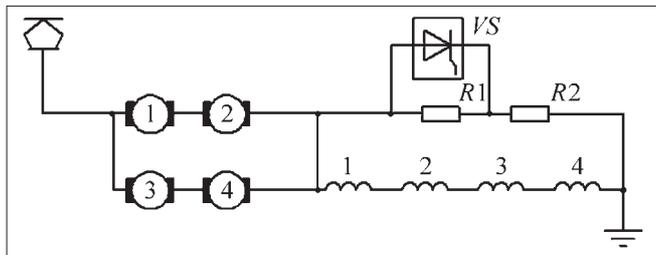


Рис. 4. Импульсное регулирование сопротивления шунтирующей цепи

ля VS и максимальном коэффициенте возбуждения.

Насыщение магнитной системы двигателя ТЛ-2К1 электровозов ВЛ10 и ВЛ11 всех индексов происходит при токе возбуждения около 700 А (ток длительного режима равен 410 А).

Данный способ включения преобразователя позволяет поддерживать ток возбуждения на заданном уровне, т.е. реализовать режим практически независимого возбуждения, а также использовать его во всем диапазоне изменения коэффициента заполнения, который определяет относительную длительность проводящего состояния ключевого элемента преобразователя. При значениях тока якоря, меньших значения выбранной уставки тока возбуждения, преобразователь не работает и коэффициент регулирования возбуждения равен максимальному значению 1,8. Далее по мере роста тока якоря преобразователь включается в работу и наряду с увеличением коэффициента заполнения происходит

плавное уменьшение коэффициента возбуждения тяговых двигателей. Этим достигается поддержание тока возбуждения на постоянном заданном уровне во всем диапазоне изменения коэффициента заполнения преобразователя. После достижения коэффициентом заполнения преобразователя значения единицы происходит дальнейшее увеличение тока возбуждения. Коэффициент возбуждения при этом имеет минимальное значение 0,84.

Подробно методика расчета величин сопротивлений резисторов шунтирующей цепи, а также зависимости коэффициентов заполнения и возбуждения от тока якоря двигателя рассмотрены в работе [6].

На рис. 5 приведены тяговые характеристики электровоза при постоянном токе возбуждения, полученные расчетным путем. Для возможности сравнения на рисунке нанесены характеристики в режиме последовательного возбуждения, обозначенные $СП_{шт}$ и $П_{шт}$.

Результаты испытаний опытного электровоза

Для оценки эффективности предлагаемого способа подпитки обмоток возбуждения током якорей (см. рис. 1) была выполнена модернизация электровоза ВЛ10У-580 и проведены его эксплуатационные испытания на путях ОАО "Апатит" в зимнее и летнее время при следовании с поездами установленной весовой нормы 3900 т (рис. 6).

Участок, на котором проводились испытания, имеет протяженность 40 км и характеризуется крутыми затяжными подъемами до 20 ‰. Максимальная скорость не превышает 40 км/ч.

При следовании электровоза по затяжным подъемам происходили частые срывы сцепления колесных пар. Однако боксование не переходило в разное и легко ликвидировалось подачей песка или переходом на реостатные позиции. Отмечались случаи прекращения боксования без каких-либо дополнительных действий со стороны машиниста сразу после выхода на чистые рельсы.

Во время всех поездок изменялась вторая ступень регу-

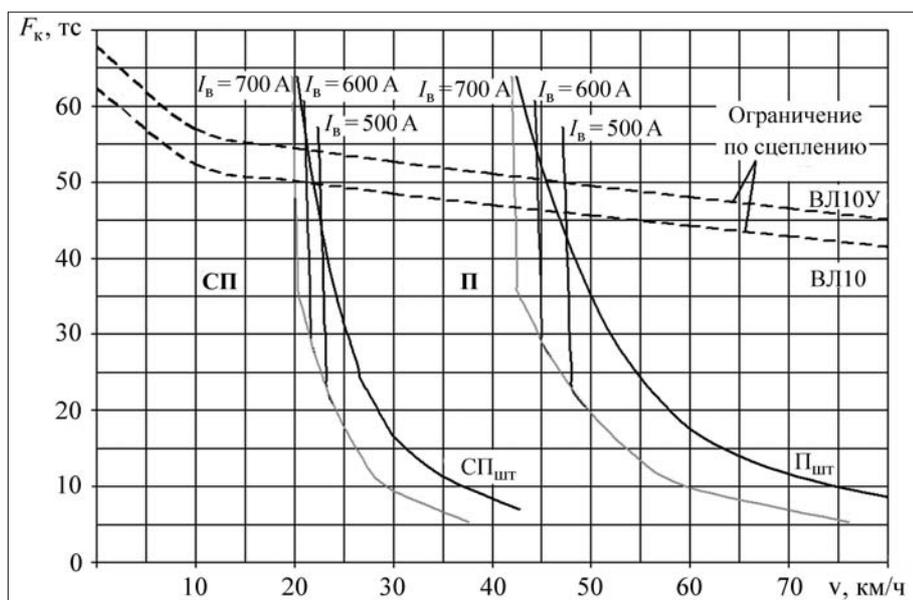


Рис. 5. Тяговые характеристики электровоза при постоянном токе возбуждения



Рис. 6. Опытный электровоз ВЛ10У-580 с составом рудовозного поезда

лирования возбуждения с коэффициентом β , равным 1,3. Максимальное значение тока якоря в основном не превышало 550 А, и электровоз устойчиво вел поезд с установившейся скоростью около 40 км/ч при параллельном соединении тяговых двигателей. При использовании последовательно-параллельного соединения скорость движения поезда составляла 25 км/ч.

Это является следствием того, что режим последовательно-независимого возбуждения двигателей за счет увеличенного магнитного потока вызывает увеличение противоЭДС и уменьшение тока якоря. В результате происходит уменьшение расчетной скорости движения электровоза и увеличение его силы тяги.

Расчетом установлено, что при часовом токе якоря 410 А и коэффициенте регулирования возбуждения 1,68 возможно максимальное увеличение силы тяги двигателя ТЛ-2К1 на 15...17 % от значения, развиваемого при работе с последовательным возбуждением.

В результате испытаний подтверждено увеличение силы тяги при существенном улучшении противобоксовочных свойств опытного электровоза. Нагрев обмотки возбуждения не превышал предельно допустимого уровня для данного класса изоляции.

Выводы

1. Реализация последовательно-независимого возбуждения двигателей током якорей позволяет увеличить жесткость тяговых характеристик электровоза, что дает возможность реализовывать увеличенные на 15...17 % значения силы тяги, уменьшить расчетную скорость и улучшить противобоксовочные свойства электровоза. В свою очередь, это дает возможность повышения весовой нормы поезда, что подтверждено опытными поездками.

2. Импульсный прерыватель дает возможность поддерживать ток возбуждения постоянным по величине при изменяющемся токе якоря, что позволяет получить тяговые характеристики, соответствующие характеристикам двигателей независимого возбуждения.

3. Продолжительность работы электровоза в режимах последовательно-независимого или усиленного возбуждения тяговых двигателей ограничивается нагревом обмоток главных полюсов и составляет 20...30 мин в зависимости от нагрузки.

4. Управление электровозом происходит обычным порядком и допускает оперативные переключения режимов возбуждения.

Список литературы

1. **Проблемы** и перспективы развития промышленного железнодорожного транспорта / Е.П. Дудкин, В.М. Рыбачок, Е.С. Свинцов // Транспорт Российской Федерации. 2006. № 7. С. 46–49.
2. **Режимы** работы магистральных электровозов / О.А. Некрасов, А.Л. Лисицын, Л.А. Мугинштейн, В.И. Рахманинов; под ред. О.А. Некрасова. М.: Транспорт, 1983. 231 с.
3. **Независимое** возбуждение тяговых двигателей электровозов / А.Т. Головатый, И.П. Исаев, Е.В. Горчаков. М.: Транспорт, 1976. 150 с.
4. **Устройство** регулирования скорости электроподвижного состава: пат. 76293 Рос. Федерация: МПК В 60 L 15/00 / А.С. Мазнев, В.А. Баранов; заявл. 20.05.08; опубл. 20.09.08, бюл. № 26.
5. **Баранов В.А.** Улучшение тяговых свойств электровозов постоянного тока // Вестник ВНИИЖТ. 2008. № 6. С. 29–32.
6. **Баранов В.А.** Импульсное регулирование при последовательно-независимом возбуждении тяговых двигателей электровозов постоянного тока // Вестник ВЭЛНИИ. 2009. № 2(58). С. 187–194.
7. **Устройство** регулирования скорости электроподвижного состава: пат. 86150 Рос. Федерация: МПК В 60 L 15/04 / А.С. Мазнев, В.А. Баранов; заявл. 12.05.09; опубл. 27.08.09, бюл. № 24.

Исследование режимов работы аэростатно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков

Дано описание устройства аэростатно-канатной гравитационной установки для нисходящих грузопотоков. Приведены результаты экспериментальных исследований.

Ключевые слова: аэростатно-канатная установка, экспериментальные исследования.

N.A. Bratuhina, E.S. Volkov, Yu.A. Plyutov

Research of Operating Modes of Aerostatno-Rope Transport Installation for Descending Goods Traffics

The description of the device of gravitational aerial wire-line installation for descending streams is given. Results of experimental researches are resulted.

Keywords: aerial wire-line installation, experimental researches.

Сегодняшняя ситуация в горной промышленности диктует необходимость отработки месторождений с малыми запасами полезных ископаемых и более сложными условиями для их освоения. Одним из направлений таких разработок являются условия нагорных карьеров.

Мировой опыт разработки нагорных месторождений открытым способом имеет сравнительно малую историю, но за это время создано большое количество технических решений, касающихся проблем выемки и транспортирования горной породы. Помимо проблем, связанных с освоением месторождения техническими средствами, перед разработчиками очень остро стоит вопрос о приспособлении выбранного оборудования и режимов его работы к климатической зоне, природным и топографическим особенностям района [1].

На сегодняшний день основным видом транспорта из используемых в условиях нагорных карьеров является *автомобильный*. Главные его преимущества – мобильность и маневренность, что позволяет работать в очень стесненных условиях, обеспечивая необходимую производительность. Однако существенным недостатком автотранспорта является высокий уровень удельного расхода энергии, что приводит к высокой стоимости транспортирования. Кроме того, для применения автотранспорта необходимы дороги,

что не всегда возможно из-за высокого уровня сложности топографических условий.

Конвейерный транспорт меньше распространен в условиях нагорных карьеров, хотя характеризуется большей производительностью, а также возможностью использования при большем угле. Но его использование связано с большими энергетическими затратами и строительством дополнительных коммуникаций.

Гравитационные транспортные установки (рудоспуски, рудоскаты) распространены на нагорных карьерах, находящихся на большой относительной высоте и способны работать автономно, что удешевляет стоимость транспортирования горной массы. Однако и в этом случае требуются значительные капитальные затраты. Также значительных капитальных затрат потребует применение подвесных канатных дорог.

Таким образом, вопрос изыскания новых перспективных ресурсо- и энергосберегающих, экологически благоприятных технологий является актуальным на современном этапе развития горно-добывающей промышленности. В этом отношении представляют большой интерес *аэростатно-канатные транспортные системы*, обеспечивающие транспортирование горной массы без устройства дорожных коммуникаций по кратчайшим расстояниям и имеющие полную энергетическую автономность. При этом достигаются высокие показатели по энергосбереже-

нию транспортных работ, не происходит загрязнения атмосферы и нарушения природного ландшафта. Впервые о данных системах было заявлено в 1990 г. профессором В.П. Боткиным. Его научным коллективом были разработаны схемы транспортных систем для нисходящих, горизонтальных и восходящих грузопотоков [2].

Для условий нагорных карьеров, которые характеризуются значительным перепадом относительной высоты, логично будет предложить использование системы "аэростатно-канатный спуск", использующей силы гравитации для перемещения груза вниз и подъемную силу гелия для возврата грузовой емкости на погрузочный пункт.

Методики расчетов автомобильного, конвейерного, гравитационного транспорта и подвесных канатных дорог известны, а методика расчета аэростатно-канатной установки пока не сформирована. Она должна включать в себя определение технических (производительность, показатели надежности), экономических (себестоимость транспортирования, дисконтированные затраты) и энергетических (удельный расход энергии) критериев эффективности эксплуатации транспортной системы. По данным критериям можно будет сравнить различные виды транспорта в условиях конкретного нагорного карьера и выбрать наиболее рациональный из них. Поскольку приоритетным требованием к транспорту на карьерах является обеспечение заданной производительности, в первую очередь нами решалась задача определения этого показателя.

С этой целью была спроектирована и изготовлена лабораторная аэростатно-канатная установка для нисходящих грузопотоков.

Компоновка основных узлов установки осуществлялась в эскизном варианте, затем были выполнены рабочие чертежи всех ее узлов и агрегатов. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1.

Начальным этапом конструирования было определение массы каретки с кузовом, объема аэростата, габаритных размеров установки. После определения максимальной массы и размеров кузова был выбран материал для его изготовления, отвечающий двум критериям: легкость и прочность. Для разгрузки кузова "на ходу" предусмотрены планка и пружина, возвращающая днище в исходное положение.

Грузовая каретка изготовлена из металла исходя из условия наилучшего скольжения по несущим канатам. Транспортная магистраль образована двумя несущими канатами, натянутыми между телескопической опорой (погрузочный горизонт) и передвижной тележкой (разгрузоч-

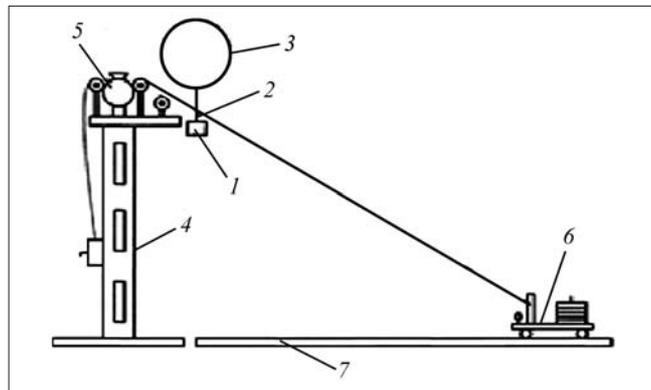


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – кузов; 2 – грузовая каретка; 3 – аэростат; 4 – стойка под площадку; 5 – шлюзовой дозатор; 6 – тележка; 7 – рельсовый путь

ный горизонт) посредством натяжного устройства, включающего лебедку, направляющие шкивы, натяжной груз. Опора погрузочного горизонта состоит из площадки и стойки под площадку. На площадке расположены объемный шлюзовой дозатор, направляющие канатов и приводной контактный блок с мотор-редуктором RA-25GM; имеется отверстие прямоугольного сечения под натяжной груз с подвеской. Шлюзовой дозатор, предназначенный для загрузки кузова, состоит из лотка, вращающегося барабана и шагового электродвигателя.

Стойка под площадку сконструирована выдвигной, с шагом 250 мм. На стойке расположена ручная червячная лебедка для натяжения несущих канатов. Также на внешней части стойки имеются отверстия для болтов, служащих для фиксации выдвигной части. Для создания устойчивости стойки к нижней ее части с четырех сторон (веерно) крепятся упоры. Разгрузочным горизонтом служит передвижная тележка, состоящая из платформы и опорных колес. На платформе расположены: противовес для устойчивости; стойка для крепления несущих канатов; упор для ограничения движения грузовой каретки; рычаги для разгрузки кузова; приводной контактный блок с генератором; фиксирующее устройство тележки. Тележка движется по рельсовому пути.

Транспортный цикл происходит следующим образом. После подачи кузова под загрузку подается сигнал на блок управления шаговым двигателем, осуществляющим вращение шлюзового дозатора. Из шлюзового дозатора груз поступает по лотку в кузов, который под действием силы тяжести груза, превышающей свободную грузоподъемность аэростата, совершает движение вниз к разгрузочному горизонту. На разгрузоч-

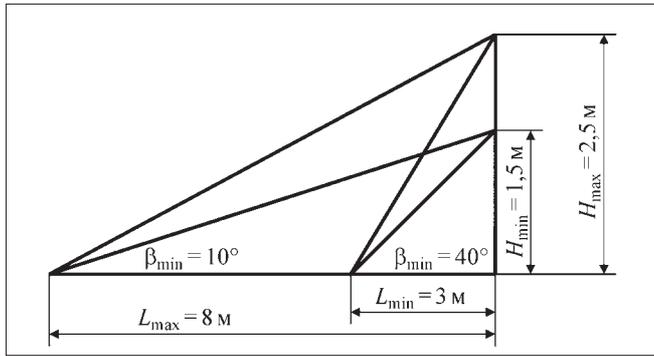


Рис. 2. Габаритные размеры экспериментальной установки

ном горизонте открывающая скоба на кузове упирается в рычаг. В результате происходит открывание днища кузова. После разгрузки под действием подъемной силы аэростата кузов поднимается на загрузочный горизонт. Во время движения кузова вниз и вверх через нить, закрепленную на кузове и проходящую по шкивам генератора, происходит преобразование энергии движения в электрическую, в результате чего загорается лампа, соединенная с генератором. Эта энергия на промышленной установке может быть использована для освещения и других целей.

В ходе экспериментов изменялись не только габаритные размеры установки ($H_{\min} = 1,5$ м; $H_{\max} = 2,50$ м; $L_{\min} = 3,0$ м; $L_{\max} = 8,0$ м; $\beta_{\min} = 10^\circ$; $\beta_{\max} = 40^\circ$) (рис. 2), но и объем аэростата ($0,5$ и $0,75$ м³), масса перевозимого груза (180 ; 270 ; 360 ; 450 г). Высота подвески аэростата составляла $0,3 D$ (D – диаметр аэростата).

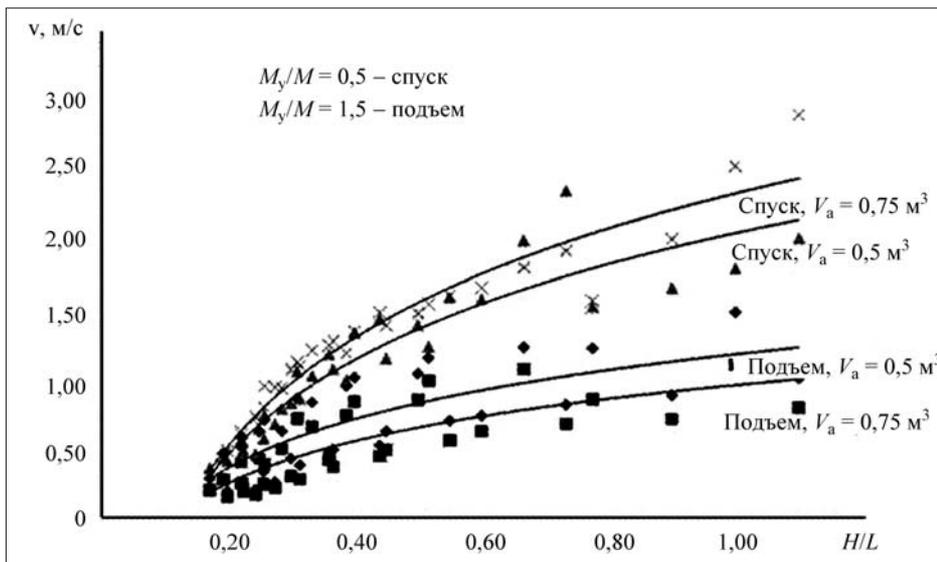


Рис. 3. Зависимости скорости подъема и спуска аэростата с грузовой кареткой от соотношения H/L

В результате проведения экспериментальных исследований получены зависимости скоростей движения аэростата с грузовой кареткой на подъем и на спуск от соотношения H/L (рис. 3). Результаты показывают, что при одинаковом соотношении уравнивающей массы M_y и полной массы M аэростата с грузовой кареткой с грузом на спуск и без груза на подъем, с увеличением объема аэростата скорость его движения на спуск увеличивается, а скорость его движения на подъем уменьшается.

Для определения скоростей движения аэростата на спуск и подъем при разных его объемах V_a в различных горно-технических условиях получены следующие зависимости:

на спуск

- при $M_y/M = 0,1$ $v_{\text{сп}} = 0,96 + 1,15 \ln V_a + 3,7H/L$;
- при $M_y/M = 0,2$ $v_{\text{сп}} = 0,82 + 0,96 \ln V_a + 3,3H/L$;
- при $M_y/M = 0,3$ $v_{\text{сп}} = 0,69 + 0,76 \ln V_a + 2,9H/L$;
- при $M_y/M = 0,4$ $v_{\text{сп}} = 0,55 + 0,72 \ln V_a + 2,5H/L$;
- при $M_y/M = 0,5$ $v_{\text{сп}} = 0,4 + 0,68 \ln V_a + 2,2H/L$;
- при $M_y/M = 0,6$ $v_{\text{сп}} = 0,28 + 0,47 \ln V_a + 1,3H/L$;

на подъем

- при $M_y/M = 1,5$ $v_{\text{п}} = 0,49 + 0,47 \ln V_a + 1,04H/L$;
- при $M_y/M = 2$ $v_{\text{п}} = 0,8 + 0,62 \ln V_a + 1,54H/L$;
- при $M_y/M = 2,5$ $v_{\text{п}} = 0,96 + 0,69 \ln V_a + 1,96H/L$.

По полученным значениям скоростей определяется производительность аэростатно-канатной установки.

Так, например, при $M_y/M = 0,5$ на спуск и $M_y/M = 1,5$ на подъем для нагорного карьера с $H = 300$ м и $L = 1000$ м установка с аэростатом диаметром 10 м и объемом 524 м³ с грузом массой $0,7$ т имеет расчетную производительность 5 т/ч и при непрерывном режиме работы в течение года обеспечивает годовую производительность карьера 43800 т.

Дальнейшие исследования предусматривают разработку экономико-математической модели выбора рационального вида транспорта для конкретных условий нагорного карьера.

Список литературы

1. Ильин С.А. Технология открытой разработки нагорных месторождений (часть 1). Уч. пособие. М.: МГИ, 1991.
2. Буткин В.П., Морин А.С. Изыскание эффективных аэростатно-канатных систем для технологических комплексов открытых горных работ / в сб.: Вопросы теории открытых горных работ. М.: МГУ, 1994. С. 193–208.
3. Волков Е.С., Плютов Ю.А. Результаты испытаний гравитационной аэростатно-канатной транспортной установки / в сб.: Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ, 2010. С. 20–22.

УДК 621.31

С.И. Малафеев, д-р техн. наук, проф., гл. науч. сотр., **А.А. Новгородов**, вед. спец.,
Н.А. Серебренников, ген. директор, ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва

E-mail: sim_vl@newmail.ru

Экскаватор ЭКГ-12К: новая система управления на основе IGBT-технологии*

Рассматриваются результаты проектирования, опыт промышленного производства и эксплуатации мехатронного комплекса для нового ижорского карьерного экскаватора ЭКГ-12К. Электрические приводы главного движения реализованы по системе транзисторный ШИМ-преобразователь–двигатель постоянного тока с микроконтроллерным управлением. Полная оперативная диагностика, оценка состояния оборудования и программирование параметров системы управления двигателями выполнены с помощью модулей индикации и портативного тестера со специальным программным обеспечением.

Ключевые слова: экскаватор, IGBT-транзистор, электропривод, система управления.

S.I. Malafeev, A.A. Novgorodov, N.A. Serebrennikov

Excavator ЭКГ-12К: the New Technical Decision Control Systems of Drives

Results of designing, experience of industrial production and operation of the mechatronic complex for the career excavator ЭКГ-5А are considered. Electric drives of the main movement are realized on system the transistor PWM-converter—the DC motor with the microcomputer control system. Full operative diagnostics, an estimation of a condition of the equipment and programming of parameters of a control system of motors are executed with the help of modules of indication and a portable tester with the special software. Successfully realized technical decision — the first in world practice of the excavator's drive.

Keywords: excavator, the IGBT-transistor, the electric drive, control system.

