

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

**Главный редактор**  
КАНТОВИЧ Л.И.

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

**Редакционный совет:**

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

**Редакционная коллегия:**

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

**Редакция:**

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](mailto:gma@novtex.ru)  
**http://novtex.ru/gomash**

## СОДЕРЖАНИЕ

### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

**Махно Д. Е.** Закономерности и пути снижения вероятности хрупких разрушений конструкций при эксплуатации оборудования в экстремальных условиях . . . 2

### ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

**Пастоев И. Л., Калинин М. М.** Способ получения непрерывного поступательного движения горной машины с помощью гидроцилиндров циклического действия . . . . . 6

**Пушкарев А. Е., Король В. В.** Оценка эффективности оснащения струговой установки гидромеханическими резцами . . . . . 9

**Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Иванов А. В.** Анализ использования проходческого комбайна в составе комплекса КПШ-6 в условиях шахт ОАО "Метрострой" (Санкт-Петербург) . . . . . 14

**Талеров К. П.** Особенности определения производительности очистных механизированных комплексов, оборудованных выемочными модулями для проведения ниш . . . . . 21

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

**Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.** Синтез механизма управления прижимными элементами крутонаклонного ленточно-колесного конвейера для крупнокусковых грузов . . . . . 25

**Тарасов Ю. Д., Александров В. И.** Транспортные машины непрерывного действия для транспортирования крупнокусковой горной массы . . . . . 30

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

**Страбыкин Н. Н., Горячкин В. М.** Основные направления технической политики в области развития экскаваторостроения для карьеров . . . . . 36

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

**Мазнев А. С., Баранов В. А.** Влияние способа возбуждения тяговых двигателей на характеристики боксования электровозов постоянного тока . . . . . 45

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 622.271:620.156

Д. Е. Мажно, д-р техн. наук, проф., НИ ИрГТУ, г. Иркутск

E-mail: makhno@istu.irk.ru

### **Закономерности и пути снижения вероятности хрупких разрушений конструкций при эксплуатации оборудования в экстремальных условиях**

---

*Анализируются причины хрупких разрушений металлоконструкций машин и обсуждаются направления возможного повышения надежности горного оборудования, работающего в экстремальных условиях эксплуатации.*

**Ключевые слова:** хрупкие разрушения конструкций, причины, факторы воздействия, методы повышения хладостойкости экскаваторов.

D. E. Makhno

### **Patterns and Ways to Reduce the Likelihood of Brittle Destruction of Constructions During the Process of Equipment Operation under Extreme Conditions**

---

*Analyses the causes of brittle destruction of metal machines and discuss areas of possible improve the reliability of mining equipment operating under extreme operating conditions.*

**Keywords:** gold break constitution, reason, fact influense, method raise stronq equator.

Значительная часть горно-добывающей промышленности сосредоточена в регионах холодного климата России. Это, прежде всего, связано с разработкой алмазов, нефти, газа, угля, меди, стратегического сырья и золота. Здесь работает современная мощная горная техника, при этом коэффициент использования основного оборудования находится в пределах 0,35...0,6. Так, по данным предприятий АК "Алроса", коэффициент использования горного оборудования составляет: по экскаваторам – 0,51, погрузчикам – 0,52, бульдозерам – 0,42, буровым станкам – 0,48 [1]. Одной из основных причин низкой интенсивности использования техники являются простои оборудования в ремонтах. Доля затрат на содержание в себестоимости продукции кимберлитовых карьеров АК "Алроса" составляет в среднем 30 %. Продолжительность ремонтов достигает 28,6 % от календарного фонда времени работы оборудования, в том числе неплановые простои, связанные, как правило, с хрупкими разрушениями конструкций,

находящаяся на уровне 9,2 %. В связи с этим на горных предприятиях ремонт техники является самым трудоемким вспомогательным процессом, на его долю приходится до 70 % от трудоемкости всех вспомогательных работ [2]. На железнорудных карьерах численность ремонтного персонала составляет 18 %, на угольных разрезах – 25 %. Затраты на ремонт составляют 20,4 % от суммарных затрат труда по предприятию. В системе технического обслуживания и ремонта (ТОиР) машин занято 15...50 % работающих. Причем ремонтники заняты 60...85 % времени на неплановых ремонтах и только 15...40 % – на плановом ТОиР. Как правило, все это связано с восстановлением хрупких разрушений металлоконструкций машин. В северо-восточном регионе страны затраты на ТОиР примерно в 2 раза превышают подобные затраты центральных регионов. Доля расходов на содержание горных машин в северных регионах страны составляет от 17 до 43 % [1, 2].

Основной причиной сложившегося положения является низкий уровень хладостойкости конструкций машин, зависимый от факторов воздействия внешней среды и, прежде всего, от уровня отрицательных температур. Критические отрицательные температуры в регионах холодного климата могут достигать  $-50...-60^{\circ}\text{C}$  при условно гарантированном уровне ударной вязкости основных узлов металлоконструкций применяемой техники до  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Решение указанной проблемы требует четкого анализа причин и изучения закономерностей хрупких разрушений конструкций и разработки на этой основе конкретных мероприятий, направленных на повышение надежности машин.

Хладноломкость конструкции машин – многогранный процесс, зависящий от многих факторов: качества применяемой стали; состояния окружающей среды и, прежде всего, уровня отрицательных температур; рациональной формы геометрии конструкции, исключающей резкую концентрацию напряжений; уровня динамических нагрузок; масштабного эффекта; остаточных явлений ремонтных воздействий, как правило, связанных с нарушением технологий термической обработки металла; ошибочных действий оператора и т. д. Экстремальное значение одной из этих причин в сочетании с постоянным воздействием неблагоприятных факторов внешней среды может привести к хрупкому разрушению конструкции. Только комплексный анализ этого сложного процесса позволяет прогнозировать вероятность возникновения и развития хрупкой трещины.

**Качество стали.** Повышения уровня хладостойкости конструкции можно добиться за счет применения мелкозернистых легированных сталей. Легирование уменьшает вредные влияния примесей. В качестве легирующих добавок наиболее часто используют марганец, который упрочняет феррит и уменьшает размеры зерен, повышает пределы прочности и текучести стали. Добавление никеля повышает ее вязкость. Благоприятно на уменьшение размера зерен сказывается добавление хрома и молибдена. В целом, легирующие добавки изменяют механические и физико-химические свойства стали, повышая ее прочность и твердость при сохранении высокой вязкости. К сожалению, большинство горной техники по своим техническим параметрам рассчитано для эксплуатации в условиях средних широт и практическое влияние на качество стали может быть оказано лишь при выборе метода термической обработки ремонтируемых узлов машин. Экскаваторы "северного" исполнения промышленностью практически не выпускаются.

**Условия эксплуатации техники.** Результаты наблюдения за работой парка карьерных экскаваторов в условиях Коршуновского ГОКа (Иркутская обл.) и карьеров АК "Алроса", Нерюнгинского угольного разреза показали, что в зимние месяцы года, когда средняя температура воздуха ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ , а абсолютная минимальная температура опускается до  $-62^{\circ}\text{C}$ , параметр потока отказов экскаваторов по сравнению с летними месяцами возрастает в 1,5–1,8 раза [1, 3]. Корреляционный и регрессивный анализы 17 погодно-климатических факторов свидетельствуют, что наибольшую корреляцию с показателями надежности экскаваторов имеют: продолжительность эксплуатации машин при температуре воздуха  $-20^{\circ}\text{C}$ , скорость ветра выше 2 м/с, скорость изменения температуры воздуха более  $2^{\circ}/\text{ч}$  и относительная влажность воздуха более 70 %. При этом коэффициент множественной корреляции по элементам металлоконструкций экскаваторов составил 0,78...0,96, а коэффициент эластичности действующих факторов по абсолютной величине – 1,3...9,5. Среднегодовая динамика частоты разрушения элементов металлоконструкций обнаруживает резкое ее возрастание в январе, марте и апреле. В январе наблюдаются экстремально низкие температуры воздуха, а в марте и апреле происходит резкий перепад ночных и дневных температур воздуха с градиентом их изменения до  $40^{\circ}\text{C}$  в сочетании с высокой влажностью воздуха. Выявлен и кумулятивный характер воздействия климата на надежность работы машин. В частности установлено, что пуск экскаватора в летний период времени и тренинг машин при положительных температурах воздуха способствуют повышению надежности работы экскаваторов. Выявленные закономерности позволяют прогнозировать работу оборудования в регионах холодного климата.

**Рациональная форма конструкций** основных узлов экскаваторов позволяет снизить вероятность резкой концентрации напряжений, вызывающих зарождение и развитие хрупкой трещины. Одним из способов оценки мест резкой концентрации напряжений в элементах конструкции является использование метода конечных элементов (МКЭ).

МКЭ позволяет определить все геометрические параметры исследуемого объекта на основе создания трехмерной модели конструкции в любом интервале времени с возможностью оценки работы узла в статическом и динамическом режимах нагрузки [4, 5]. В результате расчетов могут быть получены графики напряжений в любой точке конструкции. Это позволяет оценить причины и про-

гнозировать места зарождения хрупких трещин. Как правило, хрупкие трещины возникают в местах резкого изменения сечения конструкции, сварных швов, технологических отверстий.

МКЭ позволяет оценить результаты ремонтных воздействий при различных вариантах подхода к восстановлению отдельных узлов машин, рассчитать оптимальную толщину дополнительных накладок, выбрать способ их крепления при помощи сварных швов. Все это создает предпосылки для более обоснованного подхода к технологии восстановления и ремонта основных узлов металлоконструкций машин, предназначенных для работы в регионах холодного климата.

**Уровень динамических нагрузок** является одной из основных причин хрупкого разрушения конструкций [1, 3]. Нагрузки формируют напряжения в локальных объемах конструкций, экстремальные значения которых вызывают возникновение и развитие хрупких трещин. При статической нагрузке величина сопротивления деформации относительно невелика. С увеличением скорости приложения нагрузки значение инерционной составляющей резко возрастает и механические свойства материала практически не оказывают влияния на динамическое сопротивление деформации тела, естественный ход течения дислокации. Наиболее неблагоприятно увеличение скорости приложения нагрузки в условиях воздействия низких отрицательных температур. Динамические нагрузки формируются приводом экскаватора. Принимая в основу гипотезу, что основными причинами хрупких разрушений являются динамические нагрузки, опасность воздействия которых возрастает по мере снижения отрицательной температуры, можно получить требуемое ограничение режима загрузки приводов и динамических нагрузок методом сглаживания фактических значений параметра потока отказов до его средних величин, имеющих место при положительных температурах воздуха. На этой основе разработан алгоритм регулирования приводов экскаваторов по интервалам отрицательных температур, защищенный патентом [6]. Регулирование производится дифференцировано применительно к типам экскаваторов и категориям разрабатываемого грунта. Исследованиями установлено, что экскаваторы с жестким зубчато-реечным механизмом управления требуют более жесткого режима ограничения по сравнению с канатным.

Метод регулирования загрузки приводов по интервалам отрицательных температур подтвердил свою эффективность на экскаваторах ЭКГ-12,5

в условиях карьеров АК "Алроса" и ЭКГ-20 Нерюнгринского угольного разреза. Непрерывный режим работы при сглаженной нагрузке приводов при опасном уровне отрицательных температур получил развитие практически на всех горных предприятиях, работающих в регионах холодного климата.

Результаты выполненных исследований и промышленных экспериментов подтвердили эффективность мероприятий защиты экскаваторов от хрупких разрушений посредством регулирования режима загрузки приводов в зависимости от уровня опасности действующих отрицательных температур. Рекомендуемые мероприятия исключают необходимость активированных простоев экскаваторов и обеспечивают значительный экономический эффект за счет увеличения выработки и существенного сокращения трудоемкости ремонтно-восстановительных работ, что имеет существенное значение для предприятий Севера [1, 3].

**Масштабный эффект** проявляется в том, что с увеличением размеров образца возрастает вероятность появления в нем опасных зон, ослабленных дефектом кристаллической решетки, являющихся потенциальными очагами зарождения и развития хрупких трещин, снижающих уровень вязких свойств сталей реальных конструкций. Конструктивные формы и размеры отдельных узлов, особенно места резкого перехода сечения, технологические отверстия, накладные швы и другие, сказываются на характере распределения напряжений, которые в ряде случаев могут превосходить предельные и являются причиной хрупких разрушений при сравнительно низких уровнях нагрузки. Эти факторы приобретают особую значимость при увеличении технических и конструктивных параметров машин, эксплуатирующихся на горных предприятиях в последние годы.

**Остаточные явления ремонтных воздействий** могут проявляться в нарушении первоначальной структуры металла в результате нарушения технологии сварочных работ, термической обработки конструкций и т. д. Легированные стали без термической обработки отличаются меньшим уровнем хладостойкости по сравнению с обычными углеродистыми. Лучшим способом термической обработки, обеспечивающим мелкозернистую структуру стали, является улучшение — закалка с высокотемпературным отпуском. Еще лучшие результаты с точки зрения повышения хладостойкости конструкций дает процесс термического упрочнения, который наряду с обеспечением мелкозернистой структуры стали создает надежные барьеры, препят-

ствующие развитию хрупких трещин. Для литых сталей положительные результаты дает двух–трехкратная нормализация. Поверхностное упрочнение конструкции может быть обеспечено как термической обработкой, так и обработкой конструкции гладкими роликами. Сварочные работы в условиях низких температур также должны выполняться при строгом соблюдении заданных режимов и особых условий. Хладостойкие качества сварных конструкций определяются свойствами не только сталей, но и металла сварного шва, поэтому при сварке следует применять специальные электроды и соблюдать требуемые режимы.

**Ошибки в действиях оператора** могут привести к росту экстремальных нагрузок, являющихся причиной хрупких разрушений конструкций. Положительные результаты дает обучение операторов машин безопасным приемам управления техникой, обеспечивающим снижение вероятности появления динамических нагрузок и, как следствие, хрупких трещин и изломов. При экскавации пород необходимо максимально увеличить разрыв между собственной частотой колебания деталей и узлов, работающих при циклической нагрузке, и частотой внешней нагрузки, вызванной разрушением пород. Следует четко следить за состоянием подготовки забоя, избегать контакта с негабаритами. В проблеме хладостойкости конструкций нет мелочей, необходимо постоянно инструктировать и обучать операторов машин и ремонтный персонал специфике эксплуатации техники в условиях низких отрицательных температур.

## Вывод

Хладоломкость и хладостойкость конструкций – многогранные процессы, в которых разрушения могут происходить внезапно под влиянием экстремального проявления хотя бы одного из рассмотренных факторов воздействия.

## Список литературы

1. **Махно Д.Е., Шадрин А.И., Авдеев А.Н., Макаров А.П.** Хладоломкость и хладостойкость металлоконструкций горных машин в условиях Севера. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2010. 232 с.
2. **Махно Д.Е., Шадрин А.И., Новоселецкий А.П.** Эффективность использования основных фондов на горных предприятиях Севера // Известия вузов. Горный журнал. 2000. № 2. С. 104–106.
3. **Махно Д.Е., Шадрин А.И.** Надежность карьерных экскаваторов и станков шарошечного бурения в условиях Севера. М.: Недра, 1976. 167 с.
4. **Махно Д.Е., Болотнев А.Ю.** Критические значения напряжений в базовых узлах металлоконструкций карьерных экскаваторов, работающих в регионах Севера // Известия вузов. Горный журнал. 2009. № 8. С. 1–5.
5. **Авдеев А.Н., Болотнев А.Ю., Унагаев Е.И.** Распределение напряжений в базовых узлах карьерных экскаваторов и хрупкие разрушения конструкций // Вестник ИрГТУ. 2009. № 2. С. 17–19.
6. **Пат. № 2255184.** Способ управления электроприводом постоянного тока одноковшового экскаватора и устройства для его осуществления / С.С. Леоненко, А.В. Сорокин, Д.Е. Махно, А.С. Леоненко, М.В. Павлов; заявл. 13.05.2004; опубл. 27.06.2005. Бюл. № 18.



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



УДК 622.232

И. Л. Пастоев, д-р техн. наук, проф., М. М. Калинин, асп., МГГУ

E-mail: pastoev@yandex.ru, kalinkin-michail@yandex.ru

## Способ получения непрерывного поступательного движения горной машины с помощью гидроцилиндров циклического действия

*Изложен способ обеспечения непрерывного поступательного движения горной машины с помощью гидроцилиндров циклического действия. Приводятся гидравлические схемы гидропривода, дается расчет основных его параметров. Применение такого гидропривода передвигения в автоматизированных угледобывающих агрегатах обуславливает поточную добычу угля.*

**Ключевые слова:** гидропривод, непрерывное поступательное движение, гидравлическая схема, гидроцилиндры, регуляторы потока жидкости, принцип работы, основные параметры.

I. L. Pastoev, M. M. Kalinkin

## Way to Produce a Continuous Forward Movement with the Help of Hydraulic Cylinders of the Cyclical

*Presented a way to ensure the continued forward movement mining machine with the aid of hydraulic cylinders cyclical action. Hydraulic fluid power hydraulic circuits, and provides the calculation of its basic parameters. The use of such hydraulic movement in automated mining units makes threading a coal mining.*

**Keywords:** hydraulic actuator, continuous forward motion, hydraulic circuit, cylinders, regulators of the fluid flow, principle of operation, basic parameters.

Во многих горных машинах разрушение забоя (основной технологический процесс) осуществляется при подаче исполнительного органа на забой с помощью гидроцилиндров. В этом случае технологический процесс носит циклический характер [4]. При выдвиге гидроцилиндров на полный рабочий ход исполнительный орган горной машины останавливается, технологический процесс обработки забоя прерывается, а гидроцилиндры подачи возвращаются в исходное положение. На эту операцию затрачивается значительное время, что существенно снижает производительность машины. Циклическая

работа гидроцилиндров подачи обуславливает циклическую работу горной машины в целом.

Имеется возможность с помощью того же гидропривода циклического действия обеспечить непрерывную подачу горной машины на забой и реализовать непрерывный технологический процесс и поточную добычу полезного ископаемого. Особенно актуально это для угледобывающих агрегатов с исполнительным органом непрерывного действия [1]. На рис. 1 показана гидросхема такого привода.

Горная машина (ГМ) подается на забой непрерывно с постоянной скоростью  $v$  с помощью гидроцилиндров 1–3 с односторонним штоком. Чтобы обеспечить необходимое усилие подачи машины на забой, гидроцилиндры опираются на боковые поверхности забоя с помощью опорных механизмов (в агрегатах секции механизированной крепи). Для обеспечения постоянной скорости выдвиги и сокращения гидроцилиндров жидкость в них подается через регуляторы потока 4 [2]. Для уменьшения сопротивления при сливе из гидроцилиндров регуляторы потока зашунтированы обратными клапанами.

Для обеспечения непрерывного поступательного движения машины необходимо как минимум три

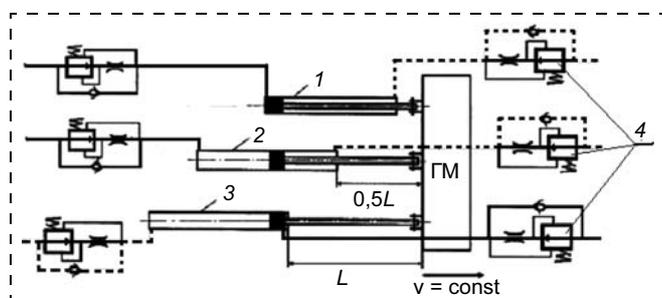


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода: 1–3 – гидроцилиндры; 4 – регуляторы потока; ГМ – горная машина

гидроцилиндра. Если их в машине большое количество, как, например, в агрегате, то они гидравлически разделяются на три группы. Каждая группа гидроцилиндров работает как один.

Принцип действия привода заключается в следующем.

В подаче машины участвуют постоянно два гидроцилиндра (две группы). Третий гидроцилиндр (группа) в это время подтягивается к движущейся машине. На схеме сплошными линиями обозначены напорные гидролинии, а пунктирными – сливные.

Непрерывное поступательное движение машины осуществляется за три цикла работы гидроцилиндров.

В 1-м цикле в исходном положении гидроцилиндры относительно машины расставлены в следующем порядке: 1-й (первая группа) полностью подтянут к машине, 2-й (вторая группа) раздвинут на половину рабочего хода  $L$  и отстоит от машины на  $0,5L$ , 3-й (третья группа) полностью раздвинут и отстоит от машины на  $L$ .

Время подтягивания 3-го гидроцилиндра должно равняться времени выдвижки 2-го гидроцилиндра на величину оставшегося хода  $0,5L$ . За это время 1-й гидроцилиндр выдвинется на половину рабочего хода. Такое положение гидроцилиндров в приводе показано на рис. 2.

После этого начинается 2-й цикл работы гидроцилиндров.

В подаче машины участвуют 1-й и 3-й цилиндры, а 2-й будет сокращаться. Он должен успеть подтянуться к машине до полной выдвижки 1-го гидроцилиндра. После этого гидроцилиндры в приводе займут положение, показанное на рис. 3.

Начинается 3-й цикл работы гидроцилиндров. В подаче машины участвуют 3-й и 2-й гидроцилиндры, а 1-й подтягивается к движущейся машине. По окончании этого цикла гидроцилиндры в приводе занимают положение, показанное на рис. 1.