Введение

Экскаватор ЭКГ-12К – одна из базовых моделей новой линейки ижорских экскаваторов, ориентированных на оптимальное соответствие параметрам карьерного транспорта. Машина предназначена для использования при погрузке в автомобильный и железнодорожный транспорт грузоподъемностью 75...110 т, при этом предусмотрена эксплуатация этого экскаватора с автосамосвалами грузоподъемностью 120...136 т.

*Проект выполнен группой сотрудников ООО "Компания "Объединенная Энергия" при участии А.В. Анучина, П.М. Афанасьева, П.А. Афолина, О.Б. Баева, В.С. Герасимова, П.В. Гусарова, С.В. Кононова, В.С. Мамаева, К.Ю. Раца.

При подготовке статьи использованы результаты поисковой научно-исследовательской работы в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 годы по проблеме НК-544П(5); № П-236.

Высокий технический уровень нового экскаватора обусловлен применением современных методов проектирования и расчетов, использованием прогрессивных материалов, технических и технологических решений. Новый экскаватор ЭКГ-12К и его модификации отличают высокая производительность, простота управления и надежность в работе. Основные отличия ЭКГ-12К от выпускаемой модели ЭКГ-10: увеличение вместимости базового ковша для тяжелых железных руд до 12 м³, а также возможность использования сменных ковшей вместимостью до 18...20 м³, увеличение высоты черпания и наибольшего усилия на подвеске ковша. Роликовый круг опорно-поворотного устройства укомплектован полимерными втулками, которые не требуют смазки в процессе эксплуатации. Машина снабжена канатами повышенного срока службы,



Рис. 1. Первый экскаватор ЭКГ-12К на разрезе ОАО "Оленегорский ГОК"

новым современным приводом и системой управления, информационно-диагностической системой, применена также автоматическая централизованная система смазки и пр. В машине реализованы технические решения, обеспечивающие повышение надежности основных узлов: редукторов основных механизмов, прочности металлоконструкций рабочего оборудования и т.д.

Электроприводы главного движения нового экскаватора реализованы на основе двигателей постоянного тока с преобразователями на IGBT-транзисторах с широтно-импульсным регулированием.

В настоящей статье рассматриваются схмотехнические решения и особенности новой системы управления приводами первого экскаватора ЭКГ-12К (рис. 1) с транзисторными преобразователями энергии, разработанной ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва, и рассматриваемой в настоящее время в качестве базовой модели НКУ экскаваторов нового поколения [1].

Система приводов экскаватора ЭКГ-12К с транзисторными преобразователями энергии

Общая функциональная схема электрооборудования экскаватора ЭКГ-12К, реализованная на основе традиционной структуры, разработанной Компанией "Объединенная Энергия" для отечественных экскаваторов [2], показана на рис. 2. Электропитание экскаватора осуществляется от сети напряжением 6 кВ. Подключение экскаватора к питающей сети осуществляется с помощью

ячейки высоковольтного ввода *ЯВВ*, содержащей два разъединителя, два вакуумных выключателя, аппаратуру защиты и сигнализации. Понижающий трансформатор *ТВ1* (6кВ/0,4 кВ) обеспечивает электропитание оборудования напряжением 380 В. Трансформатор *ТВ2* (6кВ/0,2 кВ) предназначен для электропитания активных выпрямителей, а трансформатор *ТВ3* – для электропитания цепей освещения. Понижающие трансформаторы *ТВМ1* и *ТВМ2* (380 В/220 В) предназначены для электропитания устройств возбуждения двигателей

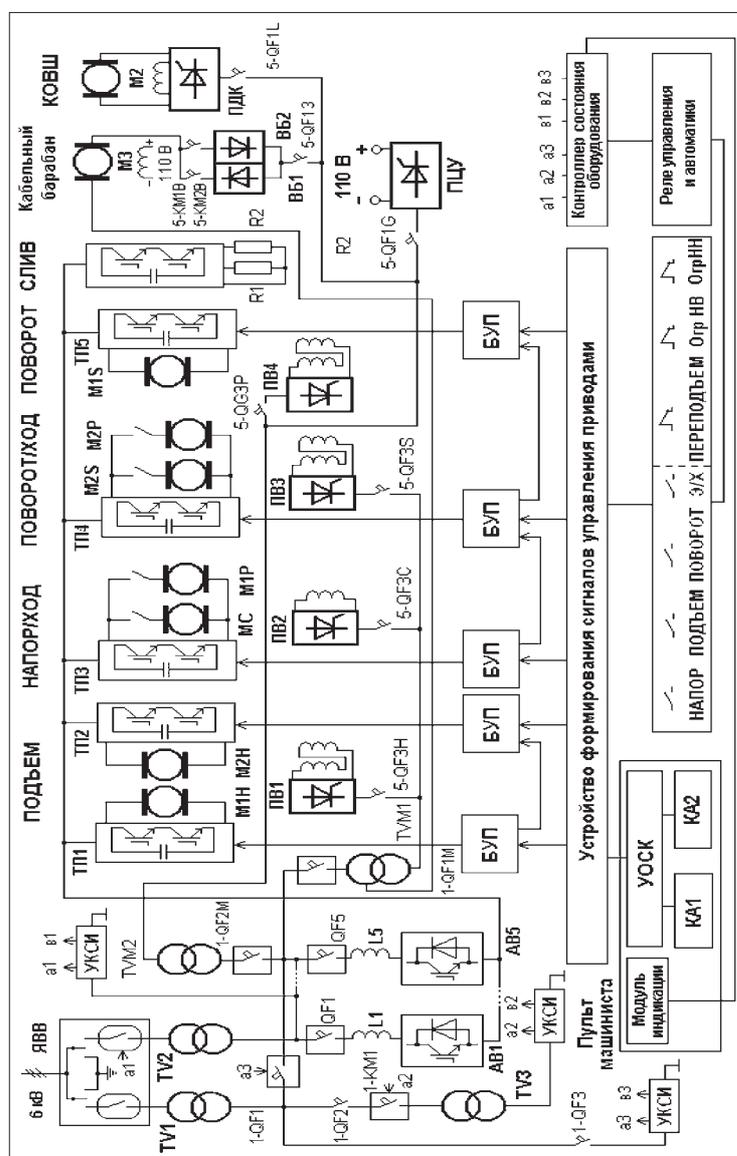


Рис. 2. Функциональная схема низковольтного комплектного устройства управления экскаватора ЭКГ-12К

главных приводов и цепей управления, а также преобразователя двигателя открывания днища ковша экскаватора.

Три электропривода главного движения экскаватора ЭКГ-12К (напора, подъема и поворота) выполнены по системе транзисторный преобразователь—двигатель постоянного тока. Для электропитания приводов используется локальная сеть постоянного тока, организованная с использованием группы из пяти активных выпрямителей АВ, работающих на общую локальную сеть постоянного тока. Выходное напряжение в локальной сети постоянного тока поддерживается постоянным с помощью регулятора напряжения, который также обеспечивает управляемый "мягкий" заряд конденсаторов в звене постоянного тока при включении системы. Управление двигателями осуществляется с помощью транзисторных мостовых преобразователей ТП1...ТП5. Микроконтроллерные блоки управления преобразователями БУП формируют сигналы управления ключами транзисторных преобразователей в функции сигналов задания и обратных связей по току и напряжению.

Устройство аварийного сброса (СЛИВ) предназначено для рассеивания энергии при рекуперативном торможении в аварийных режимах.

Электропитание обмоток возбуждения двигателей напора, поворота и подъема производится с помощью четырех трехфазных мостовых несимметричных тиристорных управляемых выпрямителей ПВ. Питание преобразователей ПВ производится с помощью трехфазных трансформаторов ТVM1 и ТVM2. В системе электропитания обмоток возбуждения двигателей предусмотрена стабилизация токов возбуждения.

Управление двигателем открывания днища ковша экскаватора М2 осуществляется с помощью преобразователя ПДК, содержащего нереверсивный тиристорный преобразователь электропитания якорной обмотки, блок питания обмотки возбуждения и систему управления. Управление двигателем кабельного барабана М3 осуществляется с помощью двух трехфазных диодных нулевых выпрямителей ВВ1 и ВВ2. Якорная обмотка двигателя включается в зависимости от требуемого направления вращения к выходу соответствующего выпрямителя с помощью контакторов 5-КМ1В и 5-КМ2В.

Контроль сопротивления изоляции электрооборудования осуществляется с помощью трех устройств типа "Аргус" [3], под-

ключенных соответственно к цепям 380 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора ТV1), 220 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора ТV2), 220 В (вторичная обмотка трехфазного трансформатора ТV3 электропитания цепей освещения).

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

Устройство формирования сигналов управления приводами (УФСУ) формирует сигналы задания для приводов главного движения в функции выходных сигналов УОСК и состояния цепей защиты и блокировок.

Контроллер состояния оборудования (КСО) проводит сбор информации о состоянии реле управления и автоматики экскаватора и формирует сигналы управления для преобразователей и посылку в виде последовательного кода для модуля индикации. Модуль индикации размещен в кабине машиниста и предназначен для отображения с помощью светодиодов информации о включенном состоянии электрооборудования.

Электроприводы напора, подъема и поворота реализованы по принципу подчиненного регулирования координат [4]. Главная обратная связь замкнута по напряжению якорной обмотки двигателя. Внутренний подчиненный контур выполняет регулирование тока якорной обмотки двигателя. В системе использованы пропорцио-

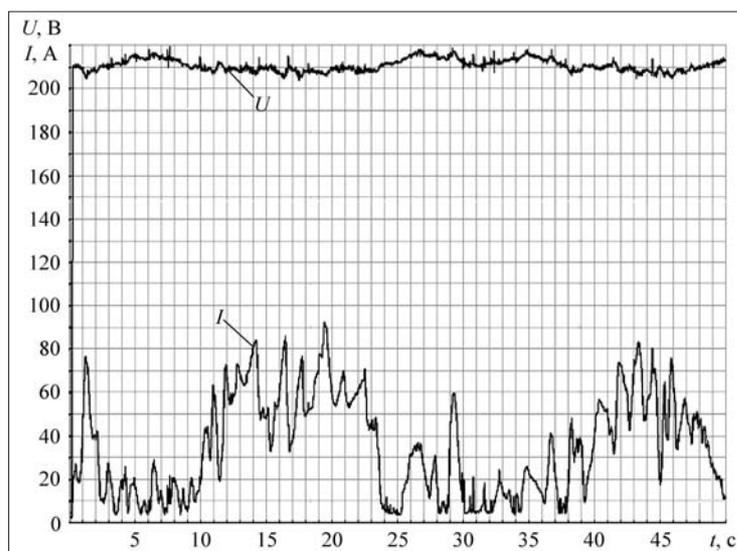


Рис. 3. Диаграммы действующего значения фазного тока I в первичной обмотке трансформатора и напряжения в звене постоянного тока U



Рис. 4. Диаграмма активной мощности, потребляемой экскаватором

нально-интегральный регулятор тока и пропорциональный регулятор напряжения. Система управления обеспечивает формирование типовой экскаваторной характеристики привода. В целях улучшения динамических характеристик привода использованы задатчик интенсивности и нелинейная обратная связь по току.

В электроприводе поворота применен специальный алгоритм управления, обеспечивающий безударный выбор зазоров путем изменения параметров задатчика интенсивности в функции тока якорной обмотки.

В приводе подъема использована положительная обратная связь по току для обеспечения удержания ковша. В этом приводе организованы следующие защиты, действующие на отключение сигнала широтно-импульсной модуляции: максимальная токовая защита; защита от нарушения равенства токов в ветвях; защита от превышения напряжения в звене постоянного тока.

Для оценки динамических характеристик системы приводов и их настройки используется переносной компьютер со специальным программным обеспечением. Подключение компьютера производится к устройству формирования сигналов управления приводами с помощью специального кабеля. Диагностика приводов предусматривает регистрацию процессов изменения сигналов задания, на-

пряжения и тока каждого привода. В режиме настройки предусмотрено изменение стопорных токов приводов и максимальных значений выходных напряжений.

Результаты экспериментальных исследований электроэнергетических процессов

В марте 2010 г. в ОАО "Оленегорский ГОК" был введен в эксплуатацию первый экскаватор ЭКГ-12К с разработанной системой управления. В течение 4 месяцев непрерывной работы подтверждены высокие технические характеристики системы. В процессе экс-

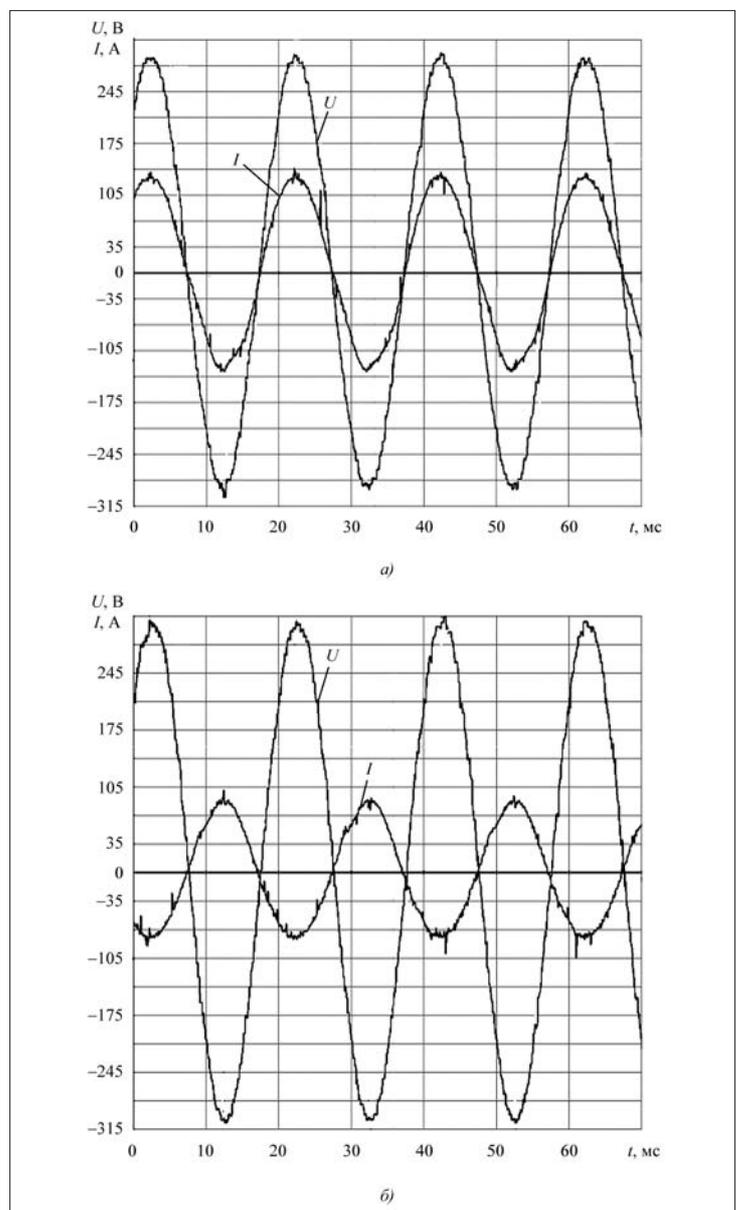


Рис. 5. Диаграммы фазного тока I в первичной обмотке трансформатора 6 кВ и питающего напряжения U , зарегистрированного на вторичной обмотке трансформатора собственных нужд: a – режим потребления; b – режим рекуперации

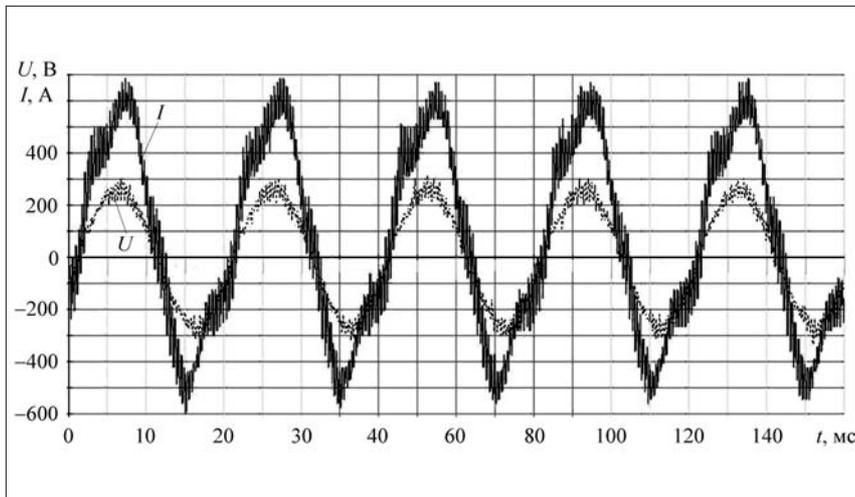


Рис. 6. Диаграммы фазных тока и напряжения во вторичной обмотке силового трансформатора

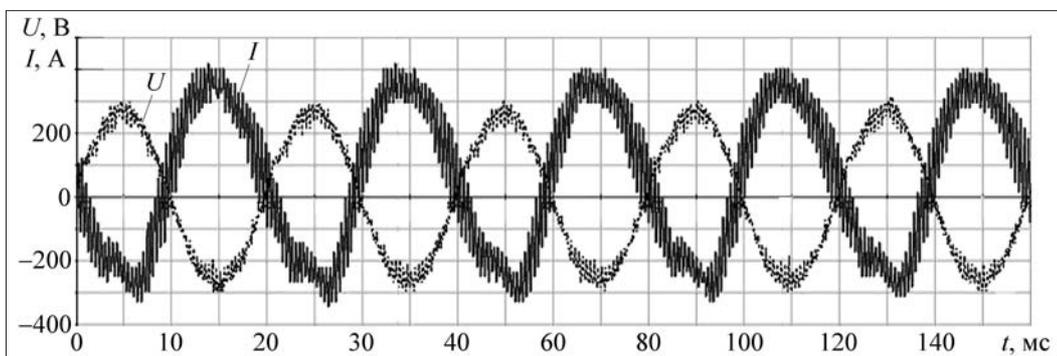


Рис. 7. Диаграммы тока и напряжения в фазе активного выпрямителя

платации экскаватора были проведены регистрация с помощью цифрового осциллографа и анализ процессов в силовых элементах системы.

Регистрация проводилась на интервале времени 50 с, что составляет 1,5...2 цикла экскавации. Для каждого режима копания проводилось не менее 10 регистраций в целях выявления статистических закономерностей. При этом было установлено, что в конкретных условиях работы параметры процессов в различных циклах различаются не более чем на 10 %.

На рис. 3 приведена диаграмма действующего значения фазного тока в первичной обмотке питающего трансформатора. Действующее значение тока потребления за цикл экскавации составляет 40...45 А.

На рис. 4 приведена диаграмма активной мощности, потребляемой экскаватором, измеренная на стороне 6 кВ. Приведенные на графике значения активной мощности получены усреднением за период питающего напряжения. Максимальное значение активной мощности, вычисленной за период сети, в цикле экскавации не превышает 800 кВт.

максимальное значение активной мощности, вычисленной за период сети, в цикле экскавации не превышает 800 кВт.

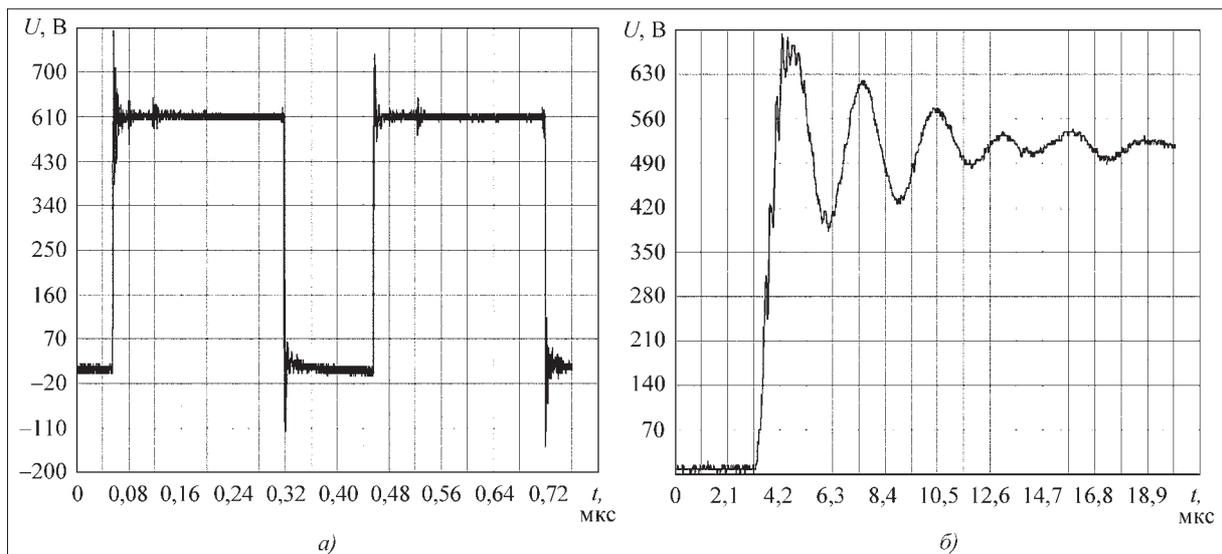


Рис. 8. Форма напряжения на якорной обмотке двигателя: а – импульсы на выходе преобразователя; б – передний фронт импульса

Формы тока в первичной обмотке силового трансформатора и питающего напряжения, зарегистрированного на вторичной обмотке трансформатора собственных нужд, в режимах потребления и рекуперации показаны на рис. 5. Коэффициент несинусоидальности напряжения в обоих случаях не превышает 5 %. Коэффициент мощности, измеренный за период питающей сети на стороне 6 кВ питающего трансформатора, практически равен 1.

Диаграммы фазных тока и напряжения во вторичной обмотке трансформатора приведены на рис. 6, а диаграммы тока и напряжения в фазе активного выпрямителя – на рис. 7.

Форма напряжения на якорной обмотке двигателя показана на рис. 8. Мгновенное значение напряжения на якорной обмотке двигателя не превышает 800 В.

Заключение

Анализ перспектив развития экскаваторного привода и результаты промышленной эксплуатации машины ЭКГ-12К с новой системой управления позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение НКУ с электроприводами постоянного тока и транзисторными преобразователями в настоящее время является экономически обоснованным и позволяет получить экономический эффект как по капитальным затратам, так и при эксплуатации.

2. Применение новых схемотехнических решений силовой части приводов главного движения – IGBT-преобразователей и активных выпрямителей позволило впервые в отечественной практике экскаваторостроения получить качественно улучшенные энергетические характеристики – коэффициент мощности, практически равный 1, и высокий КПД преобразования энергии.

3. Современные алгоритмы управления, реализованные на основе высокопроизводительных надежных микроконтроллерных средств, обеспечивают наилучшие "мягкие" и экономичные режимы работы всех механизмов экскаватора, защиту оборудования и экономию энергии. Зна-

чительно улучшены условия работы и повышен ресурс всех электрических и механических элементов экскаватора за счет ограничения пусковых токов, ударов в механических передачах, оптимизации параметров движения.

4. НКУ Компании "Объединенная Энергия" реализовано на основе блочно-модульного принципа и допускает оперативную модернизацию, замену устройств, выбор вариантов, внесение изменений и др. НКУ могут использоваться как на новых машинах, так и для модернизации работающих экскаваторов. Все элементы и устройства серийно выпускаются компанией "Объединенная Энергия", обеспечены ЗИП и комплектующими. Оборудование легко адаптируется в любых условиях.

В 2009 г. Компания "Объединенная Энергия" закончила проекты новых НКУ с электроприводами постоянного тока и транзисторными широтно-импульсными преобразователями для новых экскаваторов ЭКГ-5, ЭКГ-10, ЭКГ-12К и ЭКГ-18Р. В настоящее время указанные проекты реализуются по заказам ОАО "Ижорские заводы" и предприятий добывающей промышленности.