Непременным условием работоспособности такого гидропривода является строгое соблюдение времени выдвижки и сокращения гидроцилиндров.

Особенностью данного привода является то, что все поршни движутся непрерывно, а цилиндры – циклично. Чтобы в конце рабочего хода не происходило силового контакта поршней с крышками цилиндров, все вспомогательные операции, связанные с реверсом цилиндров, необходимо осуществлять до исчерпания рабочего хода.

Расчетное время выдвижки и сокращения гидроцилиндров обеспечивается путем применения регуляторов потока жидкости, в которых дроссели имеют расчетную постоянную площадь проход-

ного сечения щели. Основным свойством регулятора потока жидкости является обеспечение постоянной скорости движения гидродвигателя при переменной нагрузке на нем [3]. Условное изображение регулятора потока показано на рис. 4.

Регулятор потока состоит из последовательно соединенных клапана давления и дросселя, объединенных жидкостными обратными связями. Давление на выходе из дросселя  $P_2$  переменное и формируется нагрузкой на гидроцилиндре. Клапан давления регулирует давление перед дросселем  $P_1$  по закону  $P_1 - P_2 = \text{const}$ .

Величина перепада давления в дросселе  $\Delta P = P_1 - P_2$  зависит от жесткости пружины в клапане давления. Расход жидкости в регуляторе потока определяется расходом в дросселе:

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (1)$$

где  $\mu = 0,64$  – коэффициент расхода в дросселе;  $S_{\text{др}}$  – площадь проходного сечения дросселя;  $\rho$  – плотность жидкости.

В качестве нерегулируемого дросселя применяется шайба с отверстием.

Из выражения (1) можно видеть, что величина расхода в регуляторе потока с нерегулируемым дросселем будет зависеть от площади отверстия в дроссельной шайбе  $S_{\text{др}}$  и жесткости пружины в клапане давления, которая определяет перепад давле-

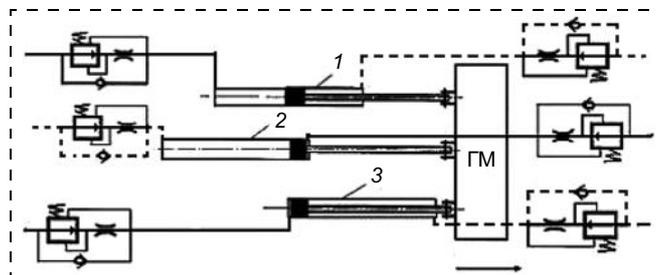


Рис. 2. Положение гидроцилиндров при завершении первого цикла

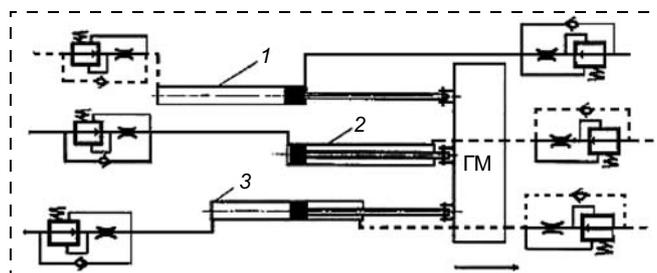


Рис. 3. Положение гидроцилиндров после второго цикла

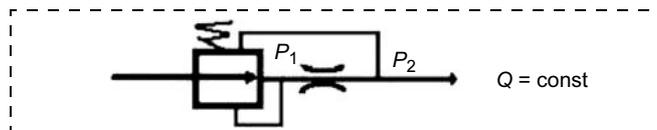


Рис. 4. Условное изображение регулятора потока

ния  $\Delta P$ . Чтобы свести к минимуму погрешность в расходах одновременно работающих регуляторов потока, необходимо при их сборке произвести селективную подборку диаметра дроссельной шайбы и жесткости пружины в клапане давления.

Конструкция регулятора потока жидкости с нерегулируемым дросселем стыкового присоединения показана на рис. 5.

В корпусе 1 размещены клапан давления 2 и дроссельная шайба 3. На клапан давления действуют силы давления  $P_1$ ,  $P_2$  и сила  $A$  пружины 4.

Под действием этих сил, вследствие изменчивости давления  $P_2$ , клапан совершает колебательные движения и изменяет проходное сечение щели  $z$ , регулируя давление  $P_1$  перед дросселем в зависимости от давления  $P_2$  после дросселя. В связи с этим поток жидкости, проходя через регулятор, имеет постоянный расход, независимо от нагрузки на гидроцилиндре.

Скорость подачи машины на забой  $v$  определяется из заданной ее производительности.

Расход жидкости в дросселе регулятора потока в системе подачи машины на забой:

$$Q_{др} = vS_{пп}, \quad (2)$$

где  $S_{пп} = \pi D^2/4$  – площадь поршня;  $D$  – диаметр поршня.

Диаметр отверстия  $d_{др}$  в дроссельной шайбе находится из выражения

$$d_{др} = \sqrt{\frac{4S_{др}}{\pi}}. \quad (3)$$

Производительность насосной станции, необходимая для подачи машины на забой, определяется по формуле

$$Q_H = 1,2\Sigma Q_{др}, \quad (4)$$

где 1,2 – коэффициент, необходимый для обеспечения одновременного начала выдвигки гидро-

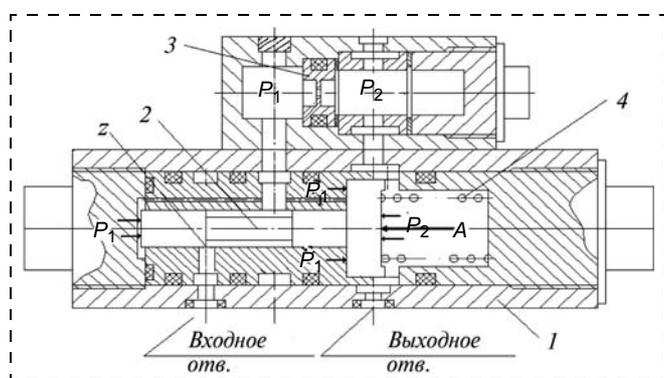


Рис. 5. Конструкция регулятора потока жидкости с нерегулируемым дросселем

цилиндров;  $\Sigma Q_{др}$  – суммарный расход жидкости в регуляторах потока, участвующих в подаче машины на забой ( $2/3$  от общего числа регуляторов в системе подачи).

Поскольку в подаче машины участвует постоянно  $2/3$  всех гидроцилиндров,  $1/3$  их (на рис. 1–3 – один цилиндр) всегда находится в состоянии подтягивания к движущейся машине. Подтягивание гидроцилиндра (группы) начинается в момент, когда одному (группе) из раздвигающихся цилиндров останется выдвинуться на половину рабочего хода ( $0,5L$ ). Вследствие этого, чтобы подтягивающийся цилиндр догнал движущуюся машину, он должен пройти путь величиной  $1,5L$ . Время, отпущенное ему на эту операцию, можно определить из выражения

$$t_{подт} = 0,5L/v. \quad (5)$$

Тогда скорость подтягивания гидроцилиндра составит

$$v_{подт} = \frac{1,5Lv}{0,5L} = 3v. \quad (6)$$

Таким образом, для обеспечения непрерывной подачи машины на забой гидроцилиндрами скорость их сокращения должна равняться трехкратной скорости выдвигки.

Расход жидкости в регуляторе в системе подтягивания, установленном на входе в штоковую полость гидроцилиндра, будет определяться

$$Q_{2др} = 3vS_{шт}, \quad (7)$$

где  $S_{шт} = \pi(D^2 - d^2)/4$  – площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндра;  $d$  – диаметр штока.

Из выражений (1) и (3) можно определить площадь проходного сечения и диаметр отверстия в дроссельной шайбе рассматриваемого регулятора потока:

$$S_{2др} = \frac{3vS_{шт}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}; \quad d_{2др} = \sqrt{\frac{4S_{2др}}{\pi}}. \quad (8)$$

Необходимая подача насосной станции для подтягивания гидроцилиндров

$$Q_{2H} = 1,2\Sigma Q_{2др}, \quad (9)$$

где  $\Sigma Q_{2др}$  – суммарный расход жидкости в  $1/3$  регуляторах, установленных в системе подтягивания.

Поскольку процессы подачи машины на забой и подтягивания гидроцилиндров происходят одновременно, необходимая общая подача насосных станций составит

$$Q_H = 1,2(\Sigma Q_{др} + \Sigma Q_{2др}). \quad (10)$$

## Вывод

С помощью регуляторов потока жидкости можно обеспечить непрерывную бесциклическую подачу горной машины на забой и реализовать в автоматизированном фронтальном агрегате поточную добычу угля.

## Список литературы

1. Пастоев И.Л., Кантович Л.И. О перспективе агрегатной выемки угля // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 5. С. 5–7.

2. Гудилин Н.С., Кривенко Е.М., Маховиков Б.С., Пастоев И.Л. Гидравлика и гидропривод. 4-е изд. М.: МГГУ, 2007.

3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982.

4. Пастоев И.Л., Цыцора В.Я., Генш Э.М. О циклической работе системы передвижения фронтального агрегата // Расчет механизированных крепей на прочность. Тула: ТПИ, 1974.

УДК 622.23.054.2:622.271.64

А. Е. Пушкарев, д-р техн. наук, проф., В. В. Король, асс., ТулГУ, г. Тула

E-mail: pushkarev-agn@mail.ru

## Оценка эффективности оснащения струговой установки гидромеханическими резцами

*Проведен анализ серии экспериментов. Разработана расчетная методика определения усилия резания на гидромеханическом режущем инструменте и производительности машины при разрушении угля и горных пород.*

**Ключевые слова:** струг, гидромеханическое разрушение угля и пород, гидравлические параметры.

A. E. Pushkarev, V. V. Korol

## The Efficiency of Hydromechanical Cutters Plough

*The series of experiments have analyzed. Calculation method dependence of cutting force on the hydromechanical tool and capacity of plough for the destruction of coal and rocks was deduced.*

**Keywords:** plough, hydromechanical destruction of coal and rocks, hydraulic parameters.

В целях оценки эффективности оснащения серийной струговой установки гидромеханическим инструментом были проведены экспериментальные исследования по установлению влияния гидравлических параметров на усилие резания при разрушении массива гидромеханическими резцами. Эксперименты проводили на доломите и углещементных блоках с пределом прочности на сжатие  $\sigma_{сж} = 35,7; 31,2; 27,7; 25,6$  и  $22,8$  МПа [1].

Выбор доломита и угля в качестве объекта разрушения обусловлен тем, что эти породы являются характерными представителями угольного массива и твердых включений на угольных шахтах.