Список литературы

1. Малафеев С.И., Серебренников Н.А. Актуальные вопросы совершенствования электроприводов и технических средств управления экскаваторов / Научные сообщения Национального научного центра горного производства – ИГД им. А.А. Скочинского. Вып. № 333/2007. Техника и технология открытой и подземной разработки угольных месторождений. М., 2007. С. 97–105.

2. Малафеев С.И., Серебренников Н.А. Создание электрооборудования и систем управления для экскаваторов на основе мехатронной технологии // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 12. С. 29–34.

3. Малафеев С.И., Серебренников Н.А., Фролкин В.Г. Анализ электрической сети с преобразователем рода тока при нарушениях сопротивления изоляции // Электротехника. 2004. № 12. С. 11–14.

4. Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А. Экскаватор ЭКГ-5А: Новое техническое решение системы управления приводами // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 11. С. 23–28.

Н.И. Стадник, д-р техн. наук, первый заместитель директора по научной работе, **А.В. Мезников**, зав. отделом, **И.Ю. Руденко**, вед. конструктор, ГП "Донгипроуглемаш", **В.П. Кондрахин**, д-р техн. наук, проф., ДонНТУ, г. Донецк, Украина

E-mail: complex@dgum.donetsk.ua

Методика формирования закона частотного регулирования привода перемещения очистных комбайнов

Представлен основанный на принципах мехатроники подход к формированию закона частотного регулирования привода подачи современных очистных комбайнов, обеспечивающий диапазон регулирования, тяговые характеристики и перегрузочную способность

Ключевые слова: очистной комбайн, закон частотного регулирования привода перемещения, диапазон регулирования, тяговое усилие, перегрузочная способность.

N.I. Stadnik, A.V. Meznikov, I.Yu. Rudenko, V.P. Kondrakhin

Method of Formation of the Law of Frequency Regulation of Drive of Moving of Clearing Combines

It is presented based on principles of mechatronics the approach to formation of the law of frequency regulation of drive of moving of the modern clearing combines, providing range of regulation, traction characteristics and overload capacity.

Keywords: clearing combine, the law of frequency regulation of drive of moving, regulation range, traction effort, overload capacity.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Создание горно-шахтного оборудования с высокими функционально-параметрическими характеристиками невозможно без применения взаимосвязанных механических, гидравлических и информационных компонент, что обуславливает задачу объединения в единое целое объектов различной физической природы, основанных на отличных принципах функционирования.

Для решения подобных задач целесообразно использование мехатронного подхода [1], находящего все более широкое применение в практике современного проектирования горных машин.

Анализ исследований и публикаций

Несомненно, мехатронным объектом является частотно-регулируемый привод перемещения очистных комбайнов [1], включающий два идентичных узла привода подачи $УПП_i$ (рис. 1), получающих питание от преобразователя электриче-

ского $ПЭЭ$ (частотный преобразователь по схеме с автономным инвертором). Последний под воздействием входной управляющей функции $\varepsilon_{вх}(v_{п})$, значение которой определяет задаваемую скорость $v_{п}$ подачи комбайна, преобразует электрический сигнал, характеризующийся напряжением и частотой питающей сети, в электрический сигнал ε_1 с переменными значениями напряжения U_1 и частоты f_1 .

Каждый из узлов привода подачи $УПП_i$ состоит из:

– электромеханического преобразователя $ПЭВ_i$ (асинхронный электродвигатель) электрической энергии ε_1 со значениями U_1 и f_1 в механическое вращательное движение (интерфейс ω_{i1} , характеризующийся моментом $M_{Дi}$ и частотой вращения $n_{Дi}$);

– механического преобразователя $ПВВ_i$ (редуктор) вращательного движения во вращательное движение с другими параметрами (интерфейс ω_{i1} в интерфейс ω_{i2} , характеризующийся моментом M_2 и частотой вращения n_2);

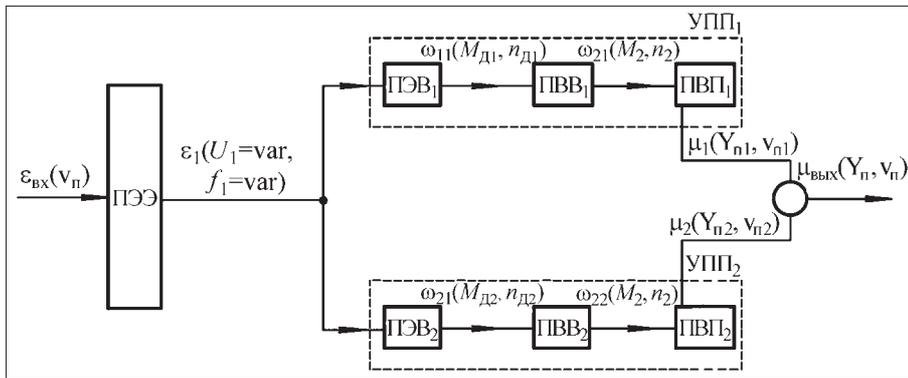


Рис. 1. Структурная схема частотно-регулируемого привода подачи

– механического преобразователя $ПВП_i$ (трехэлементный или двухэлементный движитель) вращательного движения в поступательное (функция μ_i , характеризующаяся тяговым усилием $Y_{пi}$ и скоростью подачи $v_{пi}$).

Таким образом, частотно-регулируемый привод подачи состоит из синергетически связанных электронной $ПЭЭ$, электромеханической $ПЭВ_i$ и механических $ПВВ_i$, $ПВП_i$ компонент.

Общее тяговое усилие подачи комбайна реализуется при сложении сил, создаваемых $УПП_i$. Выходная функция $\mu_{вых}$, количественно определяемая тяговым усилием $Y_{п}$ и скоростью подачи $v_{п}$, характеризует механическое поступательное движение комбайна.

Постановка задачи

Цель работы – сформулировать закон частотного регулирования привода перемещения очистного комбайна с учетом взаимодействия электронной (модуль $ПЭЭ$), электромеханической (модули $ПЭВ_i$) и механических (модули $ПВВ_i$ и $ПВП_i$) (см. рис. 1) компонент. В качестве примера представлено исследование системы подачи комбайна УКД400, предназначенного для механизированной выемки угля в составе очистных комплексов в забоях пологих и наклонных пластов мощностью до 1,5 м.

Изложение материала и результаты

Основными параметрами привода подачи являются диапазон регулирования скорости, необходимые тяговые усилия, а также перегрузочная способность, что существенно в связи со значительной динамикой нагрузки.

Требования к диапазону регулирования скорости очистного комбайна связаны с особенностями технологии его работы. Из опыта эксплуатации следует, что минимальное значение скорости подачи комбайна, в частности, при само-

зарубке в пласт способом косых заездов, составляет 0,5 м/мин. Максимальное значение указанной величины при рациональном согласовании параметров очистного комбайна с прочим горно-шахтным оборудованием ограничено скоростными возможностями перемещения машиниста и крепления забоя. Предельная скорость перемещения горнорабочего за комбайном составляет 7 м/мин для тонких пластов, являющихся областью

применения комбайна УКД400 [2], а максимальная скорость крепления 8 м/мин (для крепей с автоматизированным управлением). Принимая во внимание перспективы развития комбайновой выемки, можно с некоторым запасом оценить требуемый диапазон изменения скорости подачи в пределах от 0,5 до 12 м/мин, т.е. полный диапазон регулирования составляет 24:1 (для условий тонких пластов).

Такой широкий диапазон при регулировании вниз от номинальной частоты 50 Гц не может быть реализован в разомкнутых системах частотного регулирования скорости. Поэтому следует использовать двухзонное регулирование скорости, в том числе и вверх от номинальной частоты.

Статическое тяговое усилие $Y_{п.с}$ привода подачи в соответствии с [3] определяется следующим образом:

$$Y_{п.с} = k_f \left(G(\sin \alpha \pm f'' \cos \alpha) + \sum_{i=1}^{N_n} Y_{и.i} \right), \quad (1)$$

где k_f – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления перемещению комбайна (принимается равным 1,4); α – угол падения линии забоя; f'' – коэффициент трения комбайна (о почву – 0,35; о направляющие конвейера – 0,21); G – вес комбайна; $\sum_{i=1}^{N_n} Y_{и.i}$ – суммарная сила подачи на исполнительном органе; N_n – число исполнительных органов.

Расчеты показывают, что для комбайна УКД400 пределы изменения $Y_{п.с}$ для всего диапазона условий эксплуатации: в режиме выемки – от 100 до 400 кН (при скорости подачи от 0,5 до 12 м/мин), в режиме перегона (независимо от величины скорости подачи) – от 90 до 250 кН [4].

Для конкретных условий (угол наклона пласта, сопротивляемость резанию) увеличение необходимого статического тягового усилия подачи при росте скорости перемещения от минимальной до максимальной сравнительно невелико (максимально до 30 %).

Закон частотного управления из условия сохранения перегрузочной способности при синусоидальной форме напряжения для идеализированного двигателя (активное сопротивление статора $r_1 = 0$, ненасыщенная магнитная цепь двигателя, принудительное охлаждение) установлен М.П. Костенко и записывается следующим образом [5]:

$$\frac{U_1}{U_{1н}} = \frac{f_1}{f_{1н}} \sqrt{\frac{M_1}{M_{1н}}}, \quad (2)$$

где U_1 и $U_{1н}$ – напряжения на статоре; f_1 и $f_{1н}$ – частота статора; M_1 и $M_{1н}$ – электромагнитные моменты.

Известны его частные случаи для регулирования по граничному моменту: а) при постоянном моменте нагрузки: $U_1/f_1 = \text{const}$; б) при нагрузке с постоянной мощностью: $U_1/\sqrt{f_1} = \text{const}$; в) при вентиляторной нагрузке: $U_1/f_1^2 = \text{const}$.

Как отмечено выше, изменение необходимого статического тягового усилия подачи незначительно для конкретных условий эксплуатации, в связи с чем при реализации частотно-регулируемого привода подачи применяется закон регулирования $U_1/f_1 = \text{const}$ (пропорциональное регулирование) без обратных связей (разомкнутая система). Эффективное применение более сложных замкнутых систем управления (как скалярных, так и векторных) существенно затрудняется тем, что привод механизма перемещения является двухдвигательным, причем питание обоих двигателей осуществляется от одного преобразователя частоты. Такая структура привода обусловлена требованиями безопасности и жесткими ограничениями по его габаритным размерам, особенно по высоте.

Нагрузка и частота вращения двигателей в произвольный момент времени могут существенно различаться между собой [6, 7], что делает неэффективным управление с обратной связью по току или частоте вращения одного из двигателей. Применение двух частотных преобразователей в случае их размещения на шпуре требует наличия отдельного кабеля для каждого двигателя механизма перемещения, что вряд ли технически реализуемо. Установка двух бортовых пре-

образователей из-за жестких габаритных ограничений возможна, по-видимому, только на комбайнах, предназначенных для выемки пластов большой мощности. Поэтому в большинстве случаев для механизмов перемещения очистных комбайнов целесообразно использование разомкнутых систем частотного управления.

При использовании закона $U_1/f_1 = \text{const}$ частотное регулирование производится в зоне ниже номинальной частоты (относительная частота $\alpha = f_1/f_{1н}$ меньше 1). Для случая, когда $\alpha > 1$, регулирование обычно осуществляется при неизменном напряжении $U_1 = \text{const}$, что позволяет расширить диапазон регулирования при той же мощности преобразователя. При этом в соответствии с законом (2) момент, который двигатель может развивать в этом режиме, уменьшается обратно пропорционально квадрату частоты (и, соответственно, в данном случае – скорости подачи) [8].

Преимущество закона $U_1/f_1 = \text{const}$ заключается в его простоте. Недостатком является невозможность обеспечения перегрузочной способности λ в широком диапазоне регулирования скорости при постоянном моменте нагрузки из-за влияния падения напряжения на активном сопротивлении статора [5]. В целях снижения негативного влияния указанного фактора используют закон $U_1/f_1 = \text{const}$ с "корректировкой" (напряжение выше рассчитанного в соответствии с упомянутым законом), который далее будем называть законом, обеспечивающим увеличение λ .

В [5] предложен закон регулирования для привода без обратных связей (разомкнутая система), обеспечивающий постоянство λ . Предельная относительная частота $\alpha_{пр}$ (при регулировании "вниз" от основной частоты) в этом случае составляет ориентировочно:

$$\alpha_{пр} \approx 1,3 \frac{r_1}{x_1 + x_2}, \quad (3)$$

где r_1 , x_1 – активное и индуктивное сопротивление обмотки статора (для Т-образной схемы замещения); x_2 – приведенное индуктивное сопротивление обмотки ротора (для Т-образной схемы замещения).

С учетом величин мощностей двигателей подачи (30...45 кВт) в соответствии с (3) диапазон регулирования получается не более (3...4):1 (вниз от основной скорости, соответствующей номинальной частоте 50 Гц), что значительно меньше требуемой величины.

В связи с этим, как будет показано ниже, сформулирован закон регулирования на основе реальной тяговой характеристики привода, допускающий уменьшение перегрузочной способности двигателя меньше паспортной в области низких скоростей, при этом обеспечивающий устойчивую работу привода в двух зонах (выше и ниже основной частоты).

Требуемая мощность привода подачи $P_{п}$ (режим S1) рассчитывается по формуле:

$$P_{п} = k_1 \frac{Y_{п.н} v_{п.н}}{\eta_{п}}, \quad (4)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий размерность величин; $v_{п.н}$ – скорость подачи, соответствующая номинальной частоте; $Y_{п.н}$ – статическое тяговое усилие, соответствующее $v_{п.н}$; $\eta_{п}$ – КПД передач привода (в расчете принят равным 0,75).

Величина $Y_{п.н}$ определяется исходя из требуемого значения тягового усилия $Y_{п.макс}$, рассчитанного в соответствии с (1) при максимальной скорости подачи $v_{п.макс}$ (как показано выше, $v_{п.макс} = 12$ м/мин) для представительных условий эксплуатации:

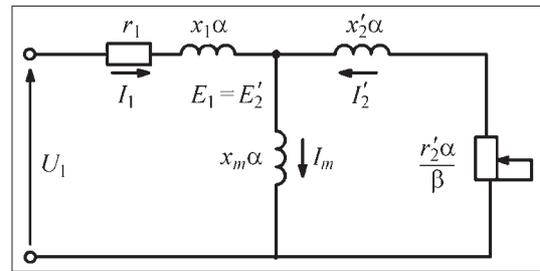
$$Y_{п.н} = Y_{п.макс} \left(\frac{v_{п.макс}}{v_{п.н}} \right)^2. \quad (5)$$

Выбор значения $v_{п.н}$ определяется передаточным отношением редуктора механизма перемещения, зависящего от целого ряда взаимосвязанных факторов, касающихся конструкции и параметров звезды, рейки, габаритных ограничений и т.д.). Следует отметить, что при проектировании в некоторых случаях приходится задавать несколько значений $v_{п.н}$, формируя каждый раз соответствующий закон частотного управления в целях обеспечения необходимой перегрузочной способности привода во всем диапазоне регулирования скорости, что подробно будет пояснено ниже. Приведенные ниже расчеты выполнены для следующих данных: $v_{п.н} = 8$ м/мин, мощность двигателей подачи – 2×30 кВт.

При этом указанные двигатели должны иметь достаточно высокую перегрузочную способность $\lambda = 2,5...2,7$. С учетом этих требований для привода подачи комбайна УКД400 разработан электродвигатель ЭКВ4-30-6-02.

Для анализа возможностей привода и выбора зависимости напряжения преобразователя от частоты необходимо воспользоваться системой уравнений, учитывающих функционирование синергетически связанных электронной, электромеханических и механических компонент частотно-регулируемого привода подачи. Для расчета момента двигателя применена методика, изложенная в [5] (см. с. 15–17, 26).

Рис. 2. Схема замещения фазы асинхронного двигателя при частотном управлении



При выполнении расчета использованы следующие обозначения: параметр абсолютного скольжения β , или относительная частота ротора, представляющий собой отношение абсолютного скольжения $\Delta\omega$ к синхронной угловой скорости $\omega_{1н}$ при номинальной частоте $\beta = \Delta\omega/\omega_{1н} = f_2/f_{1н}$, где f_2 – частота тока ротора; параметр β используется вместо скольжения s и связан с ним соотношением $s = \Delta\omega/\omega_1 = \beta/\alpha$.

Схема замещения фазы двигателя при частотном управлении приведена на рис. 2 (r_2' – приведенное активное сопротивление обмотки ротора; x_m – реактивное сопротивление контура намагничивания; E_1, E_2' – ЭДС обмотки статора и приведенная ЭДС обмотки ротора; I_1 – ток обмотки статора; I_2' – приведенный ток обмотки ротора; I_m – ток контура намагничивания).

Итоговая система уравнений, определяющая работу частотно-регулируемого привода подачи, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} M_{Дi} &= \frac{m_1 U_1^2}{\omega_{1н}} \frac{r_2' \beta}{(b^2 + c^2 \alpha^2) \beta^2 + 2r_1 r_2' \alpha \beta + (d^2 + e^2 \alpha^2) r_2'} \\ M_{Д,кi} &= \frac{m_1 U_1^2}{2\omega_{1н}} \frac{1}{r_1 \alpha + ((b^2 + c^2 \alpha^2)(d^2 + e^2 \alpha^2))^{\frac{1}{4}}} \\ n_{Дi} &\equiv \omega_{Дi} \equiv f_i \\ Y_{пi} &= k_2 \frac{M_{Дi}}{r_{ci}} u \eta_{п} \\ n_{Дi} &= k_3 \frac{v_{п.н}}{r_{ki}} u \\ Y_{п} &= \sum Y_{пi} \end{aligned} \right\} i=1,2, \quad (6)$$

где m_1 – число фаз статора; $M_{Д,ki}$ – максимальный (критический) момент двигателя; k_2, k_3 – коэффициенты, учитывающие размерность величин; $b = r_1(1 + \tau_2)$; $c = x_m \tau$; $d = r_1/x_m$ – коэффициенты, зависящие от параметров схемы замещения; $\tau_1 = x_1/x_m$ – коэффициент рассеяния для статора; $\tau_2 = x'_2/x_m$ – коэффициент рассеяния для ротора; $\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_1 \tau_2$ – общий коэффициент рассеяния; $\omega_{Дi}, n_{Дi}$ – угловая скорость и частота вращения двигателя; u – передаточное отношение редуктора; r_{ci}, r_{ki} – приведенные силовой и кинематический радиусы зацепления [6]; $Y_{\Pi i}$ – тяговое усилие каждого из УПП $_i$; Y_{Π} – общее тяговое усилие; i – порядковый номер привода ($i = 1, 2$).

Экспериментально установлено, что нагрузки в приводе механизма перемещения носят ярко выраженный динамический характер, причем в спектральном составе имеются высокочастотные составляющие с периодом, равным периоду зацепления зуба звездочки с цевочной рейкой, и низкочастотные составляющие с периодом, равным времени прохождения одной секции рейки [7]. Колебания моментов в обоих двигателях, как правило, происходят практически в противофазе как по высоко- так и по низкочастотным составляющим. С учетом такого характера нагрузки важную роль при выборе закона регулирования играют вопросы устойчивой работы привода. В данной статье представлен подход к формированию закона регулирования, обеспечивающий во всем диапазоне скоростей определенную перегрузочную способность и, соответственно, устойчивость.

Упомянутый закон определяется аналитически путем расчета значений максимального (критического) момента $M_{Д,ki}$ двигателя, соответствующих ему значений тягового усилия $Y_{\Pi,ki}$ и реализуемой перегрузочной способности λ_p (по отношению к статическому тяговому усилию $Y_{\Pi,c}$ для данной скорости подачи):

$$\lambda_p = \frac{Y_{\Pi,ki}}{Y_{\Pi,c}}. \quad (7)$$

Необходимая перегрузочная способность определяется с учетом значения устойчивого момента $M_{\Pi,уст}$ двигателя подачи, под которым понимается наибольшее возможное среднее значение

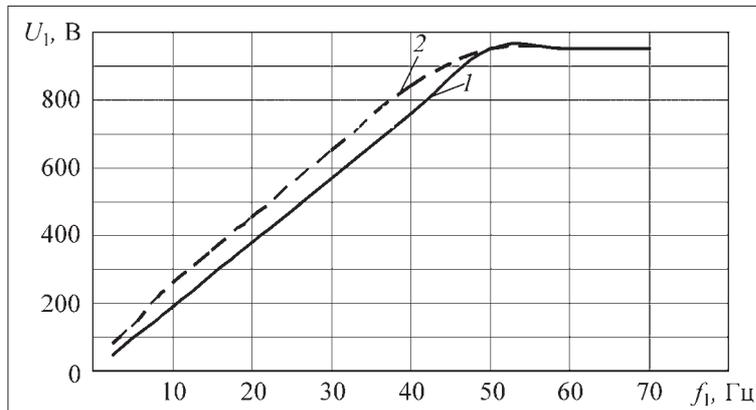


Рис. 3. Зависимости напряжения на выходе преобразователя от частоты: 1 – для закона пропорционального регулирования $U_1 / f_1 = \text{const}$; 2 – для закона регулирования, обеспечивающего увеличение перегрузочной способности

ние крутящего момента, развиваемое двигателем при определенной динамичности нагружения. Устойчивый момент рассчитывается исходя из представительного значения коэффициента вариации $v_{Дв}$ нагрузки двигателя:

$$M_{\Pi,уст}(\alpha) = \frac{M_k(\alpha)}{1 + 3v_{Дв}}, \quad (8)$$

где $M_k(\alpha) = 2M_{кд}(\alpha)$ – максимальный (критический) момент двухдвигательного привода; $M_{кд}(\alpha)$ – максимальный (критический) момент одного электродвигателя.

Выражение (8) основано на так называемом правиле трех сигм и применительно к данному случаю означает, что вероятность превышения моментом максимального значения (т.е. опрокидывания двигателя) составляет 0,0013, что маловероятно. Более подробное изложение данного вопроса затруднительно в связи с ограниченным объемом статьи.

Формирование закона частотного управления выполняется методом итерации путем задания ряда значений частоты и напряжения с некоторым шагом, уточняемым в процессе расчетов. Полученный закон для привода подачи комбайна УКД400 и для принятого значения минимально допустимой реализуемой перегрузочной способности $\lambda_{д} = 1,5$ приведен на рис. 3. Значения напряжений превышают аналогичные данные для закона пропорционального регулирования ($U_1 / f_1 = \text{const}$) в 1,1–1,7 раза для интервала изменения частоты статора от 2,5 до 50 Гц.