В опытах использовались резцы диаметром выходного отверстия насадки струеформирующего устройства (диаметр насадки)  $d_0 = 0,4; 0,6$  и  $0,8$  мм, диаметр канала резца  $d_k = 0,8$  мм, при толщине стружки  $h$  от 10 до 80 мм, шаге резания  $t = 10, 50$  и

75 мм и скорости резания  $v_p = 2$  м/с. Давление воды изменяли от 30 до 70 МПа.

Для обобщения экспериментальных данных был принят за основу экспериментально-статистический метод, который предусматривал графоаналитический анализ опытных данных с применением методов теории вероятности и математической статистики. При исследовании процесса эксперименты планировались таким образом, чтобы можно было последовательно получить качественную и количественную оценку различных влияющих параметров (факторов) и условий. Наибольший практический интерес представляет получение обобщенных зависимостей, позволяющих с известной степенью точности рассчитывать усилие резания на гидромеханическом режущем инструменте при различных условиях.

Известно, что усилие резания  $P_Z$  зависит от целого ряда факторов [1], основными из которых

являются: предел прочности на сжатие  $\sigma_{сж}$ , глубина резания (толщина стружки)  $h$ , шаг  $t$ , давление воды  $P_0$ , диаметр канала резца  $d_k$ , диаметр насадки  $d_0$ .

Кроме того, на усилие резания  $P_Z$  также оказывает влияние скорость резания  $v_p$ .

Таким образом, изменение  $P_Z$  определяется действием совокупности указанных факторов, а зависимость  $P_Z = f(\sigma_{сж}, h, t, P_0, d_0, d_k, v_p)$  может быть представлена уравнением вида

$$P_Z = A \sigma_{сж}^{B_1} h^{B_2} t^{B_3} P_0^{B_4} d_0^{B_5} d_k^{B_6} v_p^{B_7}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{сж}$  – предел прочности на сжатие, МПа;  $h$  – толщина стружки, мм;  $t$  – шаг, мм;  $P_0$  – давление воды, МПа;  $d_k$  – диаметр канала резца, мм;  $d_0$  – диаметр насадки, мм;  $v_p$  – скорость резания, м/с. Коэффициенты  $A, B_1, \dots, B_7$ , зависящие от  $\sigma_{сж}, h, t, P_0, d_0, d_k, v_p$ , определялись методом наименьших квадратов [2–4].

Ниже указаны диапазоны изменения основных факторов процесса резания угля при проектировании струговых установок нового технического уровня.

Предел прочности на сжатие $\sigma_{сж}$ , МПа	22,8...35,8
Толщина стружки $h$ , мм	10...80
Шаг резания $t$ , мм	10...80
Давление воды $P_0$ , МПа	30...70
Диаметр насадки $d_0$ , мм	0,4...0,8

В процессе экспериментальных исследований не менялись факторы  $d_k$  и  $v_p$ . С учетом их постоянства выражение (1) будет иметь следующий вид:

$$P_Z = A \sigma_{сж}^{B_1} h^{B_2} t^{B_3} P_0^{B_4} d_0^{B_5}. \quad (2)$$

Обработка массива экспериментальных данных методом множественной регрессии позволила получить расчетную формулу для определения усилия резания, действующего на гидромеханический резец от его гидравлических параметров, прочностных характеристик массива, шага и глубины резания, которая применима для определения силовых показателей процесса резания угля при проектировании струговых установок нового технического уровня:

$$P_Z = 0,3 \frac{\sigma_{сж}^{2,34} h^{0,87} t^{0,16}}{d_0^{0,39} P_0^{0,52}}. \quad (3)$$

Индекс корреляции для данного выражения составил  $R = 0,98$ , критерий Фишера  $F = 483,5$ . Коэффициент вариации опытных данных относительно расчетных составил  $K_{вар} = 15,7\%$ , что указывает на удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных и позволяет рекомендовать полученную формулу для расчета нагруженности гидромеханических резцов струговой установки.

Для автоматизации выбора основных параметров резцовой группы, расчета средних значений сил на резцах и определения средних усилий на гидромеханической резцовой головке исполнительного органа струговых установок разработана программа на объектно-ориентированном языке C++ 4.0 в оболочке Microsoft Visual Studio 2010 для платформы Microsoft.NET Framework.

### Алгоритм программы "Расчет гидромеханического струга"

1. Формируется информационный блок исходных данных для выбора основных параметров резцовой группы, расчета средних значений сил на резцах и определения средних усилий на гидромеханической резцовой головке исполнительного органа струга по РТМ 12.14.001–77 и РТМ 12.47.003–74, включающий параметры, представленные в таблице.

Щелчком курсора на значке файла "Program.exe" вызываются формы программного модуля, показанные на рис. 1.

Блок исходных данных  
по РТМ 12.14.001–77 и РТМ 12.47.003–74

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Диапазон мощности разрабатываемых пластов	$H_{max}, H_{min}$	М
Сопrotивляемость пласта резанию	$\bar{A}_p$	Н/см
Плотность угля	$\gamma$	т/м <sup>3</sup>
Коэффициент разрыхления угля	$k$	—
Хрупко-пластические свойства угольного пласта	<i>Вязкие, хрупкие, весьма хрупкие</i>	—
Режим работы системы "струг—конвейер"	$r_i$ , где $i$ — индекс, соответствующий режиму по РТМ 12.47.003–74	—
Скорость струга	$v_c$	м/с
Скорость конвейера	$v_k$	м/с
Угол резания	$\sigma_0$	°
Ширина режущей части резца	$b_p$	см
Схема расстановки резцов	<i>Линейная, ступенчатая</i>	
Угол установки верхнего и нижнего резцов к направлению подачи струга	$\beta_v, \beta_n$	°
Высота погрузки угля на конвейер	$H_n$	см
Допустимый грузопоток на конвейере	$F_d$	м <sup>2</sup>
Превышение верхнего резца над корпусом резцовой головки струга	$\Delta_{рв}$	см
Давление воды	$P_0$	МПа
Диаметр выходного отверстия насадки струеформирующего устройства (диаметр насадки)	$d_0$	мм

Затем присвоенные значения параметров из таблицы вводятся в соответствующие ячейки окна "Расчет гидромеханического струга". Используя эти значения, программа проводит расчет в приведенной ниже последовательности.

## 2. Блок расчета по разработанной методике

В соответствии с выбранным режимом работы системы "струг—конвейер" определяется допустимая толщина стружки по формулам, м:

– режим работы  $P_1$ , характеризуемый постоянными скоростями струга и конвейера, толщиной среза, челноковой схемой разрушения и погрузки угля:

$$h_{\max} = \frac{F_d}{H_{\max} k} \left( \frac{v_k}{v_c} - 1 \right); \quad (4)$$

– режим работы  $P_3$ , характеризуемый постоянными скоростями, регулируемой толщиной среза и челноковой схемой разрушения и погрузки угля, определяется по формуле (4);

– режим работы  $P_{10}$ , характеризуемый постоянными скоростями струга и конвейера, переменной толщиной среза и челноковой схемой разрушения и погрузки угля:

$$h_{\max} = \frac{F_d}{H_{\max} k} \frac{C^2 - 1}{C[2\lambda(C - 1) + C + 1]}, \quad (5)$$

где  $\lambda = (v_k - v_c)/(v_c + v_k)$ ,  $C = v_c/v_k$ ;

– режим работы  $P_{11}$ , характеризуемый постоянными скоростями струга и конвейера, переменной толщиной среза, челноковой схемой разрушения и погрузки угля, двумя паузами струга для получения грузопотока на конвейере, состоящего попеременно из одного встречного или попутного слоя:

$$h_{\max} = \frac{F_d}{H_{\max} k} \left( 1 - \frac{v_k}{v_c} \right). \quad (6)$$

### Выбор основных параметров режущей группы исполнительного органа

Минимальная высота струга  $H_{c,\min}$ , см:

$$H_{c,\min} = H_{\Pi} + 4,8H_{\min}h_{\max} + \Delta_{рв}, \quad (7)$$

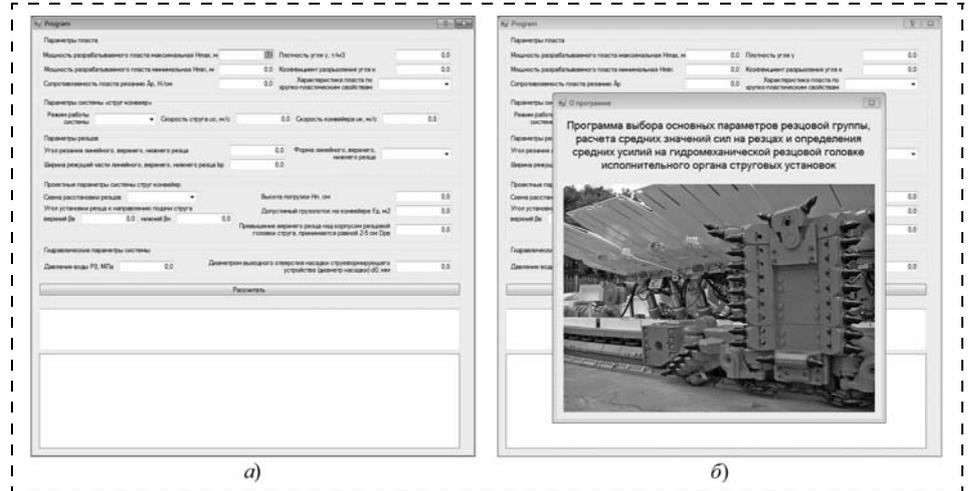


Рис. 1. Формы программного модуля Program.exe:

а – общий вид информационного блока исходных данных; б – информация о программе

где  $h_{\max}$  принимается в соответствии с выбранным режимом работы системы "струг—конвейер" по формулам (4)–(6), мм.

Максимальная высота струга  $H_{c,\max}$ , см:

$$H_{c,\max} = (70...80)H_{\max}. \quad (8)$$

Рациональный расчетный шаг расстановки линейных резцов, см:

$$t_{\text{ш}i} = \left[ \frac{7,5h_i}{h_i + 0,65} \right] + 0,3h_i + (b_p - 2) k_{\text{ш}}, \quad (9)$$

где  $k_{\text{ш}}$  – коэффициент, учитывающий хрупкопластические свойства угля по РТМ 12.14.001–77 [5];  $h_i$  – толщина стружки, см.

Средний расчетный рациональный шаг расстановки линейных резцов, см:

$$t_{\text{сш}} = \frac{\sum_{i=1}^m t_{\text{ш}i}}{m}, \quad (10)$$

где  $m$  – количество слагаемых суммы.

Количество линий резания для минимальной (максимальной высоты струга), шт.:

$$n_{\min(\max)} = \frac{H_{c,\min(\max)}}{t_{\text{сш}}} + 1. \quad (11)$$

Уточненный шаг  $t_{\text{шу},i}$  принимается по группам резцов, см:

– линейные  $t_{\text{шу},i} = t_{\text{шу},л}$ , где

$$t_{\text{шу},л} = \frac{H_{c,\min}}{n_{\min} - 1}; \quad (12)$$

– верхние  $t_{\text{шу},i} = t_{\text{шу},в} = 5$ ;

– нижние  $t_{\text{шу},i} = t_{\text{шу},н} = t_{\text{шу},л} - 1$ .

Ширина среза  $t_{ср.i}$  в установленном режиме, см:

– для верхнего  $t_{ср.i} = t_{ср.в}$ , где

$$t_{ср.в} = t_{шу.в}/2 + b_p/2; \quad (13)$$

– для нижнего  $t_{ср.i} = t_{ср.н}$ , где

$$t_{ср.н} = t_{шу.н}/2 + b_p/2; \quad (14)$$

– для линейных резцов  $t_{ср.i} = t_{ср.л}$  определяется как полусумма расстояний до осей соседних резцов.

Расчетная ширина среза  $t_{р.i}$  определяется, см:

– для верхнего резца  $t_{р.i} = t_{р.в} = t_{ср.в}$ ;

– для нижнего резца  $t_{р.i} = t_{р.н} = t_{ср.н}$ ;

– для линейных резцов в принятой группе  $t_{р.i} = t_{р.л}$ , где

$$t_{р.л} = \frac{\sum_{i=1}^m t_{ср.i}}{m}, \quad (15)$$

где  $m = n_{\min} - 2$ .

Предел прочности на сжатие, МПа:

$$\sigma_{сж} = 0,6\bar{A}_p + 50. \quad (16)$$

Допустимая толщина стружки  $h_{доп.ГМ}$  для гидромеханических резцов определяется из выражения, мм:

$$\left(\frac{h}{t}\right)_p = 75,23 \frac{\sigma_{сж}^{0,15}}{t_{р.i}^{1,01} d_0^{0,14} P_0^{0,16}}. \quad (17)$$

#### Методика расчета средних значений сил на резцах струга

Средняя сила резания на остром резце механического стругового исполнительного органа, Н:

$$Z_0 = 1,1\bar{A}_p \frac{0,35b_p + 0,3}{(b_p + h_i \operatorname{tg}\psi)k_\psi} h_i t_{р.i} k_{з.i} k_\phi k_{сх} k_{от} \frac{1}{\cos\beta_i}, \quad (18)$$

где  $k_\psi$  – коэффициент, учитывающий хрупкопластические свойства угля;  $k_{з.i}$  – коэффициент обнажения забоя;  $k_\phi$  – коэффициент, учитывающий влияние формы передней грани на удельную энергию резания;  $k_{сх}$  – коэффициент схемы резания;  $k_{от}$  – коэффициент отжима;  $\operatorname{tg}\psi$  – тангенс угла бокового развала, определяемый выражением:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{(0,45h_i + 2,3)}{h_i}. \quad (19)$$

Коэффициенты  $k_\psi$ ,  $k_{з.i}$ ,  $k_\phi$ ,  $k_{сх}$  и  $k_{от}$  определяются в соответствии с РТМ 12.14.001–77 [5].

Толщина стружки при равных силах резания на механическом и гидромеханическом резцах, мм:

$$h^* = \left( \frac{Z_0 d_0^{0,39} P_0^{0,52}}{0,3\sigma_{сж}^{2,34} t_{р.i}^{0,16}} \right)^{1,15}. \quad (20)$$

Расчетные величины толщин стружки для механического  $h^*$  и гидромеханического  $h_{доп.ГМ}$  исполнительных органов сравниваются:

– при  $h_{доп.ГМ} \geq h^*$  для дальнейших расчетов принимается толщина стружки  $h_{\max} = h^*$ ;

– при  $h_{доп.ГМ} < h^*$  для дальнейших расчетов принимается толщина стружки  $h_{\max} = h_{доп.ГМ}$ .

Силы резания гидромеханическими резцами, Н:

$$Z_i^* = 0,3\sigma_{сж}^{2,34} \frac{h_i^{0,87} t_{р.i}^{0,16}}{d_0^{0,39} P_0^{0,52}}. \quad (21)$$

Средняя отжимающая сила на резце, Н:

$$Y_i = Z_i^* k_\Pi, \quad (22)$$

где  $k_\Pi$  – коэффициент, характеризующий отношение отжимающей силы к силе резания на остром резце в соответствии с РТМ 12.14.001–77 [5].

#### Определение средних усилий на гидромеханической резцовой головке струговых исполнительных органов

Величины равнодействующих средних сил по осям координат, Н:

– для сил резания

$$P_{Z.\min i} = 0,95(n_{\min} - 2)Z_{л.i}^* + Z_{в.i}^* + Z_{н.i}^*;$$

$$P_{Z.\max i} = 0,95(n_{\max} - 2)Z_{л.i}^* + Z_{в.i}^* + Z_{н.i}^*, \quad (23)$$

где  $Z_{л.i}^*$  – сила резания на линейном гидромеханическом резце, Н;  $Z_{в.i}^*$  – сила резания на верхнем гидромеханическом резце, Н;  $Z_{н.i}^*$  – сила резания на нижнем гидромеханическом резце, Н;

– для отжимающих сил

$$P_{Y.\min i} = 0,95(n_{\min} - 2)Y_{л.i}^* + Y_{в.i}^* + Y_{н.i}^*;$$

$$P_{Y.\max i} = 0,95(n_{\max} - 2)Y_{л.i}^* + Y_{в.i}^* + Y_{н.i}^*, \quad (24)$$

где  $Y_{л.i}^*$  – отжимающая сила на линейном гидромеханическом резце, Н;  $Y_{в.i}^*$  – отжимающая сила на верхнем гидромеханическом резце, Н;  $Y_{н.i}^*$  – отжимающая сила на нижнем гидромеханическом резце, Н.

В соответствии с режимом работы системы "струг–конвейер" определяется производительность по формуле, т/мин:

– режим P<sub>1</sub>:

$$Q_y = 60F\gamma \left( \frac{v_k}{v_c} - 1 \right), \quad (25)$$

где  $F$  – грузопоток на конвейере, определяемый по формуле, м<sup>2</sup>:

$$F = nf_{\Pi} + mf_B, \quad (26)$$

где  $f_{\Pi}$  и  $f_B$  – грузопотоки при попутном и встречном движении конвейера соответственно, м<sup>2</sup>,

$$f_{\Pi} = H_{\max} h_{\max} k \frac{v_c}{|v_c - v_k|}; \quad (27)$$

$$f_B = H_{\max} h_{\max} k \frac{v_c}{v_c + v_k}; \quad (28)$$

– режим P<sub>3</sub>:

$$Q_y = 30H\gamma(h_B + h_{\Pi})v_c, \quad (29)$$

где  $h_{\Pi}$  – толщина стружки при попутном движении конвейера, м,

$$h_{\Pi} = \frac{F}{Hk} \left( \frac{v_k}{v_c} - 1 \right), \quad (30)$$

$h_B$  – толщина стружки при встречном движении конвейера, м,

$$h_B = \frac{F}{Hk} \left( \frac{v_k}{v_c} + 1 \right); \quad (31)$$

– режим P<sub>10</sub>:

$$Q_y = 30F\gamma \frac{(h_B + h_{\Pi})(v_c^2 - v_k^2)}{k [2h_B(v_c - v_k) + h_{\Pi}(v_c + v_k)]}; \quad (32)$$

– режим P<sub>11</sub>:

$$Q_y = 60F\gamma v_k. \quad (33)$$

Предел прочности на сжатие при равных силах резания на механическом и гидромеханическом резаках, МПа

$$\sigma_{сж}^* = \left( \frac{Z_0 d_0^{0,39} P_0^{0,52}}{0,3 h_{\max} t_{p,л}^{0,16}} \right)^{1,15}, \quad (34)$$

где  $h_{\max}$  принимается в соответствии с выбранным режимом работы системы "струг–конвейер" по формулам (4)–(6), мм.

### 3. Блок результатов

После присвоения значений параметрам исходных в соответствующих ячейках окна "Расчет гидромеханического струга" нажимают "Рассчитать".

В окне результатов отражаются характеристика выбранного режима работы системы "струг–конвейер", интервал изменения стружки, установившаяся производительность струга, а также расчетная величина толщины стружки и временное сопротивление одноосному сжатию при равных силах резания на механическом и гидромеханическом резаках. Кроме того, в этом окне отражены изменения равнодействующих сил резания и отжима при изменении толщины стружки для минимальной и максимальной высоты струга. Так, на рис. 2 представлено окно результатов расчета струга С700, оснащенного гидромеханическими резаками, выполненными по схеме "струга через резец" для условий Донецкого угольного бассейна: мощность пласта до 1,35 м; плотность угля 1,65 т/м<sup>3</sup>; сопротивляемость пласта резанию 3000 Н/см.

В результате анализа выполненного расчета видно, что в связи с тем, что на гидромеханическом резаке нагрузка ниже, чем на механическом, появляется возможность использовать серийный струг, оснащенный гидромеханическими резаками, для выемки более твердых углей или углей с породными включениями и пропластками. Так, из примера, представленного на рис. 2, видно, что область применения струга С700 может быть расширена до 28,7 МПа, тогда как паспортная область приме-

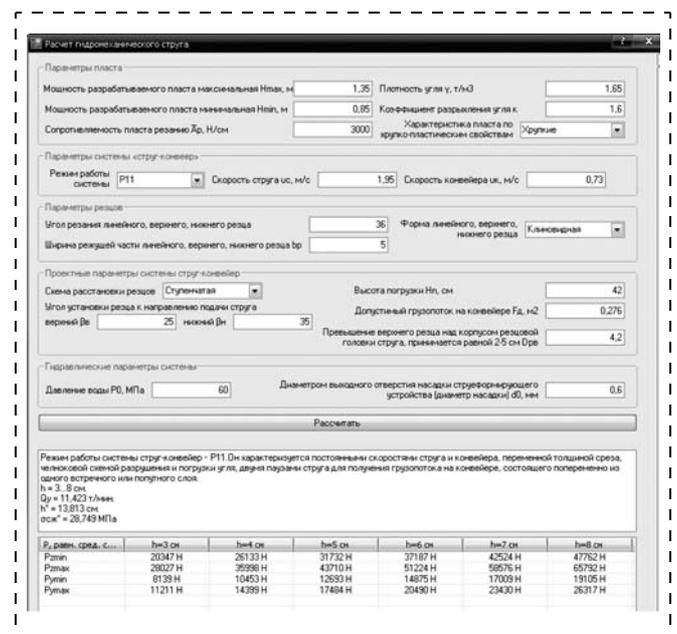


Рис. 2. Результаты работы программы

нения этого струга ограничивается сопротивляемостью пласта резанию 3000 Н/см, что соответствует пределу прочности на сжатие 23 МПа. Важно отметить, что для струга, оснащенного гидромеханическими резцами, при переходе на более крепкие углы равнодействующие сил резания не превысят допустимых усилий на серийном струге с механическими резцами.