Механические характеристики двигателя подачи, построенные для двух упомянутых выше

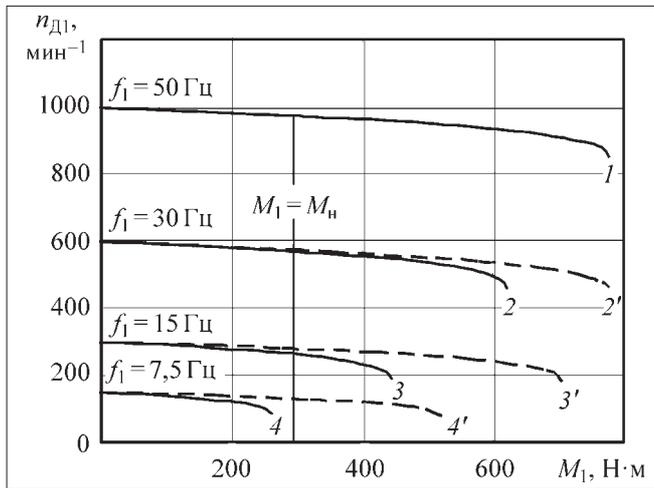


Рис. 4. Механические характеристики двигателя ЭКВ4-30-6-02 при частотном регулировании:

1–4 – для закона регулирования $U_1 / f_1 = \text{const}$; 2'– 4' – для закона регулирования, обеспечивающего увеличение перегрузочной способности двигателя

законов регулирования напряжения от частоты, приведены на рис. 4. На эффективность "корректировки" закона пропорционального регулирования указывают значения λ (перегрузочной способности по отношению к номинальному моменту) для естественной и искусственной характеристик, равные 2,1; 1,5; 0,911 и 2,6; 2,4 и 1,7 для значений частоты соответственно 30, 15 и 7,5 Гц. При этом в соответствии с техническими условиями на двигатель значение данного пока-

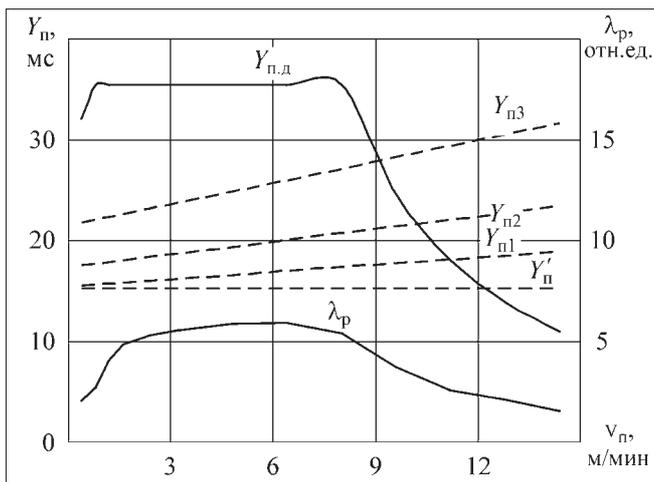


Рис. 5. Зависимости тяговых усилий в режимах перегона Y'_n , выемки Y_{n1} , Y_{n2} , Y_{n3} (при сопротивляемости резанию 120, 240 и 360 Н/мм), усилия, развиваемого двигателями подачи $Y_{n.d}$, а также реализуемой перегрузочной способности λ_p (при сопротивляемости резанию 360 Н/мм) от скорости подачи v_n

зателя составляет 2,6 (для номинальной частоты 50 Гц).

На рис. 5, на котором приведены тягово-скоростные характеристики комбайна УКД400 (для $\alpha = 10^\circ$), видно, что максимальная скорость подачи составляет: в режиме выемки – от 9,0 до 11,0 м/мин в зависимости от сопротивляемости резанию, в режиме перегона – не менее 12,0 м/мин. При этом перегрузочная способность λ_p в относительных единицах (на графике – отн. ед.) при сопротивляемости резанию 360 Н/мм – не менее 1,5.

Таким образом, предложенный закон двухзонного регулирования напряжения в зависимости от частоты позволяет обеспечить необходимые тяговые усилия, диапазон изменения скорости подачи и перегрузочную способность.

Приведенные выше расчеты не учитывают ряд факторов, которые могут оказывать определенное влияние на выбор закона частотного регулирования: несинусоидальность напряжения преобразователя, наличие явлений вытеснения тока в стержнях ротора и насыщения магнитопровода, ограничение диапазона регулирования статизмом, который может быть допущен при малой угловой скорости, особенности нагрева электродвигателя с водяным охлаждением при частотном управлении и др. Кроме того, оптимальный закон частотного регулирования зависит от горно-технических условий эксплуатации конкретной машины рассматриваемого типа. Очевидно, что закон регулирования (в отличие от остальных параметров механизма перемещения) можно легко изменять в зависимости от особенностей условий эксплуатации. Поэтому окончательный вид закона регулирования следует отрабатывать экспериментально на натурных образцах механизмов перемещения на специальных нагрузочных стендах с учетом конкретных требований к тяговым усилиям и диапазону регулирования скорости, диктуемых условиями эксплуатации в конкретном очистном забое.

Выводы

Приведенный в статье подход к корректировке закона пропорционального регулирования напряжения от частоты для привода подачи очистного комбайна на основе принципов мехатроники позволяет исходя из требуемых диапазона регулирования и тяговых усилий сформулиро-

вать зависимость напряжения на выходе преобразователя от частоты, принимая во внимание результаты расчета статических механических характеристик и реализуемой перегрузочной способности электропривода. Окончательный вид закона регулирования следует отрабатывать экспериментально на натуральных образцах механизмов перемещения на специальных нагрузочных стендах.

Список литературы

1. Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П. Мехатроника в угольном машиностроении / Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 4. С. 20–29.
2. Сургай Н.С., Виноградов В.В., Кияшко Ю.И. Производительность очистных комплексов нового технического уровня и пути ее повышения / Уголь Украины. 2001. № 6. С. 3–5.
3. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах (взамен

ОСТ 12.44.258–84): КД12.10.040–99. [Введен с 2000-01-01]. Донецк: 1999. 75 с.

4. Оценка и анализ силовых и энергетических параметров очистного комбайна УКД300 с частотным регулированием скорости подачи: отчет о НИР. ГП "Донгипроуглемаш", 2002. 58 с. Инв. № А/6370.

5. Сандлер А.С., Сарбатов Р.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями. М.: Энергия, 1974. 328 с.

6. Математическая модель для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна УКД300 / В.П. Кондрахин, Н.М. Лысенко, А.В. Косарев и др. // Науч. тр. ДонНТУ. Вып. 99. Донецк: ДонНТУ, 2005. С. 111–120.

7. Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования: сб. науч. тр. ГП "Донгипроуглемаш" под общей редакцией В.В. Косарева, Н.И. Стадника. Донецк: Астро, 2008. 800 с.

8. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными двигателями. М.: Энергоиздат, 1982. 216 с.

УДК 622. 285

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф., ДонНТУ, г. Донецк, С.А. Китаева, асп., МакНИИ, г. Макеевка, Украина

E-mail: gmash@ukr.net

Совершенствование динамических свойств и снижение виброактивности насосных агрегатов для гидропривода механизированных крепей

Рассмотрен аналитический метод исследования динамических свойств насосных агрегатов с учетом динамической характеристики приводных электродвигателей. На примере насосного агрегата с параметрами СНД100/32 показана возможность исключения резонансных крутильных колебаний и снижения виброактивности агрегата с прямым приводом от тихоходного электродвигателя.

Ключевые слова: насосный агрегат, структура, динамические свойства, виброактивность, снижение.

V.G. Gulyaev, S.A. Kitaeva

Improvement of Dynamic Characteristics and Reduction of Vibration Activity of Pump Pumping Units for the Powered Support Hydraulic Drives

The analytical method of research of dynamic properties of pumping units with taking into account the dynamic characteristic of the driving motor is examined. The possibility of exception of resonance turning vibrations and reduction of the vibration activity of the unit with the direct drive of the slow-speed electric motor is shown on the example of the pumping unit with parameters of СНД 100/32.

Keywords: pumping unit, structure, dynamic characteristics, vibration activity, reduction.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Повышение эффективности и безопасности применения очистных механизированных комплексов (ОМК) является важной научно-технической и социальной проблемой угольной отрасли. Для ее решения требуются разработка новых и совершенствование существующих систем гидропривода и механизированных крепей, являющихся базой современных ОКМ.

Параметры и структура современных высоконапорных насосных агрегатов (ВНА), применяющихся в составе насосных станций для гидропривода механизированных крепей, обуславливают при работе высокие уровни вибрации и шума. Это отрицательно влияет на их надежность и ухудшает условия труда обслуживающего персонала. Так, техническими условиями на насосные станции типов СНТ и СНД установлен корректированный уровень звукового давления 110 дБА, а согласно ГОСТ 12.1.003–83 он не должен превышать 80 дБА.

Превышение допустимых норм виброакустических характеристик увеличивает вероятность отказов в системе гидропривода и ошибок обслуживающего персонала, что является потенциальной причиной случаев травматизма. Поэтому важной научно-технической и социальной задачей являются обоснование и реализация путей совершенствования динамических свойств ВНА и снижения их виброактивности в целях обеспечения при эксплуатации безопасных уровней вибрации и шума.

Анализ исследований и публикаций

Исследованиями ДонНТУ установлено, что весьма существенное влияние на динамические свойства и виброактивность ВНА оказывают их структура, параметры силового насоса и кривошипно-шатунных механизмов и характеристики приводных двигателей [1,2]. Так, в работе [2] показано, что привод ВНА СНТ32 работает в режиме резонансных крутильных колебаний. В режиме разгрузки силового насоса зубчатая передача в приводе эксцентрикового вала может функционировать с перекладкой бокового зазора, что увеличивает общий уровень виброактивности ВНА. Рекомендации работы [2] сводятся к совершенствованию динамических свойств ВНА путем устранения из состава его привода зубчатой передачи и применения двигателя с параметрами, исключаящими резонансные режимы. На

новое научно-техническое решение выдан патент Украины [3].

Постановка задач исследований

Задачами данной статьи являются рассмотрение метода анализа динамических свойств ВНА и разработка на примере ВНА СНД100/32 предложений по их совершенствованию на основе реализации рекомендаций работы [2] и научно-технического решения [3].

Изложение материала и результаты

Без учета упругодемпфирующих свойств механической части ВНА уравнение динамики его движения представим в виде

$$[J_p + J_{ин}(\varphi)] \frac{d\omega_d}{dt} + \frac{1}{2} \omega_d^2 \frac{dJ_{ин}(\varphi)}{d\varphi} = M_d - M_c, \quad (1)$$

где J_p – момент инерции ротора асинхронного двигателя (АД), кг·м²; $J_{ин}(\varphi)$ – приведенный к валу двигателя переменный момент инерции силового и подпиточного насосов, кг·м²; φ – угол поворота эксцентрикового вала, рад; ω_d – угловая скорость приводного двигателя, рад/с; M_d – момент АД, соответствующий его динамической характеристике, Н·м; M_c – момент сил сопротивления, Н·м.

Переменный момент инерции насосов представим в виде

$$J_{ин}(\varphi) = \bar{J}_{ин} + \tilde{J}_{ин}(\varphi) \approx \bar{J}_{ин} = \text{const}, \quad (2)$$

где $\bar{J}_{ин}$ – постоянная составляющая суммы моментов инерции силового и подпиточного насосов; $\tilde{J}_{ин}(\varphi)$ – переменная составляющая момента инерции силового насоса, которой в первом приближении можно пренебречь, так как ее максимальное значение составляет около 2 % от постоянной составляющей.

С учетом принятого допущения $\tilde{J}_{ин}(\varphi) = 0$ уравнение (1) примет вид

$$(J_p + \bar{J}_{ин}) \frac{d\omega_d}{dt} = M_d - M_c. \quad (3)$$

Здесь

$$\omega_d = \omega_0 \left[1 - v \left(M_d + T_s \frac{dM_d}{dt} \right) \right], \quad (4)$$

где ω_0 – синхронная скорость двигателя, $\omega_0 = \frac{\omega_c}{p}$;
 $\omega_c = 2\pi f_c = 314 \text{ с}^{-1}$ – угловая частота сети, p –
число пар полюсов АД; $v = \frac{S_k}{2M_k}$ – крутизна ста-
тической характеристики двигателя: S_k , M_k –
критические значения соответственно скольже-
ния и момента АД; $S_k = \left(1 - \frac{\omega_d}{\omega_0}\right) (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})$, где
 $\xi = \frac{M_k}{M_n}$ – перегрузочная способность АД;
 $T_\omega = (\omega_c S_k)^{-1}$ – электромагнитная постоянная
времени АД.

Решая совместно уравнения (3) и (4), получим

$$vT_\omega J_{\text{на}} \frac{d^2 \omega_d}{dt^2} + vJ_{\text{на}} \frac{d\omega_d}{dt} + \frac{\omega_d}{\omega_0} = 1 - v \left(M_c + T_\omega \frac{dM_c}{dt} \right), \quad (5)$$

где $J_{\text{на}} = J_p + \bar{J}_{\text{ин}}$ – приведенный к валу АД мо-
мент инерции ВНА (сумма моментов инерции
ротора АД, силового и подпиточного насосов).

Момент сил сопротивления $M_c(t)$ и угловую
скорость АД $\omega_d(t)$ представим в виде сумм по-
стоянных и переменных составляющих

$$\begin{aligned} M_c(t) &= \bar{M}_c + \tilde{M}_c(t); \\ \omega_d(t) &= \bar{\omega}_d + \tilde{\omega}_d(t). \end{aligned} \quad (6)$$

Постоянную составляющую $\bar{\omega}_d$ определим,
пользуясь статической характеристикой АД при
 $\bar{M}_d = \bar{M}_c$

$$\bar{\omega}_d = \omega_0 (1 - v \bar{M}_c). \quad (7)$$

Подставив (7) в (5), после нескольких преоб-
разований получим линеаризованное диффе-
ренциальное уравнение второго порядка относи-
тельно угловой скорости АД $\tilde{\omega}_d$ с правой частью

$$\frac{d^2 \tilde{\omega}_d}{dt^2} + 2n \frac{d\tilde{\omega}_d}{dt} + K^2 \tilde{\omega}_d = W(t), \quad (8)$$

где $n = (2T_\omega)^{-1}$ – характеристика диссипа-
тивных свойств ВНА; $K^2 = (vT_\omega J_{\text{на}} \omega_0)^{-1}$ –
квадрат усредненной собственной круговой
частоты колебаний привода ВНА; $W(t) = -J_{\text{на}}^{-1} \times$
 $\times \left[T_\omega^{-1} \tilde{M}_c(t) + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt} \right]$ – функция возмущения, ха-
рактеризующая воздействие на привод полезных
технологических сил сопротивления и сил инер-
ции, формирующихся при функционировании

кривошипно-шатунных механизмов с функцией
положения [2]

$$P(\varphi) = \frac{1}{2} P_{\text{max}} [1 - \cos \varphi + 0,25\lambda (1 - \cos 2\varphi)],$$

где λ – отношение радиуса кривошипа r к длине
шатуна l .

Рассмотрим решение поставленной задачи
применительно к параметрам силового и подпи-
точного насосов в составе агрегата для насосной
станции типа СНД100/32, оснащенного безре-
дукторным приводом от тихоходного АД типа
ВАО280-М10.

Характеристика тихоходного АД с пятью пара-
ми полюсов ($p = 5$) приведена в табл. 1 (M_n , M_k –
соответственно пусковой, номинальный и крутя-
щий моменты; I_n , I_k – соответственно пусковой и
номинальный токи).

В режиме разгрузки силового насоса на
привод ВНА действует переменная состав-
ляющая момента сил инерции кривошип-
но-шатунных механизмов трехплунжерного
насоса: $\tilde{M}_{\text{си}}(t) = \tilde{M}_{\text{си}}(t) = A_a \sin(\omega_n t + \varphi_1)$, где $A_a =$
 $= 285,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – амплитуда первой гармоники с
частотой $\omega_n = \omega_d = 61,7 \text{ с}^{-1}$; $\varphi_1 = 54^\circ 14'$ – фаза
колебаний [1, 2].

Поскольку в условиях нежесткой шахтной се-
ти характеристики приводного двигателя и дина-
мические свойства ВНА изменяются, их опреде-
ление выполнено для условий: $U_\phi = U_n$; $U_\phi = 0,9U_n$
и $U_\phi = 0,85U_n$.

Необходимые для решения уравнения (8) ха-
рактеристики ВНА с двигателем ВАО280-М10
приведены в табл. 2.

Анализ данных табл. 2 показывает, что напря-
жение питающей сети оказывает влияние на ха-
рактеристики АД и динамические свойства ВНА:

- при номинальном напряжении питания ко-
эффициент расстройки частот $Z = 1,26$ и $K_d =$
 $= 1,22$, что нельзя считать приемлемым; для
обеспечения условий $Z > 1,5$ и $K_d < 1$ необходи-
мо снизить $K_{0п}$, например, за счет увеличения
массового момента инерции привода ВНА;

- при снижении напряжения питания в до-
пустимых пределах уменьшаются собственные
частоты АД и ВНА, а коэффициенты расстройки
частот и демпфирования повышаются, что обес-
печивает значительное удаление рабочего режи-
ма от резонансного и снижение коэффициентов
динамичности до значений 0,76 ... 0,42.

Следовательно, применение для ВНА
СНД100/32 АД типа ВАО280-М10 с частотой

Характеристика двигателя ВАО280-М10 [4]

Синхронная частота вращения n_c , мин ⁻¹	Номинальная мощность P_2 , кВт	при номинальной нагрузке			M_n/M_n	M_k/M_n	I_n/I_n	GD^2 , Н·м ²
		S_n , %	КПД, %	cosφ				
600	55	1,7	92	0,73	1,5	2,2	5	180

Характеристики динамических свойств ВНА с двигателем ВАО280-М10

Параметры	Формулы для расчета	Значения параметров при		
		$U_\phi=U_n$	$U_\phi=0,9U_n$	$U_\phi=0,85U_n$
Номинальная угловая скорость ротора (частота возмущения), с ⁻¹	$\omega_n = \frac{\pi n_c (1 - S_n)}{30}$	61,7	61,7	61,7
Номинальный вращающий момент, Н·м	$M_n = 9550 \frac{P_{2n}}{n_c (1 - S_n)}$	890	720	641
Фактический критический момент, Н·м	$M_{кф} = \xi M_n \left(\frac{U_\phi}{U_n} \right)^2$	1958	1586	1410
Коэффициент жесткости упругой связи АД, Н·м/рад	$C_d = 2p M_{кф}$	19580	15860	14100
Массовый момент инерции привода ВНА, кг·м ²	$J_{на} = J_p + \bar{J}_{пн}$	7,65	7,65	7,65
Критическое скольжение S_k , о.е.	$S_k = S_n (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})$	0,07	0,082	0,109
Электромагнитная постоянная времени АД, с	$T_\omega = \frac{1}{\omega_c S_k}$	0,045	0,039	0,032
Крутизна статической характеристики АД, Н·м ⁻¹	$\nu = \frac{S_k}{2 M_{кф}}$	$17,8 \cdot 10^{-6}$	$25,8 \cdot 10^{-6}$	$35,4 \cdot 10^{-6}$
Собственная частота АД, с ⁻¹	$K_{0д} = \sqrt{\frac{C_{дф}}{J_p}}$	65,2	58,7	54,8
Собственная частота привода ВНА, с ⁻¹	$K_{0пн} = \sqrt{\frac{C_{дф}}{J_{на}}}$	50,1	45,5	42,5
Коэффициент вязкости демпфирующих сил, с ⁻¹	$n = \frac{1}{2T_\omega}$	11,1	12,8	15,6
Относительный коэффициент демпфирования, о.е.	$\delta = \frac{n}{K_{0пн}}$	0,19	0,28	0,37
Собственная частота привода ВНА с учетом демпфирования, с ⁻¹	$K_{0пн} = K_{0пн} \sqrt{1 - \delta^2}$	49,1	43,2	39,5
Коэффициент расстройки частот Z , о.е.	$Z = \omega_n / K'_{0пн}$	1,26	1,43	1,56
Коэффициент динамичности при силовом возбуждении, о.е.	$K_d = [(1 - Z^2)^2 + 4\delta^2 Z^2]^{-0,5}$	1,22	0,76	0,42
Амплитуда первой гармоники ω_d , рад/с	$\tilde{\omega}_d^{(1)} = \left(\frac{A}{C_{дф}} \right) K_d$	1,50	1,18	0,76
Неравномерность ω_d , %	$\frac{100 \cdot 2 \tilde{\omega}_d^{(1)}}{\bar{\omega}_d}$	4,9	3,8	2,4

Примечание. A – амплитуда возмущения двигателя; $C_{дф}$ – фактический коэффициент жесткости двигателя.

вращения $n_c = 600 \text{ мин}^{-1}$ и маховым моментом $GD^2 = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ в условиях реальной шахтной сети позволяет:

- развести частоту возмущений ($\sim 62 \text{ с}^{-1}$) и собственную частоту колебаний привода ВНА ($43,2 \dots 39,5 \text{ с}^{-1}$), получить коэффициенты расстройки частот $Z = 1,43 \dots 1,57$ и исключить, таким образом, возможность резонансных крутильных колебаний и интенсивных вибраций;

- обеспечить высокую равномерность скорости вращения и низкие значения коэффициентов динамичности привода при работе в резонансной зоне;

- исключить из состава привода ВНА зубчатую передачу – активный источник вибрации и шума;

- сохранить практически неизменными конструктивные и рабочие параметры силового насоса ($Q = 100 \text{ л/мин}$, $P = 32 \text{ МПа}$, $P_{2н} = 55 \text{ кВт}$) при значительно пониженных уровнях вибрации и шума.

Основными факторами снижения виброактивности ВНА предложенной структуры являются:

- 1) устранение зубчатой передачи и генерируемых ею вибраций;

- 2) исключение резонансных крутильных колебаний и вибраций в электроприводе силового насоса;

- 3) существенное (в 6,25 раза) уменьшение центробежных сил инерции, действующих на корпус агрегата от вращающихся с частотой 600 мин^{-1} ротора АД и муфты, при неизменных уровнях их остаточной динамической неуравновешенности [5].

Все перечисленные факторы являются постоянно действующими. Они обеспечивают кардинальное снижение уровней вибрации и шума (не менее чем на 20 дБА), стабильность виброакустических характеристик и долговечность насосного агрегата в течение нормативного срока службы насосной станции.

Выводы и направления дальнейших исследований

В статье предложен и реализован аналитический метод исследования и совершенствования динамических свойств насосных агрегатов с учетом особенностей их структуры, динамических характеристик приводных двигателей и напряжения питающей сети.

Показаны возможность и целесообразность снижения виброактивности ВНА насосных станций СНД 100/32 и других типов путем совершенствования структуры и параметров их электропривода.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых насосных агрегатов с прямым приводом от тихоходных асинхронных двигателей и разработке нормативов на технически достижимые уровни вибрации и шума (примерно 90 дБА).

Реализация рекомендаций позволит повысить надежность и безопасность эксплуатации насосных агрегатов и всей системы гидропривода механизированных крепей.

Список литературы

1. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата // Наукові праці ДонНТУ. Вип. 13 (123). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2007. С. 44–56.

2. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Крутильные колебания в электромеханическом приводе насосного агрегата и некоторые способы их устранения // Вісті Донецького гірничого інституту. № 1. 2008. С.34–43.

3. Пат. України на корисну модель № 45449. Насосна станція, від 10.11.2009. Бюл. № 21–2009 р. / Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Еренбург В.І., Китаева С.А.

4. Пархоменко А.И., Ширнин И.Г., Маслий А.К. Взрывозащищенные асинхронные электродвигатели. М.: Недра, 1992. 192 с.

5. Высоконапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева, В.И. Эренбург // Наукові праці ДонНТУ. Вип. 17(157). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2009. С. 143 – 152.

Потребление активной и реактивной энергии при работе одноковшовых экскаваторов

Приведены результаты экспериментального обследования электропотребления одноковшовых экскаваторов различных моделей в условиях Приморского края. Показано, как изменяется потребление мощности при выполнении "рабочего режима" и "холостого хода". Анализируется изменение потребления/генерации реактивной мощности при смене тока возбуждения синхронного двигателя экскаватора.

Ключевые слова: открытые горные работы, электропривод, ток возбуждения синхронного двигателя, экскаватор.

Yu.S. Doroshev, D.B. Solov'ev

Consumption of Active and Jet Energy at Work of Dredges with One Ladle

Results of experimental inspection of a power consumption of dredges with one ladle of various models in the conditions of Primorski Territory are resulted. It is shown as capacity consumption at performance changes "Operating conditions" and "Idling". Change of consumption/generation of jet capacity at change of a current of excitation of the synchronous engine of a dredge is analyzed.

Keywords: open mountain works, the electric drive, a current of excitation of the synchronous engine, a dredge.

К числу наиболее энергоемких потребителей карьеров с циклической и циклично-поточной технологией следует отнести одноковшовые экскаваторы, доля потребления электроэнергии которых составляет до 80 % общего расхода по карьере. Поэтому основное внимание в работе уделено исследованию электрических нагрузок одноковшовых экскаваторов.