#### Список литературы

1. Пушкарев А.Е., Король В.В. Исследование влияния гидравлических параметров гидромеханических

резцов струговых установок на усилие резания // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 4. С. 10–13.

2. Венецкий И.Г., Кильдишев Г.С. Теория вероятности и математической статистики. М.: Статистика, 1975. 264 с.

3. Маркович Э.С. Курс высшей математики с элементами теории вероятности и математической статистики. М.: Высш. шк., 1972. 285 с.

4. Математическая статистика / В.А. Иванова, В.Н. Калинина, Л.А. Нешумова и др. М.: Высш. шк., 1981. 371 с.

5. РТМ 12.14.001–77. Машины очистные. Струговые установки. Расчет сил на резах струга. Методика. М.: Минуглепром СССР, 1977. 49 с.

УДК 622.233

Д. А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, проф., С. А. Лавренко, асп., СПГГУ,

А. В. Иванов, ген. директор, ЗАО "Метрокон", г. Санкт-Петербург

E-mail: Yungmeister@yandex.ru

## Анализ использования проходческого комбайна в составе комплекса КПШ-6 в условиях шахт ОАО "Метрострой" (Санкт-Петербург)

*Рассмотрена конструкция проходческого комплекса для шахт ОАО "Метрострой" (Санкт-Петербург). Приведена компоновочная схема и изложен принцип работы комплекса. Выполнен расчет параметров исполнительного органа и производительности комплекса для заданных условий.*

**Ключевые слова:** забой, фреза, крепь, производительность, резец.

D. A. Yungmeister, S. A. Lavrenko, A. V. Ivanov

## Analysis of Tunnellers the Complex КПШ-6 in Mine of OJS "Metrostroy" (Saint-Petersburg)

*The design of the tunnel complex to the mines of "Metrostroy" (Saint-Petersburg). Shows the layout scheme and sets out the principle of the complex. The calculation of the parameters and performance of the executive body of the complex for the given conditions.*

**Keywords:** slaughtering, milling, lining, productivity, tool.

В настоящее время при строительстве тоннелей метрополитена часто приходится прибегать к ручному труду проходчиков, обрабатывать забой при помощи отбойных молотков (способ сплошного забоя). Основные недостатки такого способа – необходимость крепления забоя раздвижными трубами и досками, нахождение в зоне повышенной опасности, что ведет к росту производственного травматизма и профессиональных заболеваний, низкая производительность.

Для устранения ручного труда необходимы средства механизации разработки забоя. "Управление механизации" и "Метрокон" разработали проходческий комплекс с шандорной крепью КПШ-6, который позволяет проходить выработки диаметром 6 м и монтировать кольца обделки тоннеля. Данный комплекс включает в себя следующие машины и агрегаты (рис. 1): отбойно-погрузочную машину 1 на основе комбайна 4ПУ (см. далее рис. 3), крепь с опорой 2 для закрепления кровли и лба забоя выдвигными шандорами, технологическую тележ-



Время выполнения операций определяется следующими параметрами: диаметр сооружаемого тоннеля — 6 м, максимальный вес тубинга обделки — 770 кг, количество тубингов на 1 кольцо обделки — 9 шт., объем породы на 1 пог. м тоннеля —  $28,3 \text{ м}^3$ , объем породы с учетом коэффициента разрыхления —  $28,3 \cdot 1,6 = 45,3 \text{ м}^3$ , объем вагонетки —  $1,4 \text{ м}^3$  (для погрузки  $45,3 \text{ м}^3$  породы необходимо 32 вагонетки или 4 состава по 8 вагонеток).

### Отбойно-погрузочная машина

Отбойно-погрузочная машина (рис. 3) предназначена для механизированной проходки тоннелей диаметром 6 м в протерозойских глинах и может применяться в составе комплекса с шандорной крепью КПШ-6 или как самостоятельная единица на разработке и отгрузке породы в тоннеле.

Машина отбойно-погрузочная выполнена на базе комбайна 4ПУ, у которого стрела с резцовой головкой заменена на шарнирно-складывающуюся стрелу с фрезой для разработки породы и смен-

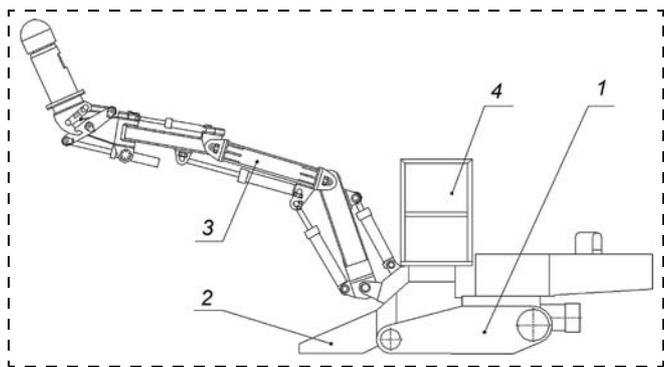


Рис. 3. Отбойно-погрузочная машина:  
1 — шасси на гусеницах комбайна 4ПУ; 2 — породопогрузочный орган со скребковым транспортером комбайна 4ПУ; 3 — стрела с рабочим органом; 4 — кабина

ный ковш для подгребания породы на скребковый транспортер.

В исходном положении перед разработкой породы кровля и лоб забоя закреплены. Крепь со лба забоя убирается по размеру ниши будущей разработки, в эту зону подается стрела с фрезой, производится разработка ниши на величину заходки, стрела отводится, кровля и лоб ниши закрепляются, убирается крепь с соседнего участка, далее разрабатывается зона рядом с пройденной нишей на величину заходки, стрела отводится, ниша закрепляется.

Аналогично разрабатывается вся верхняя часть забоя с последующим закреплением кровли и лба, затем разрабатывается порода на оставшуюся высоту забоя. Разработанная порода попадает вниз на породопогрузочное устройство комбайна 4ПУ с нагребными лапами и транспортируется скребковым транспортером в вагонетку или в другой приемник. Оставшаяся внизу забоя порода подчищается и подается ковшом стрелы на погрузочное устройство комбайна. Выработанное пространство закрепляется обделкой, цикл повторяется.

### Технология разработки забоя

Разработку лба забоя необходимо вести с учетом ППР, разработанного строящей организацией.

Лоб забоя разрабатывается в четыре этапа (рис. 4).

1. Перед началом работы складывают лепестки шандор 3–6 для обработки сектора I. Фрезу внедряют в левой части сектора с последующим движением ее вверх и вправо, по дуге. Глубина внедрения фрезы должна быть 400...600 мм.

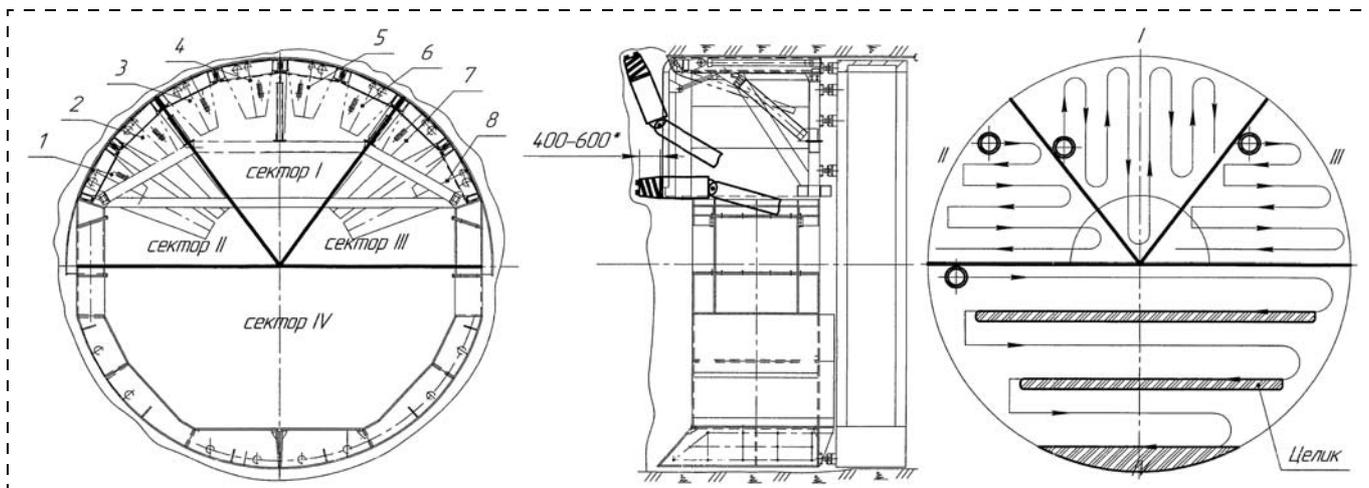


Рис. 4. Схема разработки забоя тоннеля диаметром 6 м

2. После обработки сектора I шандоры 4 и 5 выдвигаются вперед и закрывают забой своими лепестками. Для обработки сектора II складывают лепестки шандор 1–3. Фрезу внедряют в верхней части сектора. Направление подачи фрезы по забойю слева направо и вниз. После завершения обработки сектора II шандоры 1–3 выдвигаются и перекрывают забой своими лепестками.

3. Обработка сектора III аналогична обработке сектора II. Первые три сектора обрабатываются до горизонтальной плоскости по центральной оси оболочки крепи КПШ–6.

4. Сектор IV обрабатывается по всей поверхности. Фрезу внедряют в крайней левой части сектора и режут штрабу (выемку в породе) с последующим расширением ее на величину, равную длине зуба, при движении справа налево. Затем опускают фрезу на величину, равную диаметру фрезы 400 + 80 мм, и выбирают новую штрабу. Сектор IV необходимо разработать последовательно за 2–3 приема с учетом отгрузки отбитой породы.

При таком способе обработки на забое образуются небольшие целики, которые легко удаляются при последующей обработке.

Отгрузка породы производится с помощью стола с нагребающими лапами и скребкового конвейера отбойно-погрузочной машины.

### Расчет производительности

Расчет производительности выполняется по методике, приведенной в книге Н.А. Малевича [1].