При рассмотрении одноковшового экскаватора как электроприемника в системе электропитания карьера важно выяснить характеристики резкопеременной суммарной кривой потребляемой сетевым двигателем мощности за рабочий цикл. При этом необходимо исходить из факта, что суммарная нагрузка сетевого двигателя не является детерминированной, так как на ее уровень и динамику влияет целый ряд случайных факторов (показатель трудности экскавации грунта, степень его промерзания, кусковатость, изменение объемного веса, степень наполнения ковша, степень подготовленности и рабочая высота забоя, угол поворота, вид и интенсивность нагрузки, качество совмещения подъемных и напорных или тяговых усилий, тип машины, различные психологические факторы и т.п.). Причем все вышеперечисленные факторы оказыва-

ют свое влияние на формирование графика нагрузки сетевого двигателя не непосредственно, а воздействуя на нагрузки каждого из приводов основных рабочих механизмов экскаватора — подъема, поворота и напора или тяги.

В ряде работ [1, 2] установлено, что изменение суммарной нагрузки 5–6 электроприемников подчиняется нормальному закону. Кроме того, в [2] установлено, что изменение суммарной нагрузки на шинах карьерной подстанции также описывается нормальным законом.

В отношении проведения этого обоснования уместно сделать следующее замечание. Нормальный закон распределения случайной величины имеет место в том случае, когда количество возмущающих факторов, незначительных по величине, стремится к бесконечности. Во многих работах за количество возмущающих факторов принималось ограниченное число электроприемников, участвующих в формировании суммарного графика, в то время как нагрузка отдельного электроприемника сама является объектом воздействия большого количества случайных факторов. Поэтому естественнее предположить, что именно изменение нагрузки отдельного потребителя под воздействием окружающей среды

и условий работы, возмущающие факторы которых невозможно полностью учесть и их количество стремится к бесконечности, подчинено нормальному закону. Тогда, исходя из теоремы Ляпунова, изменение суммарной нагрузки по нормальному закону не только при ограниченном количестве, но и одного экскаватора представляется вполне логичным.

Для проверки нормальности закона распределения среднепотребляемых мощностей экскаваторов ЭШ-20/90, ЭШ-15/90, ЭШ-10/70, ЭКГ-8И Дальневосточным государственным техническим университетом (горный институт) в 1989 г. [3, 4] были проведены экспериментальные записи и обработка параметров нагрузок экскаваторов указанных типов. После обработки 100 циклов работы был получен вывод о нормальности распределения среднепотребляемой мощности одноковшовых экскаваторов, откуда следует, что величину средней за цикл работы мощности можно считать в пределах допустимой точности расчетов не зависящей от условий работы.

Однако в этих работах не были получены другие, не менее важные характеристики графиков нагрузки экскаваторов (максимальные мощности, коэффициенты формы и заполнения графика, а также законы их распределения и т.п.).

В целях выявления основных параметров по потреблению активной и потреблению/генерации реактивной энергии самых крупных электроприемников разреза (карьерных экскаваторов) были проведены экспериментальные исследования с использованием прибора МТ-1010. Задачами экспериментального исследования являлась одновременная регистрация значений ак-

тивной и реактивной энергии в течение достаточного для объема выборки времени в режимах "работа", "холостой ход" основных типов экскаваторов: ЭШ-20/90, ЭШ-15/90, ЭШ-10/70, ЭКГ-8И. Измеренные данные сохранялись в памяти прибора МТ-1010, после чего через интерфейс RS-232 переносились на компьютер. Полученная база данных по значениям активной и реактивной энергии электроприемников подвергалась компьютерной обработке для набора в массив данных, представляющий собой матрицу, в которой строки соответствуют текущим значениям параметров в конкретные моменты времени. При этом допустимое отклонение среднего арифметического значения режимного параметра находится в пределах $\pm 3\%$. По полученным данным были построены графики потребления мощности для режима работы экскаваторов: "работа", "холостой ход". Фрагменты графиков представлены на рис. 1–4.

Как упоминалось выше, полученные в результате проведения экспериментальных измерений данные представляют собой большой статистический ряд по различным параметрам электрической сети, их обработка вручную отняла бы большое количество времени. Поэтому в целях определения средних значений полученных характеристик электросети была составлена программа для обработки статистических данных с помощью компьютера. Результаты обработки сведены в табл. 1 и 2 (режимные параметры для всех экскаваторов рассматривались для номинального тока возбуждения: ЭШ-20/90 № 4 – $I_B = 230$ А, № 6 – $I_B = 282$ А; ЭШ-15/90 – $I_B = 271$ А; ЭШ-10/70 № 4 и № 8 – $I_B = 294$; ЭКГ-8И – $I_B = 280$ А.

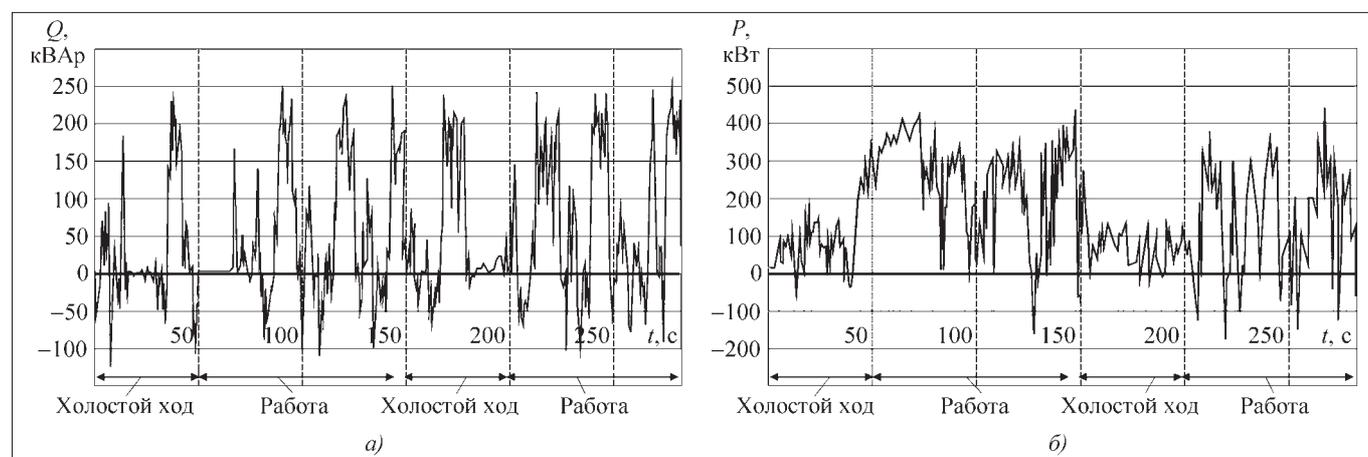


Рис. 1. Потребление реактивной (а) и активной (б) мощности для экскаватора ЭКГ-8И

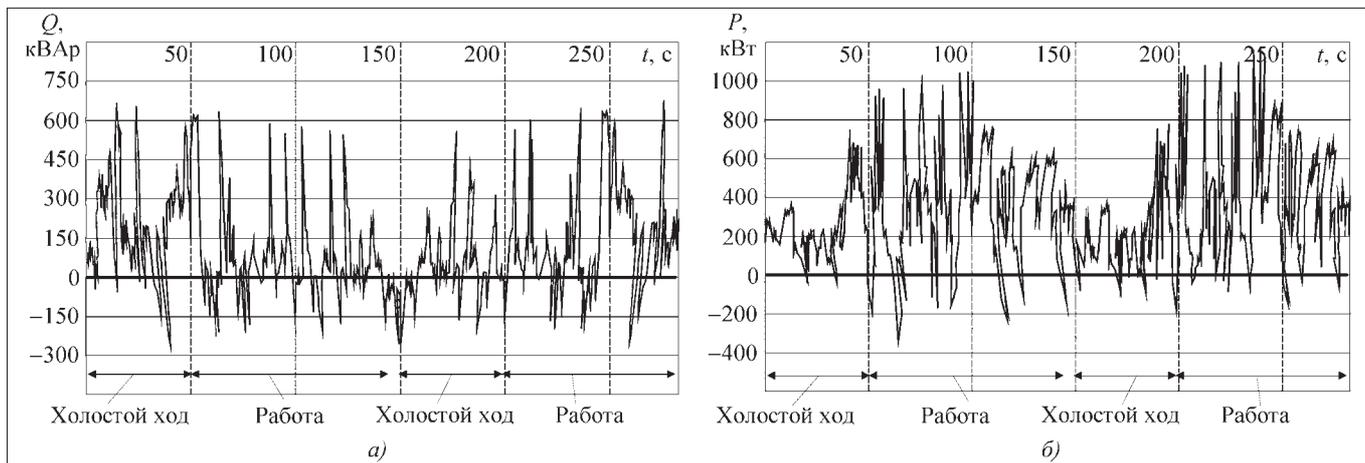


Рис. 2. Потребление реактивной (а) и активной (б) мощности для экскаватора ЭШ-10/70

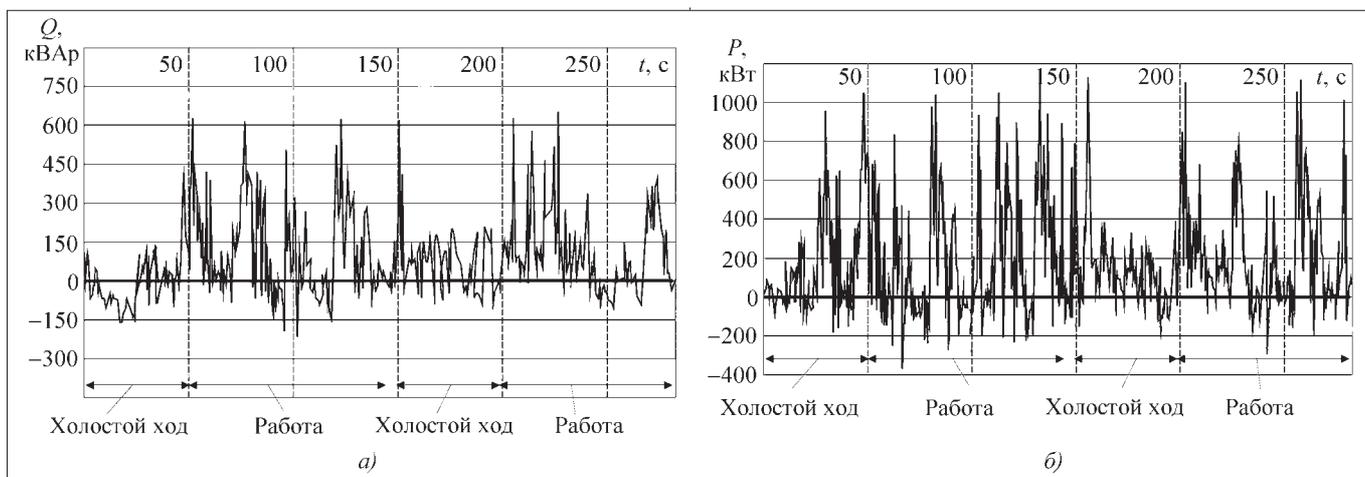


Рис. 3. Потребление реактивной (а) и активной (б) мощности для экскаватора ЭШ-11/70

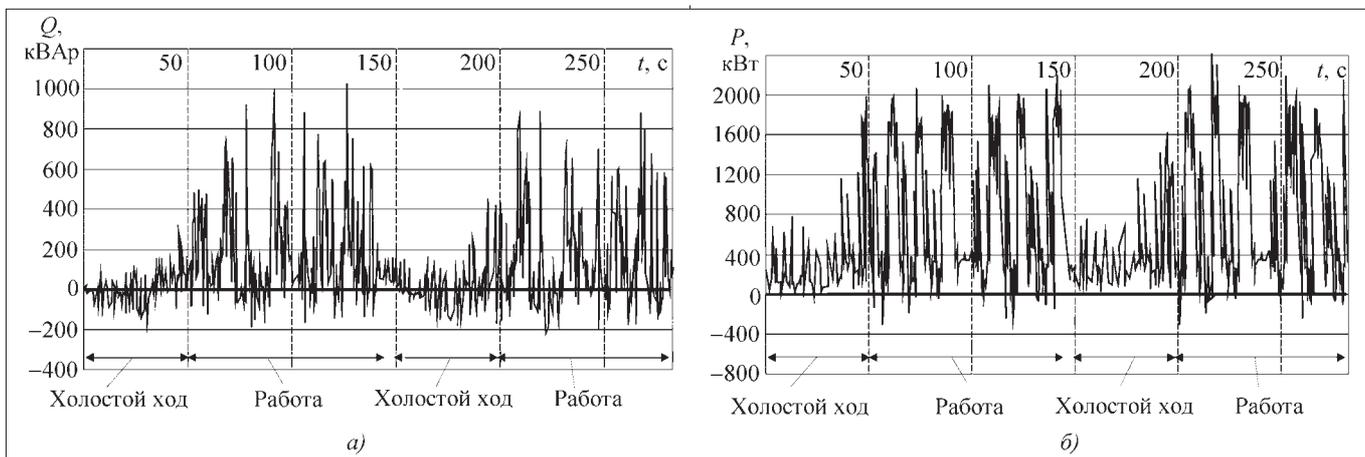


Рис. 4. Потребление реактивной (а) и активной (б) мощности для экскаватора ЭШ-20/90

В ходе проведения эксперимента также проводились дополнительные измерения в целях выяснения характеристик электрической сети в зависимости от различных токов возбуждения

синхронных двигателей главного электропривода карьерных экскаваторов. Данные, полученные при изменении тока возбуждения, представлены в табл. 3.

Результаты обработки экспериментальных данных (режим "работа")

Параметры	ЭШ-20/90		ЭШ-15/90	ЭШ-10/70		ЭКГ-8И
	№ 4	№ 6		№ 4	№ 8	
Потребляемая мощность S , кВ·А	2436	2188	1517	728	488	140
Средний ток I_{cp} , А	222	200	145	69	43,2	13
Напряжение U , В	6313	6314	6070	6545	6506	5963
Частота f , Гц	50,41	50,06	50,006	50,18	49,84	50,26
Среднее квадратическое значение выборки по току σ_I , А	26,05	48,07	61,3	13	11,5	1,686
Среднее квадратическое значение выборки по напряжению σ_U , В	18,939	18,972	18,226	19,662	19,542	17,888
Среднее квадратическое значение выборки по частоте σ_f , Гц	0,41	0,06	0,0594	0,185	0,1627	0,267
Отклонение напряжения от номинальных значений V , %	5,21	5,227	1,169	9,09	8,436	-0,62
Среднее квадратическое значение выборки по отклонению напряжения σ_V , %	0,314	5,75	3,459	6,46	0,419	0,176

Таблица 2

Результаты обработки экспериментальных данных (режим "холостой ход")

Параметры	ЭШ-20/90		ЭШ-15/90	ЭШ-10/70		ЭКГ-8И
	№ 4	№ 6		№ 4	№ 8	
Потребляемая мощность S , кВ·А	1914	1085	267,8	555	222	122
Средний ток I_{cp} , А	174	95	25,13	48	21,2	11,7
Напряжение U , В	6316	6569	6156	6630	6021	6031
Частота f , Гц	49,98	50,07	50,18	50,27	49,86	50,27
Среднее квадратическое значение выборки по току σ_I , А	2,44	4,458	0,961	2,43	0,63	2,3
Среднее квадратическое значение выборки по напряжению σ_U , В	18,912	19,707	18,466	19,891	18,239	18,094
Среднее квадратическое значение выборки по частоте σ_f , Гц	0,0247	0,07	0,044	0,1795	0,1389	0,269
Отклонение напряжения от номинальных значений V , %	5,27	9,485	2,593	10,5	0,353	0,522
Среднее квадратическое значение выборки по отклонению напряжения σ_V , %	0,1848	0,0587	0,1056	0,305	0,2112	0,1188

На основании полученных данных можно сделать следующие выводы:

1. Работа синхронных двигателей одноковшовых экскаваторов характеризуется значительными изменениями генерируемой реактивной мощности от минимального значения до максимального, что при отсутствии достаточной мощности потребителей реактивной мощности на линии и дефицита реактивной мощности в узле нагрузки приводит к ее перетокам в системе электроснабжения предприятия и увеличивает потери активной мощности и энергии.

2. Результаты обработки экспериментальных данных свидетельствуют о том, что фактические параметры работы электропривода экскаваторов отличаются от номинальных. При выполнении технологического цикла экскаватором наблюдаются скачки напряжения, которые могут дости-

гать до 10 % (практически всегда в большую сторону) от их номинальных значений. Причем чем больше мощность двигателя, тем больше скачки напряжения. Также наблюдается нестабильность частоты и тока, поступающего из электропитающей сети как в режиме "работа", так и в режиме "холостой ход". Однако настройка защитной аппаратуры электропривода экскаваторов (реле тока и т.д.) производится как для номинального режима, что приводит к частому несрабатыванию защитных устройств и связанных с этим увеличением числа внеплановых простоев экскаваторов, в связи с выходом из строя электрооборудования. В этой связи возникает необходимость установки нового типа защитных устройств или настройки используемого защитного оборудования под необходимые параметры.

Результаты обработки экспериментальных данных (при различных токах возбуждения)

Экскаватор	Условия работы	I_s , А	Режим											
			"холостой ход"						"работа"					
			I , А	U , кВ	P , кВт	Q , кВАр	S , кВ·А	$\cos\varphi$	I , А	U , кВ	P , кВт	Q , кВАр	S , кВ·А	$\cos\varphi$
ЭШ-20/90	Вскрыша	270	208	6,41	833	1050	1340,3	0,62	265	6,41	2510	930	2676	0,937
		230	90,1	6,377	398	706	810	0,49	123	6,114	1250	371	1304	0,9586
		220	34,5	6,62	250	307	396	0,631	73,3	6,37	803	81	808	0,99
	Добыча	230	97,2	6,431	394	965	1083	0,378	119	6,367	1260	376	1315	0,958
		220	29	6,15	43,4	300,6	303,7	0,143	120	6,31	980	100	985	0,31
		214	23	6,1	38	280	282	0,13	114	6,27	890	48	891	0,99
	Погрузка	230	64,8	6,48	453	507	680	0,666	125	6,39	1250	374	1304	0,958
		Сооружение канавы	230	93,7	6,336	482	845	973	0,496	120	6,28	1255	377	1308
	ЭШ-15/90		Вскрыша	271	176	6,26	498	860	993,8	0,5	202	6,27	1680	813
220		21		6,25	180	310	401,1	0,44	78	6,21	448	679	813	0,55
180		10,8		6,18	63	95	116	0,55	78,3	6,21	690	482	842	0,82
ЭШ-10/70	Вскрыша	300	78,6	6,45	325	609	690	0,47	145	6,33	1647	720	1797,5	0,91
		270	63	6,27	198	615	646	0,3	140	6,35	1250	605	1388	0,9
		250	50	6,36	91	580	587	0,155	92,5	6,3	845	530	997,5	0,847
		230	45	6,25	78	489	495	0,157	81,5	6,28	751	430	865,4	0,86
		200	24	6,3	71	459	464,5	0,152	54	6,24	690	174	711,6	0,96
		160	4,8	6,27	63,4	87	107,6	0,58	35	6,18	530	128	545,2	0,97
ЭКГ-8И	Добыча	280	49	6,18	175	298	345,6	0,5	60	6,27	525	269	590	0,90
		220	28	6,25	148,1	256	295,7	0,5	44	6,29	446	100	457	0,975
		200	16	6,36	6,2	169	169,1	0,03	43	6,25	418	65	423	0,988

3. При одинаковом токе возбуждения для синхронных двигателей экскаваторов, занятых на разных типах работ (вскрыша, добыча, погрузка), выработка реактивной мощности практически не изменяется. Так, для экскаватора ЭШ-20/90, работающего на вскрыше при токе возбуждения, равном 230 А, выработка реактивной мощности составляет 371 кВАр, для такой же модели экскаватора с таким же током возбуждения синхронного двигателя, но занятой на добыче, – 376 кВАр.

4. Большинство карьерных экскаваторов не имеют автоматических регуляторов возбуждения синхронных двигателей, а значения токов возбуждения при сезонных наладках устанавливаются для номинального режима. На многих экскаваторах достигается ограничение тока возбуждения синхронных двигателей в режиме холостого хода путем последовательного ввода дополнительного сопротивления с обмоткой возбужде-

ния синхронного двигателя. Установка рекомендуемых значений токов возбуждения в рабочем режиме выполняется имеющимися в существующих схемах возбуждения средствами регулирования тока. Но и в этом случае выбор значения тока возбуждения недостаточно обоснован.

5. Существующие режимы возбуждения синхронных двигателей экскаваторов следует считать экономически нецелесообразными, поскольку они не позволяют обеспечивать рациональный режим компенсации реактивной мощности в узлах системы электроснабжения предприятия. Снижение тока возбуждения синхронного двигателя экскаватора ЭШ-20/90 (при работе на вскрыше) с 230 до 220 А более чем в 3 раза сокращает значение генерируемой реактивной мощности, что при отсутствии ее дефицита в питающей линии и узле нагрузки (при условии обеспечения устойчивой работы синхронного двигателя) позволяет повысить

технико-экономические показатели работы синхронного двигателя за счет снижения затрат энергии на генерацию реактивной мощности.

6. Изменение тока возбуждения синхронного двигателя экскаваторов от максимального до минимального допустимого с учетом дефицита реактивной мощности в узлах нагрузки, принципов построения системы электроснабжения и новой системы расчетов за компенсацию реактивной мощности позволит использовать синхронный двигатель в качестве регуляторов реактивной мощности для поддержания рациональных режимов компенсации реактивной мощности в узлах нагрузки и получить на этой основе соответствующий эффект за счет снижения стоимости выработки реактивной мощности синхронным двигателем, потерь энергии в электрических сетях, реактивной мощности и энергии предприятия, что в итоге приведет к уменьшению платы за электроэнергию. Однако в связи с тем, что на сегодняшний день нет четких рекомендаций по определению необходимого режима возбуждения, синхронные двигатели экскаваторов с точки зрения компенсации реактивной мощности работают в неоптимальных режимах.

7. В целях рационального использования компенсирующей способности синхронного двигателя экскаваторов необходимо использовать системы автоматического регулирования тока возбуждения в зависимости от потребного количества реактивной мощности на фидерной линии.

8. Параметры системы электроснабжения тесно взаимосвязаны между собой и в основном оп-

ределяются горно-геологическими, техническими и геометрическими параметрами карьера. Поэтому в электросети горно-добывающих предприятий необходимо вести постоянный контроль над потреблением энергии различными приемниками разреза. Системы автоматического контроля и регулирования параметров электропривода экскаваторов должны быть неотъемлемой частью электросети карьера. Это поможет снизить платежи энергоснабжающим организациям за перетоки активной и реактивной энергии по электросетям.

Список литературы

1. Мелехин В.Т. Основные направления совершенствования нормирования при системном подходе к использованию топливно-энергетических ресурсов // Промышленная энергетика. 1983. № 8. С. 5–8.

2. Праховник А.В., Розен В.Т., Дегтярёв В.В. Энергосберегающие режимы электроснабжения горно-добывающих предприятий. М.: Недра, 1985. 367 с.

3. Оценка удельных энергозатрат на экскавацию горной массы Лучегорского разреза-строительного управления. Отчет по науке кафедры ГЭМ за 1990. Владивосток: Изд-во ДВПИ, 1990. 24 с.

4. Разработка норм расхода электроэнергии на экскавацию горной массы для условий Лучегорского разреза-строительного управления. Отчет по науке кафедры ГЭМ за 1990. Владивосток: Изд-во ДВПИ, 1990. 37 с.

5. Соловьёв Д.Б. Определение наивыгоднейших режимов работы высоковольтных электроприемников распределительных сетей карьеров с точки зрения сбережения электрической энергии, затрачиваемой на их работу // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2007. № 10. С. 165–171.

Вниманию читателей!

Следующий, январский номер журнала посвящен 60-летию Кузбасского государственного технического университета. Читайте в номере:

• Герике Б.Л., Хорешок А.А., Герике П.Б., Лизункин В.М. Совершенствование рабочих органов горных машин для выемки прочных полезных ископаемых

• Городилов Н.Н. Особенности режимов работы механизированной крепи с учетом вероятностного характера взаимодействия ее с труднообрушающейся кровлей

• Кожухов Л.Ф. Отработка мощных угольных пластов механизированными комплексами с выпуском угля

• Стрельников А.В., Тюленев М.А. Применение обратных гидравлических лопат при разработке сложноструктурных угольных месторождений Кузбасса

УДК 622.72

Ю.А. Лагунова, д-р техн. наук, доц., УГГУ, г. Екатеринбург, **Я.Ю. Вознюк**, инж.-констр., ОАО "Ураласбест"

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru

Опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6

Показан опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6 производства Мега-Урал в условиях ОАО "Ураласбест" для производства кубовидного щебня сертифицированных фракций, приведена технологическая схема получения щебня.