Теоретическая производительность выемочного комплекса является максимальной. Она определяется в единицу времени непрерывной работы комплекса с рабочими параметрами, максимальными для данных условий эксплуатации:

$$Q_{\text{теор}} = v_{\text{п}} S, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (1)$$

где  $v_{\text{п}} = 3,6$  м/мин – скорость подачи фрезы;  $S$  – площадь разрушаемого исполнительным органом сечения, перпендикулярного к направлению подачи:

$$S = S_{\text{к}} = D_{\text{к}} l_{\text{к}}, \quad (2)$$

где  $D_{\text{к}}$  – диаметр коронки,  $D_{\text{к}} = 0,4$  м;  $l_{\text{к}}$  – длина коронки,  $l_{\text{к}} = 0,4$  м, т. е.

$$Q_{\text{теор}} = 3,6 \cdot 0,16 = 0,576 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Техническая производительность определяется количеством отбитой горной породы, добытого в единицу времени, с учетом затрат на выполнение

вспомогательных операций, присущих комплексу, а также затрат времени на ликвидацию отказов:

$$Q_{\text{тех}} = 60 k_{\text{тех}} Q_{\text{теор}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3)$$

где  $k_{\text{тех}}$  – коэффициент технически возможной непрерывной работы комбайна:

$$k_{\text{тех}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{г}}} + \frac{T_{\text{п.к}}}{T_{\text{р}}}}, \quad (4)$$

где  $k_{\text{г}}$  – коэффициент готовности комбайна, учитывающий относительное время простоев по устранению неисправностей,  $k_{\text{г}} = 0,88$ ;  $T_{\text{п.к}}$  – время простоев за цикл, зависящих от конструкции комбайна,  $T_{\text{п.к}} = 8,4$  мин;  $T_{\text{р}}$  – время обработки забоя за цикл:

$$T_{\text{р}} = \frac{L S_{\text{в}}}{Q_{\text{теор}}}, \text{ мин}, \quad (5)$$

где  $L$  – длина проходки за цикл, равная заглублению коронки в забой,  $L = 0,4$  м;  $S_{\text{в}}$  – площадь сечения выработки,  $S_{\text{в}} = 28,26 \text{ м}^2$ .

Используя формулы (3)–(5), найдем техническую производительность:

$$T_{\text{р}} = \frac{0,4 \cdot 28,26}{0,576} = 19,6 \text{ мин};$$

$$k_{\text{тех}} = \frac{1}{\frac{1}{0,88} + \frac{8,4}{19,6}} = 0,64;$$

$$Q_{\text{тех}} = 60 \cdot 0,64 \cdot 0,576 = 22,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Эксплуатационная производительность комплекса определяется с учетом всех видов простоев, имеющих место при работе, поэтому она характеризуется, в конечном счете, фактическое количество горной породы, вынимаемое в единицу времени комплексом при достаточно длительной работе:

$$Q_{\text{э}} = 60 k_{\text{э}} Q_{\text{теор}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (6)$$

где  $k_{\text{э}}$  – коэффициент непрерывной работы, учитывающий все виды простоев при работе комбайна:

$$k_{\text{э}} = \frac{A}{\frac{1}{k_{\text{г}}} + \frac{T_{\text{п.к}} + T_{\text{п.о}}}{T_{\text{р}}}}, \quad (7)$$

где  $A = 0,8$  – коэффициент, учитывающий регламентированные перерывы в работе;  $T_{\text{п.о}}$  – время простоев по организационно-техническим причинам на передвижку крепи, обмен вагонеток, монтаж колец обделки,  $T_{\text{п.о}} = 60$  мин, т. е.

$$k_э = \frac{0,8}{\frac{1}{0,88} + \frac{8,4 + 60}{19,6}} = 0,17;$$

$$Q_э = 60 \cdot 0,17 \cdot 0,576 = 5,9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сменную производительность рассчитаем по формуле:

$$Q_{\text{см}} = (T_{\text{см}} - T_{\text{п.з}})Q_э, \text{ м}^3/\text{см}, \quad (8)$$

где  $T_{\text{см}}$  – время смены,  $T_{\text{см}} = 7$  ч;  $T_{\text{п.з}}$  – регламентированное время подготовительно-заключительных операций, обычно  $T_{\text{п.з}} = 0,5$  ч.

$$Q_{\text{см}} = (7 - 0,5) \cdot 5,9 = 38,35 \text{ м}^3/\text{см}.$$

### Расчет силовых показателей разрушения горной породы

Для определения рациональных параметров работы исполнительного органа необходимо проверить соотношения основных характеристик резания с установленной мощностью фрезы. Проведем расчет силы резания и подачи фрезы и потребную мощность на исполнительном органе по ОСТ [2].

Усилия резания и подачи на одном остром режце определяются по формулам:

$$Z_{x0} = \bar{A}_p h \frac{0,35b_p + 0,3}{b_p + E\sqrt{h}} t K_{\text{от}} K_{\text{об}} K_{\text{ф}}, \text{ Н}; \quad (9)$$

$$Z_{y0} \approx \frac{Z_{x0}}{2}, \text{ Н}, \quad (10)$$

где  $\bar{A}_p$  – сопротивляемость породы резанию, кН/м;  $h$  – толщина стружки, см;  $B_p$  – расчетная ширина режущей части резца, мм;  $E$  – хрупкость породы, принимаем  $E = 2$ ;  $t$  – шаг резания, см;  $K_{\text{от}}$  – коэффициент отжима,  $K_{\text{от}} = 1$ ;  $K_{\text{об}}$  – коэффициент обнажения забоя,  $K_{\text{об}} = 1$ ;  $K_{\text{ф}}$  – коэффициент формы резца,  $K_{\text{ф}} = 0,85$ .

Толщина стружки:

$$h = \frac{200 D_k v_{\text{п}}}{v_p m_i}, \text{ см}, \quad (11)$$

где  $D_k$  – диаметр коронки,  $D_k = 0,4$  м;  $v_{\text{п}}$  – скорость подачи,  $v_{\text{п}} = 0,06$  м/с;  $v_p$  – скорость резания, м/с;  $m_i$  – число линий резанья,  $m_i = 2$ .

Скорость резания:

$$v_p = \frac{\pi D_k n}{60}, \text{ м/с}, \quad (12)$$

где  $n$  – частота вращения коронки,  $n = 95 \text{ мин}^{-1}$ , т. е.

$$v_p = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 95}{60} = 1,99 \text{ м/с};$$

$$h = \frac{200 \cdot 0,4 \cdot 0,06}{1,99 \cdot 2} = 1,2 \text{ см}.$$

Шаг резания:

$$t = b_p + E\sqrt{h}, \text{ т. е.} \quad (13)$$

$$t = 1 + 2\sqrt{1,2} = 3,2 \text{ см}.$$

Сопротивляемость породы резанию  $\bar{A}_p$  связана с крепостью по шкале проф. М.М. Протодьяконова зависимостью:  $\bar{A}_p \cong 150f$  (в нашем случае  $f = 3$ ).

Рассчитаем по формулам (9) и (10) усилия подачи и резания на одном режце:

$$Z_{x0} = 150 \cdot 3 \cdot 1,2 \frac{0,35 \cdot 1 + 0,3}{1 + 2\sqrt{1,2}} 3,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 = 300 \text{ Н};$$

$$Z_{y0} \approx \frac{300}{2} = 150 \text{ Н}.$$

Сила резания и подачи на фрезе:

$$F_p = \frac{1}{2} K_{\text{охв}} K_{\text{заг}} \sum_{i=1}^N Z_{xi} n_i, \text{ Н}; \quad (14)$$

$$F_{\text{п}} = \frac{1}{2} K_{\text{охв}} K_{\text{заг}} \sum_{i=1}^N Z_{yi} n_i, \text{ Н}, \quad (15)$$

где  $K_{\text{охв}}$  – коэффициент охвата,  $K_{\text{охв}} = 1$ ;  $K_{\text{заг}}$  – коэффициент заглубления,  $K_{\text{заг}} = 1$ ;  $n$  – число одновременно режущих резцов,  $n = 24$ ;  $Z_{xi}$  – сила резания на  $i$ -м затупленном режце.

$$F_p = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 300 \cdot 24 = 3600 \text{ Н};$$

$$F_{\text{п}} = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 150 \cdot 24 = 1800 \text{ Н}.$$

Потребляемая мощность на резание и подачу:

$$P_p = \frac{F_p v_p}{1000 \eta_{\text{реж}}}, \text{ кВт}; \quad (16)$$

$$P_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}} v_{\text{п}}}{1000 \eta_{\text{под}}}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

где  $\eta_{\text{реж}}$ ,  $\eta_{\text{под}}$  – КПД режущей и подающей частей.

$$P_p = \frac{3600 \cdot 1,99}{1000 \cdot 0,6} = 11,9 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{п}} = \frac{1800 \cdot 0,06}{1000 \cdot 0,6} = 0,18 \text{ кВт}.$$

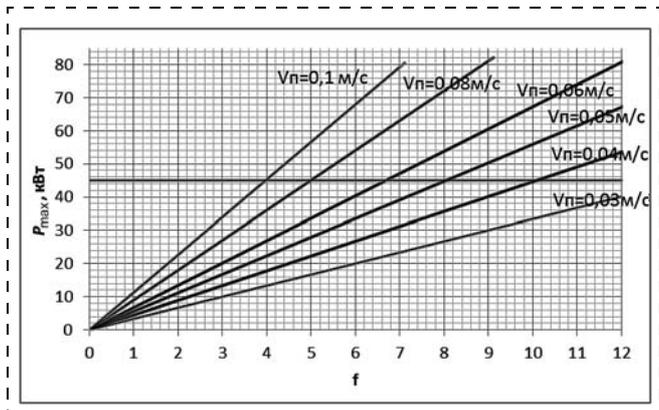


Рис. 5. Зависимость мощности  $P_{\max}$  от крепости породы при различной скорости подачи и  $K_{\text{заг}} = 1$

Максимальная мощность не должна превышать установленную мощность на фрезе  $P_{\text{уст}} = 45$  кВт. Эта мощность рассчитывается по формуле:

$$P_{\max} = \frac{P_p + P_{\Pi}}{\eta_{\text{ГМ}}}, \quad (18)$$

где  $\eta_{\text{ГМ}}$  — КПД горной машины.

В нашем случае

$$P_{\max} = \frac{11,9 + 0,18}{0,6} = 20,13 \text{ кВт},$$

т. е. условие выполнено.

Используя перечисленные выше формулы, выявим зависимость между крепостью породы  $f$  и мощностью  $P_{\max}$ , затрачиваемой на ее разрушение. Построим графики при различной скорости подачи (рис. 5) и коэффициенте заглабления (рис. 6).

На графиках видно, что при попадании твердых включений, чтобы не превысить значение установленной мощности  $P_{\text{уст}} = 45$  кВт, необходимо уменьшить скорость подачи  $v_{\Pi}$  или коэффициент заглабления  $K_{\text{заг}}$ .