Ключевые слова: центробежная дробилка, кубовидный щебень, фракция, технологическая схема.

Yu.A. Lagunova, Ya.Yu. Voznuk

Experience in the Operation of the Centrifugal ДЦ-1,6

Experience of operating centrifugal crusher ДЦ-1,6 manufacturing by Mega-Ural in JSC "Uralasbest" for the production of cube-shaped rubble certified fractions shows flow chart for the rubble.

Keywords: centrifugal crusher, cube-shaped rubble, fraction, flow chart.

Для индустрии стройматериалов определяющим требованием является получение продукта с улучшенной формой зерен (кубовидной). Работы по этим направлениям связаны как с совершенствованием технологических схем дробления и измельчения, так и с разработкой нового и совершенствованием традиционного дробильно-размольного оборудования. Решение подобных задач связано с комплексным подходом, что проявляется в стратегии ведущих производителей оборудования для переработки горных пород.

Качество продукта зависит от используемого дробильного и сортировочного оборудования, способа производства и типа обрабатываемой породы. Типичный завод по производству и сортировке щебня, имеющий в конечной стадии конусную дробилку мелкого дробления, производит стандартную щебеночную продукцию – фракции щебня 5...10, 10...20, 20...40 мм и др. В результате дробления исходного материала, кроме щебня, получается так называемый "отсев" крупностью 0...5 мм. Он имеет лещадность не ниже 30...50 % и по этой причине не всегда может быть использован в качестве наполнителя в строительных материалах. Для того чтобы эффективнее использовать имеющиеся ресурсы, получать щебень более высокого качества (а значит, более дорогой), а также извлекать из от-

севов материал, пригодный для использования в строительной индустрии, производители все чаще используют технологию ударного дробления.

Дробилки, работающие по принципу центробежного разгона материала, а также другие дробилки ударного действия (роторные, молотковые) во всем мире стали общепризнанным эталоном дробления пород в целях получения высококачественного (кубовидного) материала. Молотковые и роторные дробилки применяют в основном на мягких материалах (например, не очень твердые виды известняка) из-за большого износа рабочих органов в процессе работы. Для более твердых и абразивных материалов применяют центробежные дробилки с вертикальным валом (рис. 1). Именно они производят самые лучшие крупно- и мелкозернистые заполнители.

Гранулометрический состав материала, получаемого при дроблении на линиях, в основе которых используют центробежные дробилки мелкого дробления, полностью удовлетворяет требованиям к составу ШМА (щебнемастичный асфальтобетон). Даже мелкие фракции щебня, получаемого в результате дробления, идеально подходят под требования самых современных заводов. Особенно это касается так называемых "отсевов" – фракций меньше 5 мм. Эту фракцию (возможно с дополнительной классификацией)

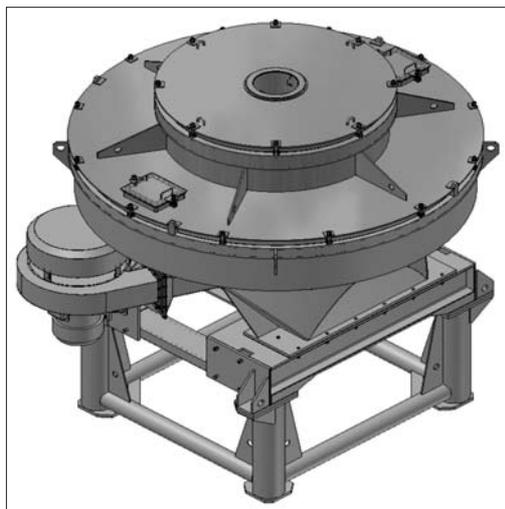


Рис. 1. 3D модель дробилки ДЦ-1,6

активно приобретают как высококачественный искусственный песок.

Для качественной асфальтобетонной смеси требуется песок или кубовидный отсеб, что на традиционном оборудовании (конусных дробилках) недостижимо даже теоретически. Центробежно-ударное дробильно-размольное оборудование позволяет получать равномерный грансостав и достаточное количество узких фракций кубовидной формы во всех классах крупности.

Поскольку форма зерен в искусственном песке, получаемом на центробежной дробилке, близка к кубовидной, то уменьшается так называемая "пустотность" готового изделия, что также приводит к снижению расхода цемента (на 10...15 %).

Рассмотрим подробнее область применения и преимущества центробежной дробилки.

Центробежные (по западной классификации VSI) дробилки используются в горно-перерабатывающих отраслях для измельчения в сухую как рудных, так и нерудных материалов. Широкое применение они нашли при производстве высококачественного щебня и искусственного песка. В дробилке ДЦ-1,6 обеспечивается высокая скорость вылета материала (70...100 м/с). При этом допускается относительно неравномерное питание и сравнительно большой исходный кусок (до 75 мм). Все показатели западных (VSI) аналогов в 2 раза хуже. Такие высокие технические и технологические данные на центробежной дробилке обеспечиваются ее конструктивными особенностями, которые позволяют получать продукт с очень высоким выходом мелких классов. Именно эта особенность высокоскоростного ударного раз-

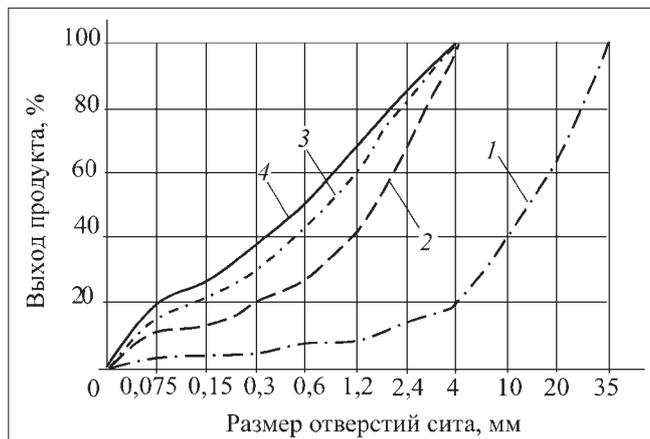


Рис. 2. Загрузка мельницы до и после установки дробилки ДЦ-1,6 в замкнутом цикле с грохотом:

1 – до установки дробилки ДЦ-1,6; 2 – скорость вылета до 60 м/с; 3 – скорость вылета до 70 м/с; 4 – скорость вылета до 85 м/с

рушения дает возможность существенно снизить крупность исходного питания для шаровой мельницы и, соответственно, повысить производственную мощность завода в целом.

Еще одной особенностью высокоскоростного удара является образование (на скорости выше 70 м/с) дополнительных микротрещин в готовом продукте. Это приводит к дополнительному росту производительности последующего шарового измельчения.

Существенным конкурентным преимуществом центробежных дробилок также являются их малый вес (самый низкий среди всех классов данного оборудования) и отсутствие вибрации, передаваемой рабочими органами на корпус. Поэтому они не требуют фундамента и их можно располагать на межэтажных перекрытиях существующих зданий производств.

Центробежные дробилки можно применять в двух технологических стадиях производства цемента: в подготовке исходного сырья перед измельчением и обжигом и в стадии снижения крупности питания клинкера перед подачей его в финальную стадию измельчения в шаровой мельнице.

Снизить питание шаровой мельницы можно молотковыми дробилками (удар билами на скорости 30...50 м/с). Однако они имеют ряд существенных недостатков. Главный из них – они не обеспечивают существенного снижения крупности. Высокоскоростной удар дробилки ДЦ-1,6 обеспечивает получение более мелкого материала в питании шаровой мельницы (до 2...4 мм) (рис. 2). Кроме этого, дробилка ДЦ-1,6 обеспечивает более низкие показатели по износу футе-

ровки рабочих органов и по коэффициенту использования оборудования, который превышает 85 %. Время замены любых футерующих элементов дробилки не превышает 1 ч двумя работниками и не требует высокой квалификации и серьезного грузоподъемного оборудования.

В результате продукт, получаемый после внедрения в технологию дробилки ДЦ-1,6, позволяет увеличить производительность шаровой мельницы на 30...40 %, что является исключительно следствием снижения крупности загружаемого материала, повышения его трещиноватости и, соответственно, сокращения времени нахождения материала в мельнице.

Увеличение потребляемой энергии, вызванное внедрением в технологию центробежной дробилки ДЦ-1,6, компенсируется за счет повышения производительности стадии измельчения и, соответственно, снижения удельных расходов на производство цемента.

Преимущества центробежной дробилки по сравнению с конусной

Конусные дробилки – традиционное и давно применяемое оборудование в стадиях мелкого и среднего дробления. Однако сравнительно новые центробежные дробилки также находят применение в стадии мелкого дробления и грубого измельчения и имеют ряд преимуществ.

Снижение лещадности щебня

Основным преимуществом центробежных дробилок по сравнению с любыми конусными дробилками является более качественный готовый продукт. Гарантированная лещадность продуктов дробления, получаемых на этих дробилках, не превышает 10 %, т.е. возможно производство щебня первой группы. На большинстве не склонных к лещадности материалов этот показатель получается даже ниже 5...7 %. При этом кубовидность на центробежных дробилках сохраняется во всех классах, включая мелкие.

Лещадность – характеристика формы зерен, одна из самых важных характеристик щебня (термин происходит от породы рыбы "лещ", т.е. "лещадный щебень" означает плоский, как "лещ"). Лещадность выражается в процентах содержания зерен пластинчатой и игловатой форм в общей массе щебня. Зерно считается пластинчатым, если его толщина меньше его длины в 3 раза и более, игловатым – если длина превосходит ширину в 3 раза и более.

По значению показателя лещадности щебень относят к одной из четырех групп по ГОСТ 8267–93 (в скобках указан процент игловатых и пластинчатых зерен в общей массе

щебня): I группа – "кубовидный" щебень (до 15 %); II группа – "улучшенная" (15...25 %); III группа – "обычная" (25...35 %); IV группа – "обычная" (35...50 %).

На традиционных конусных дробилках наиболее качественной является фракция 10...20 мм, во фракции 5...10 мм содержание лещадных зерен может достигать до 30 %, во фракции 0...5 мм лещадность практически всегда превышает 50 %. Такая высокая лещадность не позволяет использовать отсеы дробления, получающиеся при производстве щебня на конусной дробилке, в качестве искусственного песка. То есть более 30 % продуктов дробления не используют, а выкидывают, что требует выделения больших площадей для отвалов, тем самым снижается рентабельность производства.

Тот же самый вывод можно сделать относительно щебня, получающегося на дробилках, реализующих принцип "дробления в слое". Лещадность в крупных фракциях 10...20 мм на этом современном оборудовании получается в рамках 10...15 %, что хорошо для строительного щебня. Однако энергии дробилки не хватает для разрушения лещадных кусков породы в мелких классах. Так, в классе 5...10 мм получается лещадность 15...20 % и даже выше, а в отсевах класса 0...5 мм лещадность достигает 35 %. Поэтому отсеы, полученные на конусных дробилках "при дроблении в слое", тоже не могут быть использованы в производстве качественного строительного бетона и асфальта для верхних слоев дорожных покрытий.

Простота эксплуатации центробежных дробилок

Все основные узлы дробилки легко доступны для контроля и обслуживания. Дробилка оснащена автоматической системой диагностического контроля.

Центробежные дробилки отличает малая металлоемкость, одна из самых низких в классе дробилок среднего и мелкого дробления. При этом масса деталей, которые теоретически могут выйти из строя и требовать замены или ремонта, не превышает 500 кг. Самую большую массу (2,5 т) имеет двигатель привода.

Чрезвычайно низкий уровень вибраций, передающихся от вращающихся частей дробилки к ее корпусу и опорам, позволяет устанавливать ее практически на землю (бетонные блоки) или на перекрытие здания. Единственным требованием является горизонтальность установки и поддержания этой горизонтальности в процессе эксплуатации.

В отличие от конусных дробилок, у которых техническими параметрами ограничен размер выходной щели, на центробежной дробилке возможно изменять крупность готового продукта, т.е. получать более грубый или более мелкий продукт.

Крупность готового продукта регулируется сеткой грохота или иным классифицирующим устройством. Выход готового класса зависит от скорости вылета материала из ускорителя в камеру измельчения. Для изменения скорости вылета, и значит грансостава, не требуется больших капиталовложений. Достаточно установить ускоритель с другим диаметром, который даст повышение скорости за счет увеличения диаметра или понижение скорости за счет уменьшения диаметра ускорителя. Возможна также замена двигателя на другую частоту вращения (или на дробилках с клиноременной передачей — замена шкивов). Самый же дорогой, но универсальный вариант — покупка специального преобразователя.

На сегодняшний день на центробежной дробилке ДЦ-1,6 допустим диапазон скоростей дробления от 40 до 120 м/с.

Еще одним конкурентным свойством центробежных дробилок является стабильность гранулометрического состава дробленого продукта, не зависящего от износа футеровочных элементов (брони конуса, плиты щек и др.) дробилки. В конусных дробилках постоянно надо следить за крупностью готового продукта и регулярно уменьшать щель между конусами по мере их износа. К тому же увеличение щели в конусных дробилках влияет на увеличение выхода лещадного продукта, а следовательно, и на конечную стоимость щебня.

Качество продукта при центробежном дроблении не зависит от износа рабочих органов, так как гранулометрический состав и форму готового материала определяют только скорости дробления.

Технологический процесс с использованием центробежной дробилки на обогатительной фабрике ОАО "Ураласбест"

Обогащение асбестовых руд по сравнению с другими полезными ископаемыми имеет свои особенности, вызванные близостью физических свойств асбеста и вмещающей пустой породы. Это обстоятельство исключает применение широко распространенных способов механической обработки рудного и неметаллорудного сырья таких, как флотация, магнитная сепарация и т.д.

Обогатительный комплекс, целью которого является максимальное вскрытие асбестового

волокна и возможно полное извлечение его в товарные сорта, включает технологические операции дробления, обогащения, упаковки и транспортирования продуктов.

Дробильно-сортировочный комплекс предназначен для подготовки руды к обогащению и включает дробление, сушку руды, выделение высокосортной руды для выработки сортов асбеста текстильной группы, получение бедных классов руды, выводимых из технологии в целях повышения эффективности процесса обогащения. После II и III стадий дробления из руды грохочением выделяется мелочь, направляемая в сушку. Доля подвергаемой сушке руды зависит от исходной влажности и меняется в зависимости от времени года. Сушка выполняется в специальных шахтных печах. Топливом служит газ. В процессе сушки некоторая часть содержащегося в руде асбеста освобождается, выносится потоком газов и улавливается в виде черного концентрата.

В дробильно-сортировочном комплексе (табл. 1) получают черновой концентрат, дробленую руду крупностью 30 мм и кубовидный щебень. Концентрат и дробленая руда направляются в промежуточные склады, а затем в обогатительный комплекс фабрики. Щебень поступает в отгрузочные бункеры для отправки потребителям. Он имеет следующие характеристики:

Насыпная плотность ρ_n , т/м ³	2,7
Коэффициент крепости по шкале проф. М.М. Протодьяконова, f	13
Влажность w , % не более	5

Таблица 1

Показатели работы дробильно-сортировочного комплекса фабрики

Продукт	Крупность, мм	Выход, %	Содержание асбеста, %
Черновой концентрат	—	1	20
Подготовленная руда	—30	85,8	1,73
Щебень	—40	13,2	0,5

В общем цикле обогащения асбеста дробление руды происходит в три стадии. Перед каждой стадией дробления руды (за исключением I стадии) предусмотрена операция грохочения:

- I стадия:

крупное дробление в щековой дробилке ЩДП-15×21.

- II стадия:

предварительное грохочение на наклонном инерционном грохоте тяжелого типа ГИТ 41;

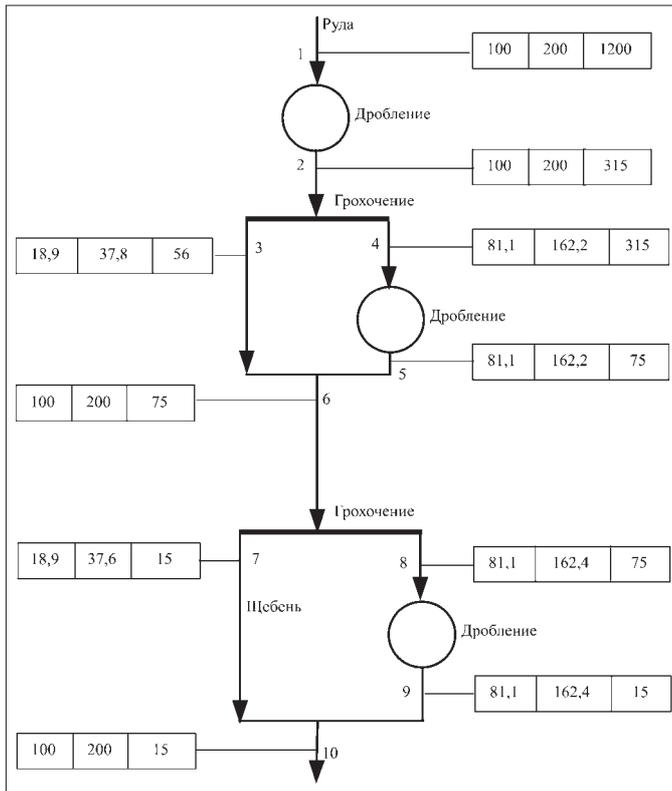


Рис. 3. Упрощенная технологическая схема рудоподготовки:
 γ – содержание продукта; Q – производительность оборудования; d – размер куска (значения в следующем порядке: γ , %; Q , т/ч; d , мм)

дробления в щековую дробилку; 2 – подача материала после I стадии дробления на операцию грохочения; 3 – куски материала размером меньше 56 мм после грохочения минуют II стадию дробления; 4 – куски материала размером от 56 до 315 мм поступают на II стадию дробления в конусную дробилку среднего дробления; 5 – выход продукта II стадии дробления; 6 – соединение продукта грохочения 3 и продукта дробления 5; 7 – готовый продукт грохочения с размером кусков меньше 15 мм; 8 – надрешетный продукт грохота с размером кусков от 15 до 75 мм, поступающий на III стадию дробления в дробилку ДЦ-1,6; 9 – продукт III стадии дробления; 10 – готовый продукт (соединение продукта грохочения 7 и продукта дробления 9).

Техническая характеристика дробилки ДЦ-1,6 (напорная)

Производительность по питанию, т/ч	150...250
Крупность исходного материала, мм	40...75
Максимальный линейный размер куска исходного материала, мм	75
Влажность исходного материала, %, не более	4
Установленная мощность, кВт:	
электродвигателя привода дробилки	160...250
электродвигателя вентилятора (наддува) дробилки	22
Частота вращения вала, мин ⁻¹ :	
электродвигателя привода дробилки	1000
электродвигателя вентилятора (наддува) дробилки	3000
Диаметр ускорителя, м	1,1

Таблица 2

Расчетные параметры дробилок по стадиям дробления

Стадия дробления	Производительность Q , т/ч	Типоразмер дробилки	Насыпная плотность ρ_n , т/м ³	Коэффициент крепости K_y	Коэффициент крупности $K_{кр}$	Коэффициент влажности $K_{вл}$	Коэффициент цикла дробления $K_{ц}$	Производительность по каталогу Q_k , м ³ /ч	Производительность дробилки $Q_{др}$, т/ч	Мощность N , кВт	Коэффициент неравномерности питания $K_{н.пит}$	Количество дробилок $n_p = Q / (Q_{др} \cdot K_{н.пит})$	Принято, шт.
I	200	ШДП-15×21	2,7	1,05	1,84	1	1	519,4	2710	1030	0,98	0,2	1
II	162,2	КСД-2200Гр	2,7	1,05	1,096	1	1	612	1902	800	0,98	0,09	1
III	162,4	ДЦ-1,6	2,7	1,05	1,082	1	1	180	552	270	0,98	0,3	1

среднее дробление в конусной дробилке КСД-2200Гр.

- III стадия:

предварительное поверочное грохочение на наклонном инерционном грохоте тяжелого типа ГИТ 41;

мелкое дробление в центробежной дробилке ДЦ-1,6.

Параметры дробилок по стадиям приведены в табл. 2.

Упрощенная технологическая схема рудоподготовки, показанная на рис. 3, включает следующие операции: 1 – подача исходного материала с размером куска 1200 мм на I стадию

Высота (междисковое расстояние) ускорителя, мм	215
Габаритные размеры, мм, не более:	
длина	3500
ширина	3200
высота	3550
Масса, т, не более	11
Показатели надежности:	
средняя наработка на отказ, ч, не более	200
средний срок службы до списания, лет	7
время замены сменных узлов и деталей, ч, не более	1,5

Список литературы

1. Лагунова Ю.А. Тенденции развития конструктивных схем центробежных дробилок / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной конф. Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2007. С. 116–122.
2. Титан. СПб.: "Новые технологии". 2006. № 3. 4 с.
3. <http://www.uralomega.ru>

М.К. Багдасарян, д-р техн. наук, проф., Государственный инженерный университет Армении, г. Ереван

E-mail: bmarinka@yandex.ru

К определению полезной мощности усовершенствованной конструкции барабанной мельницы

Предложена методика определения полезной мощности усовершенствованной конструкции мельницы, обеспечивающая активизирующие действия мелющих тел за счет наклона барабана под углом α относительно оси вращения. Обоснована достоверность разработанной методики. Полученные результаты позволяют исследовать рабочие режимы мельницы, а также определить оптимальные конструктивные параметры вновь разрабатываемых мельниц.

Ключевые слова: полезная мощность, барабанная мельница, усовершенствованная конструкция.

M.K. Baghdasaryan

On Determining the Net Capacity of an Improved Construction of a Rattler

A method for determining the net capacity of an improved construction of the rattler providing the activating action of the grinding bodies at the expense of the barrel slope at an angle α relative to the rotation axis is proposed. The truth of the method developed is substantiated. The results obtained allow to investigate the operating conditions of the mills as well as determine the optimum constructive parameters of the mills to be developed in future.

Keywords: net capacity, rattler, improved construction.

Отметим, что существующие конструкции мельниц обеспечивают не более 40 % активного участия мелющих тел в процессе измельчения из числа находящихся в барабане мельницы, остальные частицы никак не воздействуют на измельчаемый материал.

Отличительной особенностью усовершенствованной мельницы является то, что за счет наклона барабана под углом α относительно оси вращения активизируются действия мелющих тел, так как при каждом обороте барабана они перемещаются не только в поперечном сечении, но и вдоль оси вращения мельницы, обеспечивая высокую производительность измельчения, что позволит значительно (до 21 %) сэкономить расходы электроэнергии процесса измельчения [2].

При таком измельчении положение центра масс загрузки изменяется, что, в свою очередь, вызывает изменение величины потребляемой полезной мощности мельницы [2]. Поскольку барабан предлагаемой нами усовершенствованной конструкции мельницы имеет эллипсообразные основы и, кроме того, наклонен относительно оси вращения, то существующие методы расчета полезной мощности никак не распространяются на усовершенствованную конструкцию мельницы.

Целью настоящей работы является разработка методики расчета полезной мощности усовершенствованной конструкции мельницы.

Методика расчета полезной мощности

В основе предлагаемой методики расчета лежит тот факт, что каждая точка барабана, наклоненного под углом α от горизонтальной оси вращения, совершает относительно точки 0 (рис. 1) конусообразное движение.

Занимаемый загрузкой объем V ограничен поверхностями с эллипсообразными основами, торцовым днищем и уровнем внутримельничной загрузки и определяется суммой объемов $V_1 + V_2 + V_3$:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 = \int_{S_1} \int dydz + \int_0^L dx + \int_{S_2} \int dydz \int_0^L dx + \int_{S_3} \int dydz \int_0^L dx, \quad (1)$$

где L — длина барабана.

Интегральные ограничения S_1, S_2, S_3 получены путем преобразования уравнений движения конуса, описываемых в виде

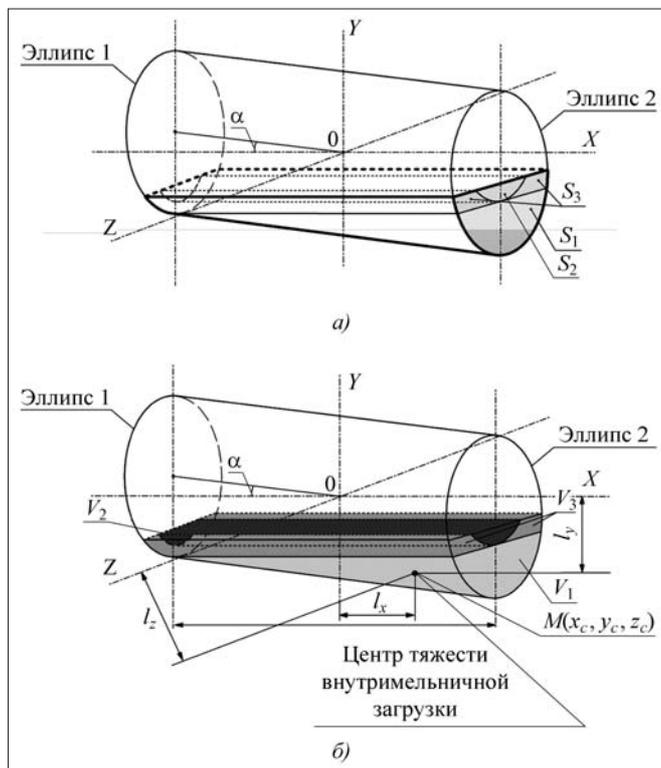


Рис. 1. Расчетная схема

$$(z \sin \alpha \cos \varphi - y \sin \alpha \sin \varphi)^2 + (z \cos \alpha - x \sin \alpha \sin \varphi)^2 + (y \cos \alpha - x \sin \alpha \cos \varphi)^2 = R^2; \quad (2)$$

$$(z \cos \alpha - x \sin \alpha \sin \varphi)^2 \sin^2 \alpha + \left(z \cos \alpha - \frac{L}{2} \sin \alpha \sin \varphi \right)^2 + \left(y \cos \alpha - \frac{L}{2} \sin \alpha \cos \varphi \right)^2 = R^2; \quad (3)$$

$$(z \cos \alpha - y \sin \alpha \sin \varphi)^2 \sin^2 \alpha + \left(z \cos \alpha + \frac{L}{2} \sin \alpha \sin \varphi \right)^2 + \left(y \cos \alpha + \frac{L}{2} \sin \alpha \cos \varphi \right)^2 = R^2, \quad (4)$$

где R – радиус барабана мельницы, м; α – угол наклона барабана относительно горизонтальной оси вращения, рад; φ – угол поворота внутримельничной загрузки, рад.

Координаты x_c , y_c , z_c центра тяжести (см. рис. 1, б) внутримельничной загрузки определяются в виде

$$x_c = \frac{x_{c1} x_1 + x_{c2} x_2 + x_{c3} x_3}{x_1 + x_2 + x_3};$$

$$y_c = \frac{y_{c1} x_1 + y_{c2} x_2 + y_{c3} x_3}{x_1 + x_2 + x_3};$$

$$z_c = \frac{z_{c1} x_1 + z_{c2} x_2 + z_{c3} x_3}{x_1 + x_2 + x_3},$$

где

$$x_1 = \sqrt{(x_{c2} - x_{c1})^2 + (y_{c2} - y_{c1})^2 + (z_{c2} - z_{c1})^2};$$

$$x_2 = \sqrt{(x_{c3} - x_{c2})^2 + (y_{c3} - y_{c2})^2 + (z_{c3} - z_{c2})^2};$$

$$x_3 = \sqrt{(x_{c1} - x_{c3})^2 + (y_{c1} - y_{c3})^2 + (z_{c1} - z_{c3})^2}.$$

Координаты (x_{c1}, y_{c1}, z_{c1}) , (x_{c2}, y_{c2}, z_{c2}) , (x_{c3}, y_{c3}, z_{c3}) центра тяжести соответственно объемных участков V_1, V_2, V_3 определяются в виде

$$x_{c1} = \frac{1}{V_1} \int_0^L x dx \int_{-a_1}^{a_1} dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}} dz;$$

$$y_{c1} = \frac{1}{V_1} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{a_1} y dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}} dz;$$

$$z_{c1} = \frac{1}{V_1} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{a_1} dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}} z dz;$$

$$x_{c2} = \frac{1}{V_2} \int_0^L x dx \int_{-a_1}^{a_1} dy \int_{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}}^{\frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}} dz;$$

$$y_{c2} = \frac{1}{V_2} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{a_1} y dy \int_{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}}^{\frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}} z dz;$$

$$z_{c2} = \frac{1}{V_2} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{a_1} dy \int_{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}}^{\frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4AC_2}}{2A}} z dz;$$

$$x_{c3} = \frac{1}{V_3} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{2A_1} dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4A_1A_2}}{2A_1}} dz;$$

$$y_{c3} = \frac{1}{V_3} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{2A_1} y dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4A_1A_2}}{2A_1}} dz;$$

$$z_{c3} = \frac{1}{V_3} \int_0^L dx \int_{-a_1}^{2A_1} dy \int_{\frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4AC_1}}{2A}}^{\frac{B_2 - \sqrt{B_2^2 - 4A_1A_2}}{2A_1}} z dz.$$

Использованы следующие обозначения:

$$A = \cos^2 \varphi \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha, \quad B = L \cos \alpha \sin \alpha \sin \varphi + 2y \cos \varphi \sin \varphi \sin^2 \alpha;$$

$$C = y^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi + \frac{L^2}{4} \sin^2 \alpha + y^2 \cos^2 \alpha - yL \cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi - R^2;$$

$$A_1 = \sin^2 \varphi \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha, \quad B_1 = L \cos \alpha \sin \alpha \sin \varphi - 2y \cos \varphi \sin \varphi \sin^2 \alpha;$$

$$C_1 = y^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi + \frac{L^2}{4} \sin^2 \alpha + y^2 \cos^2 \alpha + yL \cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi - R^2;$$

$$A_2 = \frac{L^2}{4} \sin^2 \alpha - R^2, \quad B_2 = L \cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi, \quad a_1 = R - \frac{L}{2} \sin \alpha.$$

Полезный расход мощности P_0 предлагаемой усовершенствованной конструкции мельниц характеризуется суммой двух составляющих: мощностью P_1 , расходуемой на подъем внутримельничной загрузки, и мощностью P_2 , расходуемой на преодоление сил трения. Параметры P_1 и P_2 определяются следующим образом:

$$P_1 = V \gamma l_y g n = V \gamma l_y g n_{кр} \psi = V \gamma l_y g \frac{30\sqrt{g}2\pi}{60\pi\sqrt{R}} \psi = V \gamma l_y g \frac{3,15\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R}} \psi; \quad (5)$$

$$P_2 = V \gamma f g n \sqrt{l_x^2 + l_z^2} = V \gamma f g n_{кр} \psi \sqrt{l_x^2 + l_z^2} = V \gamma f g \sqrt{l_x^2 + l_z^2} \frac{30\sqrt{g}2\pi}{60\pi\sqrt{R}} \psi = V \gamma f g \sqrt{l_x^2 + l_z^2} \frac{3,15\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R}} \psi, \quad (6)$$

где γ – плотность внутримельничной загрузки, т/м³; l_y – расстояние центра тяжести от координаты y , м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ψ – скорость вращения барабана в относительных единицах, равная отношению $n/n_{кр}$; $n_{кр}$ – критическая скорость вращения барабана, мин⁻¹; n – рабочая скорость вращения барабана, мин⁻¹; f – коэффициент трения; l_x – расстояние центра тяжести от координаты x , м; l_z – расстояние центра тяжести от координаты z , м.

Из (5) и (6) получим уравнения для определения полезной мощности, потребляемой мельницей:

$$P_0 = \frac{3,15\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R}} V \gamma g \psi (f \sqrt{l_x^2 + l_z^2} + l_y), \quad (7)$$

где $l_x = \sqrt{y_c^2 + z_c^2}$, $l_y = \sqrt{x_c^2 + z_c^2}$, $l_z = \sqrt{y_c^2 + x_c^2}$.

Достоверность методики определения активной мощности, потребляемой мельницей, подтверждается сравнительными результатами экспериментальных и расчетных данных. Экспериментальные данные получены в результате определения потребляемой мощности при изменении коэффициента заполнения K разработанной нами усовершенствованной конструкции лабораторной мельницы с прозрачным барабаном. Расчетные данные получены на основе технических данных лабораторной мельницы:

- длина барабана $L = 0,38$ м;
- диаметр барабана $D = 0,32$ м;
- угол наклона оси вращения барабана $\alpha = 0,175$ рад = 10° .

На рис. 2 представлены результаты расчетов аналитического и экспериментального исследования усовершенствованной и известных конструкций лабораторных мельниц.

Установлено, что результаты экспериментальных исследований в достаточной степени согласуются с расчетными, чем подтверждается эффективность их использования в конструкциях как с наклоном барабана, так и в обычных.

Отмечено также изменение полезной мощности мельницы при разных значениях угла наклона барабана относительно оси вращения (рис. 3). Расчеты проводились при следующих значениях: длина барабана мельницы $L = 2,7$ м, внутренний радиус барабана $R = 1,8$ м, плотность внутримельничной загрузки $\gamma = 2,8$ т/м³, относительная скорость вращения барабана $\psi = 0,8$.

Очевидно, с увеличением угла наклона барабана полезная мощность, расходуемая на приведение в движение мелюшей среды, увеличивается. Поэтому при конструировании электромеха-

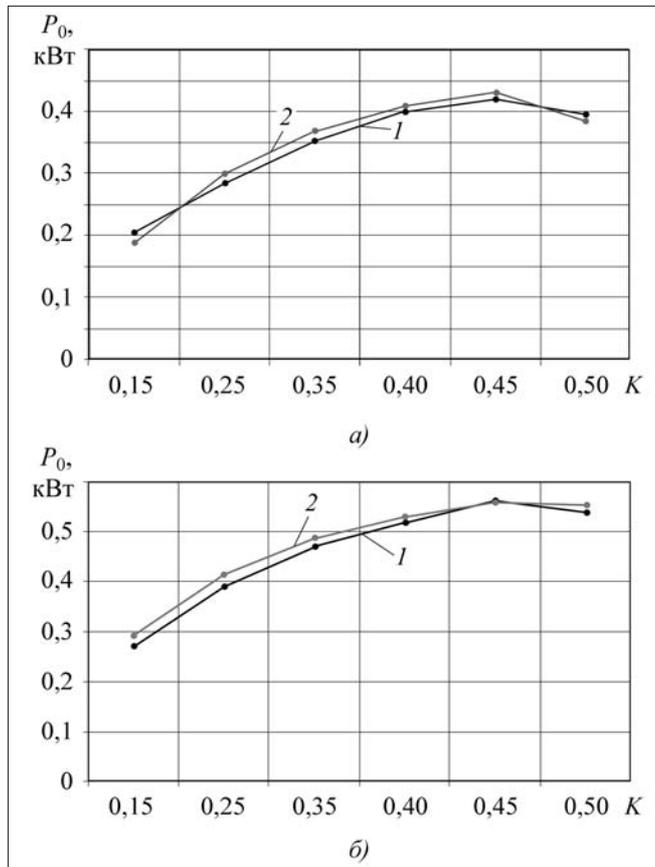


Рис. 2. Результаты исследования расчетных (1) и экспериментальных (2) данных для обычной (а) и усовершенствованной (б) конструкции мельницы

нической системы мельница—двигатель установленную мощность привода необходимо определить исходя из максимально возможного коэффициента заполнения барабана, при котором производительность мельницы наибольшая. Ис-

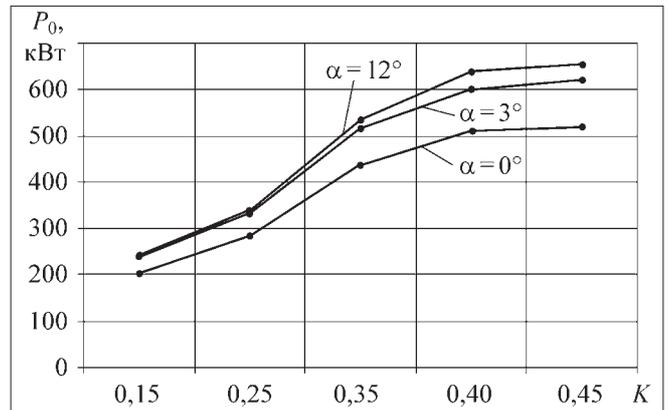


Рис. 3. Зависимость полезной мощности мельницы от коэффициента заполнения при разных значениях угла наклона барабана

следования показали, что при одинаковых длине, радиусе и скорости вращения барабана мельниц, а также плотности внутримельничной загрузки полезная мощность усовершенствованной конструкции мельницы в среднем в 1,2 раза больше по сравнению с мощностью мельницы без наклона барабана.

Вывод

Полученную аналитическую зависимость полезной мощности, потребляемой мельницей, целесообразно рекомендовать для всестороннего исследования рабочих режимов мельниц как с усовершенствованной, так и с известной конструкциями. Кроме того, ее можно успешно использовать при конструировании мельниц с высокой производительностью измельчения.

Список литературы

1. Шулюяков А.Д., Спиридонов П.А. В новый век — с новым оборудованием / Федеральный строительный рынок. <http://www.stroypress.ru/print.php?id=6525>. 2006.
2. Пат. РФ N 2270А (АМ). Барабанная мельница / М.К. Багдасарян, А.Л. Маилян, С.М. Мурадян. Зарегистр. 03.11.2008.

Издательство "Новые технологии" выпускает научно-технические журналы:

- **Безопасность жизнедеятельности с ежемесячным приложением**
Подписные индексы по каталогам: «Роспечать» — 79963; «Пресса России» — 83776
- **Информационные технологии с ежемесячным приложением**
Подписные индексы по каталогам: «Роспечать» — 72656; «Пресса России» — 43522
- **Мехатроника, автоматизация, управление**
Подписные индексы по каталогам: «Роспечать» — 79492; «Пресса России» — 27848
- **Нано- и микросистемная техника**
Подписные индексы по каталогам: «Роспечать» — 79493; «Пресса России» — 27849
- **Программная инженерия**
Подписные индексы по каталогам: «Роспечать» — 22765; «Пресса России» — 39795

Оформить подписку можно через подписные агентства либо непосредственно в редакции журналов.

Адрес редакции журналов для авторов и подписчиков

107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Издательство "Новые технологии".

Тел. (499) 269-53-97. Тел./факс (499) 269-55-10. [Http://novtex.ru](http://novtex.ru)

E-mail: antonov@novtex.ru

УДК 622.23.051

Н.Н. Страбыкин, д-р техн. наук, проф., **В.М. Горячкин**, канд. техн. наук, доц., **Ю.П. Шеметов**, канд. техн. наук, доц., **А.Е. Беляев**, д-р техн. наук, проф., **Ю.М. Коледин**, канд. техн. наук, доц., ИрГТУ, г. Иркутск

E-mail: gm_gor@istu.edu

Влияние типа и параметров бурового долота на сохранность кристаллов алмазов в процессе буровзрывных работ при подготовке горной массы к выемке

Приведены результаты исследований, выполненных в целях установления рациональных параметров породоразрушающих буровых инструментов на сохранность кристаллов алмазов при производстве буровзрывных работ на алмазодобывающих карьерах.

Ключевые слова: производство горных работ, буровой инструмент, сохранность кристаллов алмазов, буровзрывные работы.

N.N. Strabykin, V.M. Goryachkin, Yu.P. Shemetov, A.E. Belyaev, Yu.M. Koledin

Effect of the Type and Parameters of Drilling Instruments on the Integrity of Diamond Crystals During Mining Production Process

This article presents the research on the optimal parameters of drillings instruments to preserve the diamond crystal integrity during mining production process.

Keywords: mining production process, drilling instruments, integrity of diamond crystals.

Технологические операции добычи полезных ископаемых связаны с нарушением целостности кристаллов при производстве буровзрывных и экскавационных работ и в процессе обогащения руды. Между тем, стоимость алмазов во многом зависит от величины и целостности их кристаллов. Даже небольшое нарушение кристалла резко снижает его ценность.

Как показывает практика, на алмазодобывающих карьерах разрушению подвергается до 30 % кристаллов. При ведении буровзрывных работ разрушение кристаллов происходит в результате взаимодействия бурового инструмента с забоем скважины в рудном массиве.

Таким образом, значительное количество кристаллов алмазов вступает в контакт с инструментом. Буровой инструмент различных типов не одинаково воздействует на рудный забой скважины и кристаллы алмазов, содержащиеся в руде. Так, при бурении шарошечными долотами разрушение забоя происходит путем раздавливания, дробления и ска-

лывания частиц руды зубьями шарошек. В свою очередь шарошечные долота различаются по форме и расположению зубьев на рабочей поверхности шарошек, что определяет вид взаимодействия долота с породой, который преобладает при разрушении забоя. В случае когда твердосплавные зубья имеют полусферическую рабочую поверхность, основным видом является раздавливание и дробление руды на забое, так как ввиду одноконусной геометрической формы шарошек их качение по забою осуществляется без проскальзывания. Долота с фрезерованными зубьями, расположенными на многоконусной поверхности шарошек, обеспечивают, как правило, частичное проскальзывание их при перекачивании по забою, что сопровождается сколом частиц руды с поверхности забоя.

Режущее долото вызывает, главным образом, скалывание руды на забое при взаимодействии режущей кромки инструмента и снятия очередного слоя в процессе вращения долота, прижатого к забою осевым усилием подачи. Конструк-

тивные параметры режущего долота в значительной мере влияют на процесс взаимодействия инструмента с забоем скважины, его энергоемкость и крупность образующейся буровой мелочи. Выход более крупных фракций буровой мелочи при меньшей энергоемкости процесса разрушения руды на забое скважины создает условия для уменьшения нарушений целостности кристаллов алмазов.

Существенное влияние на крупность буровой мелочи при взаимодействии бурового инструмента с забоем оказывают параметры режима бурения.

С увеличением осевого усилия подачи на буровом долоте возрастает глубина внедрения зубьев шарошек или режущих кромок долота в поверхность забоя, что сопровождается образованием более крупных фракций буровой мелочи. Однако не рекомендуется беспредельно увеличивать осевое усилие, так как может произойти внедрение зубьев шарошек до основания или посадка режущих элементов долота на заднюю грань, что будет сопровождаться резким падением удельного давления, передаваемого режущей кромкой на забой, и снижением скорости бурения. Кроме того, максимальное значение усилия подачи ограничивается условиями прочности и интенсивности износа опорных подшипников долота, величиной установленной мощности привода вращателя бурового станка.

Увеличение частоты вращения бурового става приводит к снижению крупности образуемой буровой мелочи. Одновременно возрастает динамичность взаимодействия породоразрушающего инструмента с забоем. Уменьшение частоты вращения бурового става сопровождается ростом глубины внедрения зубьев долота в поверхность забоя скважины и увеличением загрузки привода вращателя. Одновременно растет крупность продуктов разрушения.

Таким образом, с учетом вышесказанного следует, что на сохранность кристаллов алмазов при разрушении кимберлитов в процессе бурения взрывных скважин существенное влияние оказывают тип породоразрушающего инструмента, его конструктивные параметры, в значительной степени определяющие способ взаимодействия рабочих элементов с забоем, и параметры режима бурения. Решение этого вопроса является актуальной научной задачей и имеет большое значение для алмазодобывающих предприятий. Для качественной и количественной оценки влияния типа и параметров бурового ин-

струмента был проведен комплекс лабораторных и производственных исследований.

Лабораторные исследования проводились на буровом стенде с фиксацией параметров режимов бурения. Для изучения влияния типа и параметров долот на разрушаемость кристаллов были приняты режущие и шарошечные долота, имеющие различный механизм взаимодействия с забоем скважины. Характерной особенностью физико-механических свойств алмазов является то, что они, обладая высокой твердостью, хрупки и имеют невысокий предел прочности на изгиб. Подобные особенности физико-механических свойств присущи стеклу. Поэтому при проведении лабораторных исследований в качестве модели кристаллов алмазов были приняты частицы стекла кубической формы размером $2 \times 2 \times 2$, $3 \times 3 \times 3$ и $5 \times 5 \times 5$ мм.

Алмазные породы – кимберлиты имеют коэффициент крепости $f = 5 \dots 7$ по шкале проф. М.М. Протодяконова и по своим физико-механическим свойствам приближаются к свойствам мерзлых песчаников. Поэтому в качестве модели кимберлитов при лабораторных исследованиях принят затвердевший цементно-песчаный раствор с коэффициентом крепости $f = 3 \dots 4$.

В процессе эксперимента в блоке песчаника пробурилась скважина, которая затем заполнялась цементно-песчаным раствором с равномерно распределенным в нем, заранее заданным количеством и размерами частиц стекла. После затвердевания раствора осуществлялось его выбуривание различными типами породоразрушающего инструмента при заданных режимах бурения (осевое усилие и частота вращения) с фиксацией их параметров. Анализ полученных продуктов разрушения позволил определить количество целых и разрушенных частиц стекла и их процентное соотношение для каждого размера. Методом ситового анализа устанавливался гранулометрический состав продуктов разрушения.

Производственные исследования проводились в условиях карьера "Юбилейный" АК АЛРОСА в соответствии с разработанной методикой проведения эксперимента. Бурение осуществлялось по рудному телу станком СБШ-250МНА-32 режущим долотом ЗРД-244,5 и шарошечным долотом Ш-244,5Т-ПВ с фиксацией режимных параметров и определением гранулометрического состава продуктов разрушения. Всего за период эксперимента было пробуриено по 15 скважин глубиной 18 м и отобрано по

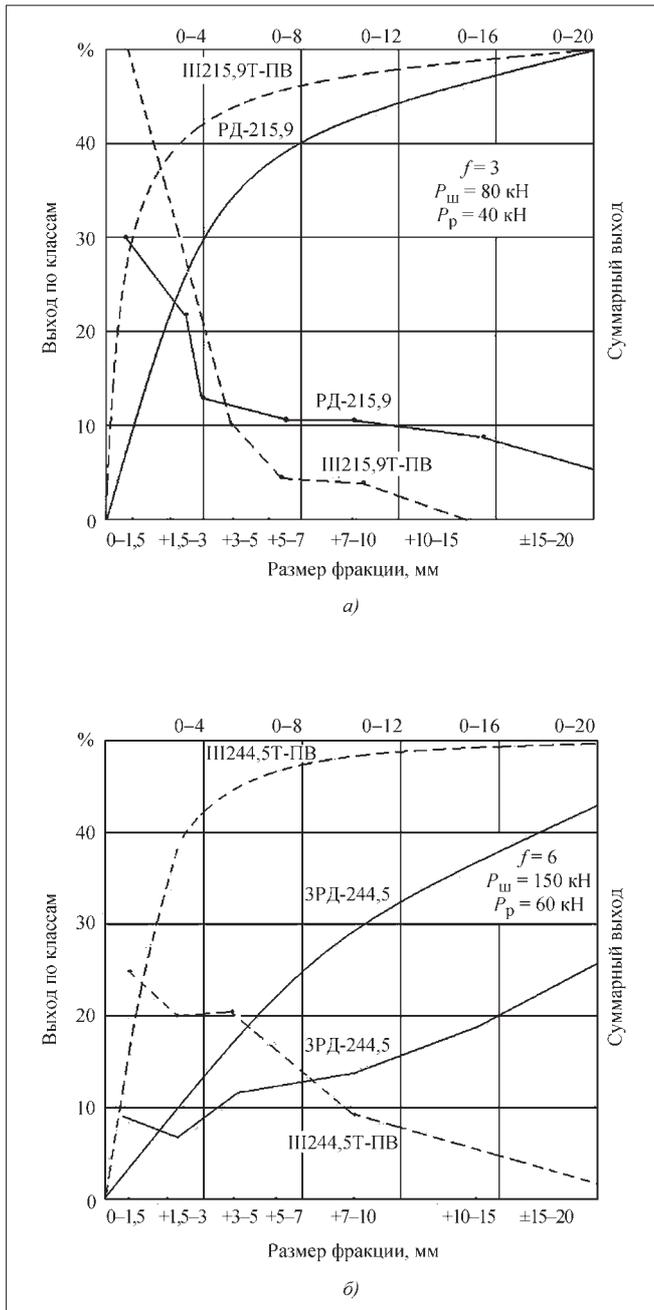


Рис. 1. Гранулометрический состав продуктов разрушения при лабораторных исследованиях (а) и промышленных испытаниях (б); $P_{ш}$ и $P_{р}$ – осевые давления соответственно шарошечного и режущих долот

10 м^3 проб буровой мелочи для каждого типа долота. В дальнейшем отобранные пробы подвергались обогащению в целях определения сохранности и характера сколов кристаллов алмазов.

Полученные результаты лабораторных исследований и промышленных испытаний представлены на рис. 1 и 2. На рис. 1, а показана зависимость гранулометрического состава (выход по классам и суммарный выход) при бурении по цементно-песчаному блоку в лабораторных усло-

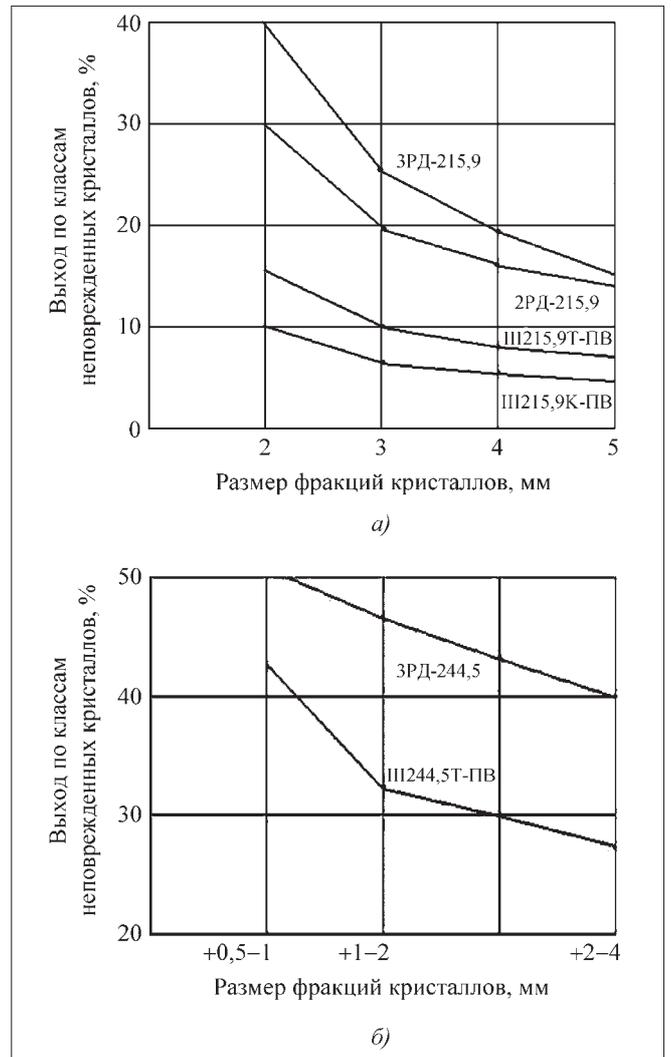


Рис. 2. Сохранность кристаллов при лабораторных исследованиях (а) и промышленных испытаниях (б)

виях при использовании шарошечных и режущих долот. Из полученных зависимостей следует, что при бурении режущим долотом крупность частиц буровой мелочи значительно возрастает по сравнению с использованием шарошечного долота. Так, при использовании режущего долота выход фракций +5–7 мм и +7–10 мм в 2 раза, а фракций +10–15 мм в 10 раз больше, чем при бурении шарошечным долотом. Это предопределяет вероятность меньшего контакта режущего инструмента с "кристаллами" и косвенно свидетельствует о меньшей степени их разрушения. Аналогичные результаты получены и при проведении производственных исследований. На рис. 1, б видно, что при бурении режущим долотом выход фракций +10–15 мм в 2,5 раза больше, чем при бурении шарошечным. Фракция +20 мм при работе шарошечного инструмента

составляет 1,6 %, в то время как при работе режущего инструмента она достигла 25 % от всего объема буровой мелочи.

Результаты исследований сохранности кристаллов при бурении в лабораторных условиях различным буровым инструментом приведены на рис. 2, а. Данные представленных графических зависимостей свидетельствуют о том, что сохранность кристаллов выше в случае бурения режущими долотами, чем шарошечными. Так, при бурении режущим долотом ЗРД-215,9 выход неповрежденных частиц стекла размером 5×5×5 мм – 14 %, а размером 2×2×2 мм – 40 %, в то время как при бурении шарошечным долотом П215,9Т-ПВ соответственно 8 и 15 %. Кроме того, следует отметить, что сохранность "кристаллов" в значительной степени зависит от рабочих параметров буровых долот и их конструктивных особенностей. Режущее долото ЗРД-215,9 имеет сплошную схему обработки забоя с частичным дублированием первых резцов в крайней наружной линии резания и с созданием ступенчатого забоя, когда каждый последующий от центра скважины резец расположен с превышением над предыдущим. Режущее долото 2РД-215,9 имеет сплошную режущую кромку и выполнено в виде двух лопастей, каждая из которых дублирует друг друга. У этого долота линия контакта режущей кромки с забоем значительно больше, чем у долота ЗРД-215,9.

Соответственно, при одинаковом осевом усилии подачи удельное давление на забой меньше. Приведенные зависимости свидетельствуют о том, что сохранность кристаллов при бурении долотом 2РД-215,9 меньше, чем при бурении долотом ЗРД-215,9. Выход неразрушенных частиц размером 3×3×3 мм в случае разрушения забоя долотом 2РД-215,9 составил 20 % от общего объема буровой мелочи, в то время как при бурении долотом ЗРД-215,9 достиг 25 %.

Подобная картина наблюдается и при бурении шарошечными долотами различных типов.

Долото П215,9Т-ПВ выполнено с фрезерованными зубьями, а долото П215,9К-ПВ изготовлено с твердосплавными зубьями полусферической рабочей формы. Первое долото в процессе взаимодействия с забоем осуществляет разрушение породы в основном за счет скалывания. При этом происходит отделение частиц относительно крупных размеров. Разрушение породы долотом П215,9К-ПВ происходит в результате ее раздавливания с образованием более мелких фракций буровой мелочи. Из графических зависимостей следует, что сохранность кристаллов при работе долота П215,9К-ПВ меньше, чем при бурении долотом П215,9Т-ПВ, выход неразрушенных частиц размером 3×3×3 мм при бурении долотом П215,9К-ПВ составил 7 % от общего объема продуктов разрушения, а долотом П215,9Т-ПВ – 10 %.

Результаты промышленных испытаний приведены на рис. 2, б. Из экспериментально полученных графических зависимостей следует, что при бурении режущим долотом ЗРД-215,9 сохранность кристаллов выше. Так, выход ненарушенных кристаллов фракции +1–2 мм и фракции +2–4 мм в 1,4 раза выше, чем при бурении шарошечным долотом П215,9Т-ПВ. Наблюдалось также увеличение сохранности кристаллов у фракций меньших размеров по сравнению с более крупными фракциями при бурении как режущим, так и шарошечным долотами.

Таким образом, результаты проведенных лабораторных и производственных исследований свидетельствуют о том, что использование режущих долот с продувкой обеспечивает рост выхода крупных фракций продуктов разрушения и увеличение выхода неразрушенных кристаллов алмазов в среднем в 1,4 раза. При этом сохранность кристаллов у фракций меньших размеров по сравнению с фракциями более крупных размеров увеличивается при бурении как режущим, так и шарошечным долотами.

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

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

Сдано в набор 18.10.10 г. Подписано в печать 20.12.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,67. Заказ 946. 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.

Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2010 г.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

- Андреева Л.И., Лапаева О.А., Красникова Т.И.** РУДНИК БУДУЩЕГО: проекты, технологии, оборудование. Итоги V Международной научно-практической конференции (г. Пермь, октябрь 2009 г.) № 1, 2
- Брук М.Л., Федоров Л.Н.** Анализ возможных путей развития горного машиностроения . . . № 1

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

- Басалай Г.А.** Перспективные варианты приводов соосных роторов проходческих комбайнов № 10
- Каргин Р.В., Носенко А.С., Хазанович В.Г., Филоненко А.А.** Средства призабойного транспорта для крепких сыпучих материалов № 1
- Мазеин С.В.** Использование характеристик прижима ротора для контроля запаса суспензионного пригруза при тоннельной щитовой проходке № 3
- Мазеин С.В.** Исследование прижимного роторного усилия и опускания грунта для прогноза суспензионного пригруза в забое проходческого щита № 5
- Мазеин С.В.** Обоснование расчетных сопротивлений трения грунта и тоннельной обделки продвижению щитовой машины № 11
- Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е., Байдинов В.Н.** Механизация горных работ с использованием гидротехнологий № 6
- Носенко А.С., Хазанович В.Г., Каргин Р.В., Филоненко А.А.** Экспериментальные исследования формирования производительности шахтных проходческих машин № 1
- Субботин В.А., Телегина О.В.** Технология сооружения магистрального четырехполосного автодорожного тоннеля овальной формы поперечного сечения модульным универсальным щитовым комплексом "МУСКАТ" № 7
- Титов И.В.** О направлениях создания крепей нового — 4-го поколения для пологих пластов мощностью 1,0...2,5 мм № 8
- Хорешок А.А., Маметьев Л.Е., Борисов А.Ю., Мухортиков С.Г.** Совершенствование конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия № 5
- Юнгмейстер Д.А., Васильева М.А., Соколова Г.В., Непран М.Ю.** Погрузочные устройства с лапами активного действия № 7

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

- Гафурьянов Р.Г., Комиссаров А.П.** Взаимосвязи режимных параметров главных

- механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса экскавации горных пород № 6
- Савченко А.Я.** Анализ энергоемкости и энергоэкономичности одноковшовых экскаваторов с использованием показателей качества . . . № 3
- Самолазов А.В., Паладеева Н.И.** Техническое перевооружение экскаваторно-автомобильных комплексов добывающих предприятий № 2
- Соловьёв Д.Б.** Особенности эксплуатации экскаваторного парка в условиях юга Дальнего Востока России № 1
- Соловьёв Д.Б.** Оценка энергозатрат выемочно-погрузочных машин на перемещение горной массы в зависимости от геомеханического состояния массива для условий Приморского края № 5
- Шемякин С.А., Иванченко С.Н., Чебан А.Ю., Еренков А.В., Мамаев Ю.А.** Нагрузки на роторе траншейного экскаватора при выемке мерзлых пород № 6
- Шемякин С.А., Иванченко С.Н., Чебан А.Ю., Еренков А.В., Мамаев Ю.А.** Оценка производительности выемочных машин непрерывного действия № 5
- Шестаков В.С.** Эффективность внутренней рекуперации энергии гидравлических экскаваторов № 5

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

- Баранов В.А.** Использование магистральных электровозов постоянного тока в условиях горных предприятий № 11
- Братухина Н.А., Волков Е.С., Плютов Ю.А.** Исследование режимов работы аэростатно-канатной транспортной установки для нисходящих грузопотоков № 11
- Глебов А.В.** Методика оценки экономической целесообразности передачи в аутсорсинг процесса перевозки горной массы (на примере автотранспорта) № 6
- Глебов А.В., Кармаев Г.Д.** Основные принципы формирования автомобильного парка горно-добывающего предприятия № 7
- Керопян А.М.** Определение основных параметров контактного взаимодействия колеса и рельса по упрощенной методике № 3
- Кириченко А.И., Картавый А.Н.** Проблемы создания мощных двухленточных конвейеров для глубоких карьеров № 8
- Тарасов Ю.Д.** Перегрузка насыпных грузов из автомобилей-самосвалов в средства водного транспорта № 6

Тарасов Ю.Д., Иванов С.Л. Перегрузка насыпных грузов из автомобилей-самосвалов в средства железнодорожного транспорта № 5

Тарасов Ю.Д., Котилевский А.В. Исследование параметров вертикального ленточного конвейера с системой улавливания грузонесущего контура № 7

Фурсов Е.Г., Бочков И.А. Вскрытие, подготовка и доставка руды при обработке мало-масштабных месторождений № 3

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Ананьев К.А. Определение технического уровня гидрофицированного бурового станка № 5

Дойников Ю.А., Беляев А.Е., Горячкин В.М., Страбыкин Н.Н., Красноштанов С.Ю. Нормализация температурного режима скважины при бурении многолетнемерзлых пород № 2

Дойников Ю.А., Беляев А.Е., Страбыкин Н.Н., Красноштанов С.Ю. Разработка параметрического ряда буровых долот режущего и комбинированного типов № 1

Ещеркин П.В. Исследование факторов, влияющих на работоспособность буровых станков № 5

Комиссаров А.П., Быков Д.В., Прокопович Г.В. Выбор рациональных параметров породоразрушающего инструмента буровых машин ударного действия № 7

Маметьев Л.Е., Дрозденко Ю.В., Любимов О.В. О реализации бурошнековых технологий в горном деле и подземном строительстве № 5

Страбыкин Н.Н., Горячкин В.М., Шеметов Ю.П., Беляев А.Е., Коледин Ю.М. Влияние типа и параметров бурового долота на сохранность кристаллов алмазов в процессе буровзрывных работ при подготовке горной массы к выемке № 11

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Бычин М.А., Сапунков М.Л., Худяков А.А. Новый способ защиты трехфазных сетей от однофазных замыканий на землю № 8

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Подобедов Н.И. Математическая и структурная модели для оптимального проектирования подсистем подвески и перемещения исполнительного органа проходческих комбайнов мехатронного класса № 7

Горбатов П.А. Особенности синергетической интеграции при проектировании очистных и проходческих комбайнов как мехатронных систем № 6

Гуляев В.Г., Китаева С.А. Совершенствование динамических свойств и снижение виброактивности насосных агрегатов для гидропривода механизированных крепей № 11

Девятериков В.В., Карякин А.Л. Модернизированный электропривод постоянного тока производства ЗАО "РобитЭкс" для карьерных экскаваторов № 8

Дорошев Ю.С., Соловьёв Д.Б. Потребление активной и реактивной энергии при работе одноковшовых экскаваторов № 11

Малафеев С.И., Новгородов А.А., Серебренников Н.А. Экскаватор ЭКГ-12К: новая система управления на основе IGBT-технологии № 11

Нагорных В.В. Система непрерывного контроля сопротивлений изоляции отдельных фаз электрической сети с изолированной нейтралью № 2

Певзнер Л.Д., Сулейменов Т.О., Югай И.П.-С. Автоматизированная система нечеткого управления движением ковша драглайна № 8

Соловьёв Д.Б. Анализ электропотребления угольного разреза при внедрении автоматизированной системы учета электрической энергии № 10

Стадник Н.И., Мезников А.В., Руденко И.Ю., Кондрахин В.П. Методика формирования закона частотного регулирования привода перемещения очистных комбайнов № 11

Степанов А.Г. Роторные сопротивления и динамические процессы при пуске асинхронного двигателя шахтной подъемной установки № 1

Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Степаненко Е.Ю. Адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна как мехатронного объекта № 7

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

Артамонов П.В. Влияние эксплуатационных факторов на параметры долговечности металлоконструкций большегрузных карьерных самосвалов № 5

Берман А.Д. Новый метод входного неразрушающего контроля сварных соединений горных машин № 5

Богомолов И.Д., Дрыгин М.Ю. Точки измерения температуры основных узлов экскаватора типа ЭКГ № 1

Дрыгин М.Ю. Контроль вибрации основных узлов экскаватора в режиме реального времени № 3

Менчугин А.В. Особенности проведения подготовительных работ при контроле узлов и элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов типа драглайн методом акустической эмиссии № 7

Сергеев В.Ю. Система фирменного сервисного обслуживания горного оборудования как долгосрочный инвестиционный проект № 2

Сергеев В.Ю. Средства неразрушающего контроля для диагностики состояния узлов и агрегатов горного оборудования № 1

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Боярских И.Г., Зубов В.В. Квалиметрическая оценка вариантов обеспечения размерной точности элементов прессового армирования штыревых буровых коронок № 2

Вержанский А.П., Островский М.С., Шубина Н.Б. Перспективы применения конструкционной керамики в горном машиностроении № 10

Кантович Л.И., Лазуткин С.Л., Фабричный Д.Ю. Адаптивные гидравлические ударные устройства № 2

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Багдасарян М.К. К определению полезной мощности усовершенствованной конструкции барабанной мельницы № 11

Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6 № 11

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Кухарь В.Ю. Способ определения параметров сетчатых фильтров технической воды для горно-металлургических предприятий № 10

Левенсон С.Я., Гендлина Л.И., Глотова Т.Г., Алесик М.Ю., Морозов А.В. Энергосберегающие вибрационные устройства для выпуска связных материалов из емкостей на предприятиях горной промышленности № 10

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Андреева Л.И., Лапаева О.А. К вопросу анализа риска эксплуатации горного оборудования № 7

Афанасьев А.И., Андрущенко Д.Н., Закаменных А.Ю., Чиркова А.А. Энергопотребление при работе резонансных грохотов и питателей № 8

Афанасьев А.И., Закаменных А.Ю. Вероятностная модель движения горной массы в вибротранспортной машине № 8

Болобов В.И., Бобров В.Л., Талеров М.П., Мишин В.В. К распределению микроструктуры по длине породоразрушающих резцов № 10

Гринберг Я.П., Соловьев В.С. Влияние демпфирующих свойств двигателя на динамику механической части угольного комбайна № 3

Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А. Условия динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей № 8

Кантович Л.И., Лазуткин С.Л., Фабричный Д.Ю. Моделирование рабочего процесса горной машины с адаптивной гидравлической импульсной системой № 3

Климов Ю.И., Мутовина Н.В. Напряженно-деформированное состояние породного массива при двух одновременно работающих шпуровых гидроотрывниках № 8

Красников Ю.Д. Нетрадиционные ударные установки возвратно-вращательного действия № 8

Липная Е.Н., Наумов К.И., Ананьев П.П., Потапов С.А. Физико-технические основы проектирования оборудования для электро-

импульсного кондиционирования магнетитовых концентратов № 2

Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И., Белякина О.В. Зависимость ресурса гидростойки от уровня качества соединений № 10

Степанов А.Г. Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъемной установки № 6

Степанов А.Г. Динамические процессы шахтной подъемной установки с двигателем постоянного тока № 3

Таран И.А. Технология автоматизированного матричного анализа трансмиссий шахтных дизелевозов № 6

Хазанович Г.Ш., Отроков А.В. Математическое моделирование процессов формирования производительности и нагрузок погрузочного органа с нагребающими лапами № 8

Хазанович Г.Ш., Ревякина Е.А. Имитационное исследование влияния основных факторов на формирование выходных характеристик погрузочной машины № 7

Чекмасов Н.В., Сидякин Д.А. Определение рациональных параметров шнекового погрузчика № 7

Чудновский В.Ю. Динамика главного привода роторных экскаваторов с жестко установленным редуктором № 3

Чудновский В.Ю. Изнашивание, затупление и самозатачиваемость режущих зубьев роторных экскаваторов № 6

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Красников Ю.Д. Итоги тестирования остаточных знаний студентов горных электромеханических специальностей за последние 20 лет № 7

К 75-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ "ГОРНЫЕ МАШИНЫ" ДОНЕЦКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Горбатов П.А. Особенности параллельного проектирования горных выемочных машин новых поколений как энергетических систем мехатронного класса № 10

Гуляев В.Г., Семенченко А.К. История кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета № 10

Кондрахин В.П., Косарев В.В., Стадник Н.И. Влияние неравномерности распределения нагрузки между приводами механизма перемещения на производительность очистного комбайна № 10

Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Стадник Н.И. Экспериментальные исследования режимов работы исполнительного органа проходческого комбайна № 10

ПРЕДСТАВЛЯЕМ ОРГАНИЗАЦИЮ

Инновационная деятельность ОАО "Рудоавтоматика" № 3

ТУЛЬСКОМУ ГОСУДАРСТВЕННОМУ
УНИВЕРСИТЕТУ – 80 ЛЕТ

Ковалев Р.А., Головин К.А. Горно-строительный факультет Тульского государственного университета

РАЗРУШЕНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД, УГЛЕЙ И РУД

Пушкарев А.Е., Король В.В. Исследование влияния гидравлических параметров гидромеханических резцов струговых установок на усилие резания

Семенов В.В., Шмакин И.Г., Жабин А.Б., Чеботарев П.Н. Обоснование параметров и выбор резцов исполнительного органа проходческо-очистного комбайна для добычи калийных руд "Урал-61"

Семенов В.В., Шмакин И.Г., Жабин А.Б., Чеботарев П.Н. Совершенствование метода расчета нагруженности резцов при разрушении калийных руд

Ушаков Л.С. Гидравлические схемы ударных устройств и исполнительные органы для горных, строительных и дорожных работ

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Сафронов В.П., Полежаев В.П., Сафронов В.В., Дубинин А.В. Расширение области применения добычных комплексов на базе тракторных рыхлителей

ГИДРОСТРУЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Головин К.А., Пушкарев А.Е., Белякова Е.В. Математическое моделирование процесса гидроструйной цементации пород

Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Исследование процесса формирования импульсной струи воды в гидроимпульсном инструменте

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Хазанович Г.Ш., Ляшенко Ю.М., Черных В.Г., Воронина Э.Ю., Отроков А.В. Развитие научных основ моделирования работы буровзрывных проходческих систем

АВТОМАТИЗАЦИЯ

Сысоев Н.И., Кожевников А.С. Очистной комбайн с мехатронным модулем управления режимными параметрами

В ПОМОЩЬ ИССЛЕДОВАТЕЛЮ И КОНСТРУКТОРУ

Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Патентные исследования при курсовом и дипломном проектировании

Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Статья в научное издание

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ
ОАО "УРАЛАСБЕСТ"

Голови́ева Т.П. Эксплуатация экскаваторов-драглайнов в условиях ОАО "Ураласбест"

Салахив А.Г. 125 лет со дня открытия Баженовского месторождения хризотил-асбеста

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Сесёкин А.А. Опыт эксплуатации бурового оборудования ударно-вращательного бурения на карьерах ОАО "Ураласбест"

Синицын В.А., Сесёкин А.А. Особенности ведения буровзрывных работ

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Дедюхин А.В. Модернизация тягового агрегата ПЭ-2

Симанов Е.В. Парк карьерного автотранспорта ОАО "Ураласбест"

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Контеев О.Ю. Эксплуатация мобильного оборудования ЗАО "Метсо Минералз СНГ" на ОАО "Ураласбест"

Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Особенности конструкции и принцип действия центробежных дробилок

Лагунова Ю.А., Суслина Е.С. Анализ работы системы смазки в дробильно-размольном оборудовании

Худяков А.Г., Червяков С.А. Опыт эксплуатации конусных дробилок на обогатительной фабрике ОАО "Ураласбест"

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Лагунова Ю.А., Контеев О.Ю. Диверсификационный проект "Русский магний"

Чернышов В.И. Новая продукция ОАО "Ураласбест"

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Афанасьев А.И., Потапов В.Я. Факторы, определяющие математическую модель движения куска горной массы во фрикционном сепараторе

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Куклин Н.Е., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Сотрудничество Уральского государственного горного университета и ОАО "Ураласбест" в области подготовки специалистов

ЛИЧНОСТИ

Вспоминая Л.С. Скобелева