Коэффициент заглабления показывает, на сколько заглаблена коронка относительно полной ее длины:

$$K_{\text{заг}} = \frac{l'_k}{l_k}, \quad (19)$$

где  $l_k$  — длина коронки;  $l'_k$  — длина заглабленной части коронки.

### Хронометражные наблюдения работы отбойно-погрузочной машины

Во время испытаний отбойно-погрузочной машины велись журналы хронометража этапов разработки грунта и монтажа колес.

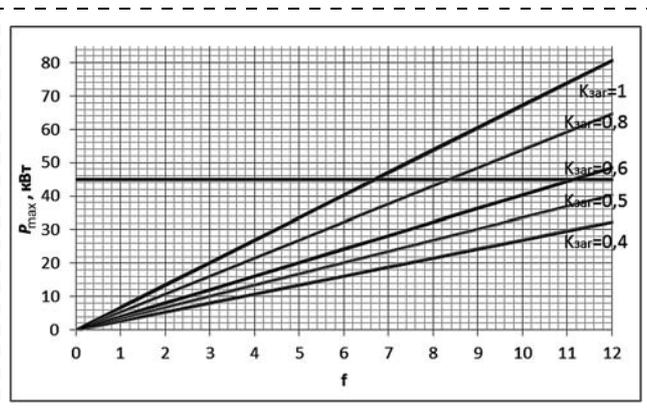


Рис. 6. Зависимость мощности  $P_{\max}$  от крепости породы при различном коэффициенте заглабления  $K_{\text{заг}}$  и  $v_{\Pi} = 0,06$  м/с



Рис. 7. Диаграмма причин простоев отбойно-погрузочной машины

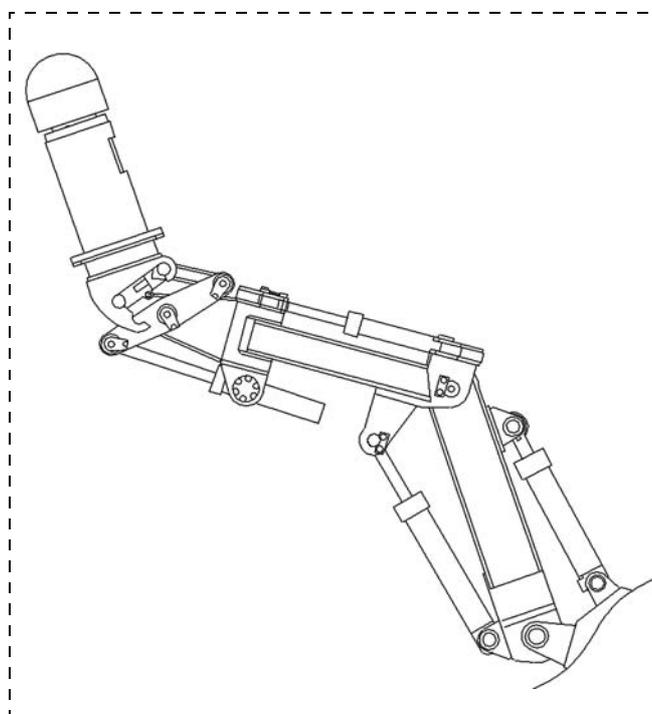


Рис. 8. Модернизированный вариант стрелы отбойно-погрузочной машины

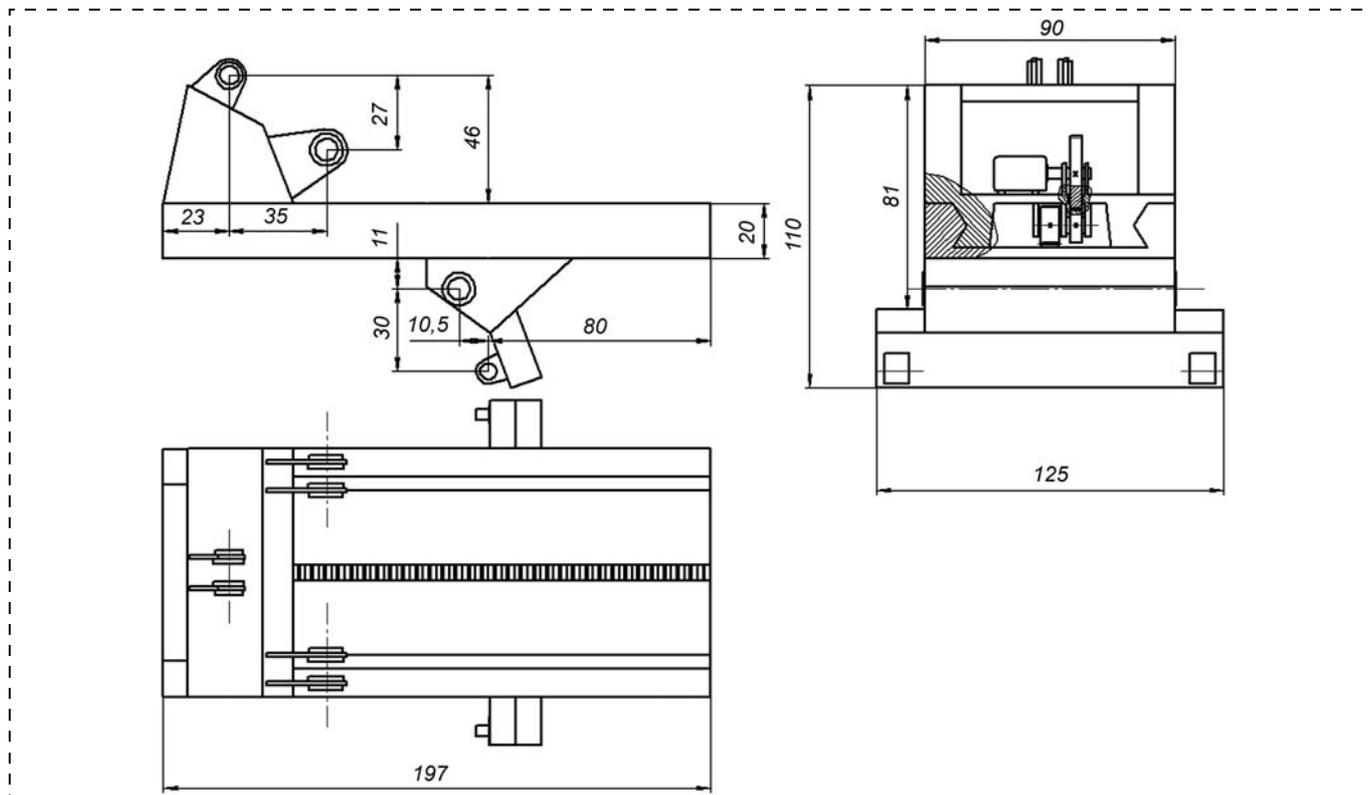


Рис. 9. Платформа для возвратно-поступательного движения стрелы

По результатам анализа журналов в период с 26.07.10 г. по 05.08.10 г. была составлена диаграмма причин простоев отбойно-погрузочной машины (рис. 7).

Как видно на диаграмме, существенная часть простоев связана с выходом из строя гидроцилиндров движения стрелы, заменой исполнительного органа (фрезы на ковш, ковш на фрезу) и выходами из строя нагребующих лап.

#### Варианты модернизации отбойно-погрузочной машины

Для обеспечения нормальной, бесперебойной работы отбойно-погрузочная машина должна быть модернизирована следующим образом:

1) укорочена стрела путем удаления промежуточного звена (рис. 8), вследствие чего достигается приближение линии забоя к столу с нагребующими лапами;

2) усилена поворотная турель и применено приспособление для передвижения стрелы к линии забоя (рис. 9) (перемещение производится без нагрузки на стрелу);

3) демонтирована кабина и вынесены все элементы управления на выносной пульт, вследствие чего улучшится обзор машинисту комбайна и повысится безопасность его работы.

#### Выводы

При внесении ряда предложенных изменений эффективность работы проходческого комплекса КПШ-6 возрастет. Решится главная проблема погрузки отбитой породы путем приближения линии забоя к столу с нагребующими лапами. Также вследствие удаления звена уменьшатся силовые воздействия на стрелу. Демонтаж кабины и использование выносного пульта управления позволит улучшить обзор оператору отбойно-погрузочной машины, и тем самым повысить безопасность работы. Приспособление для крепежа сменных исполнительных органов целесообразно оставить, так как в условиях шахт ОАО "Метрострой" (Санкт-Петербург) встречаются забои с различными твердыми включениями, где требуется работать гидромолотом.

#### Список литературы

1. Малевич Н.А. Горно-проходческие машины и комплексы: учеб. для студентов горных вузов. М.: Недра, 1980.
2. ОСТ 12.44.258—84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах: Методика. М.: Минуглепром СССР, 1985. 107 с.

## Особенности определения производительности очистных механизированных комплексов, оборудованных выемочными модулями для проведения ниш

*Изложены теоретические исследования возможности увеличения производительности добычи угля в длинных очистных забоях угольных шахт за счет изменения структуры очистного механизированного комплекса. Сделаны выводы о перспективных направлениях развития очистных работ.*

**Ключевые слова:** выемочный модуль, очистной механизированный комплекс.

К. P. Talerov

## Particular Issues Associated with Calculation of Longwall Systems Capacity Equipped with Excavating Units for Stable Holes Extraction

*In the article are stated theoretical studies of possibilities to increase productivity of coal longwall faces. Conclusions are drawn on perspective directions of development of mining works in faces.*

**Keywords:** excavating unit, longwall system.

**Совершенствование очистных механизированных комплексов (ОМК)** последние годы велось увеличением мощностей отдельных структурных элементов. Возможности повышения производительности ОМК таким способом приближаются к своему теоретическому пределу. Неизменным остается структура технологического процесса. Существующий технологический процесс предполагает затраты времени на выполнение вспомогательных операций, достигающих 30 % продолжительности цикла работы очистного комбайна [1]. Особенно затратны операции по зарубке комбайна в пласт в кутковых зонах лавы. В этот период ОМК работает с пониженной производительностью. Зарубка очистного комбайна для отработки следующей полосы угля в современных лавах осуществляется способом "косога заезда".

Поиски рационального способа перевода шнековых очистных комбайнов для отработки последующей полосы угля позволили накопить богатый опыт в этой области. Преимущества и недостатки основных известных способов (для угольных пластов средней и большой мощности) приведены в таблице.

Ни один из способов, изложенных в таблице, в полной мере не соответствует совокупности современных требований технологичности, надежности и безопасности: не обеспечивается непрерывность

процесса добычи угля очистным комбайном с минимальными трудозатратами концевых операций и высокой степенью безопасности ведения работ.

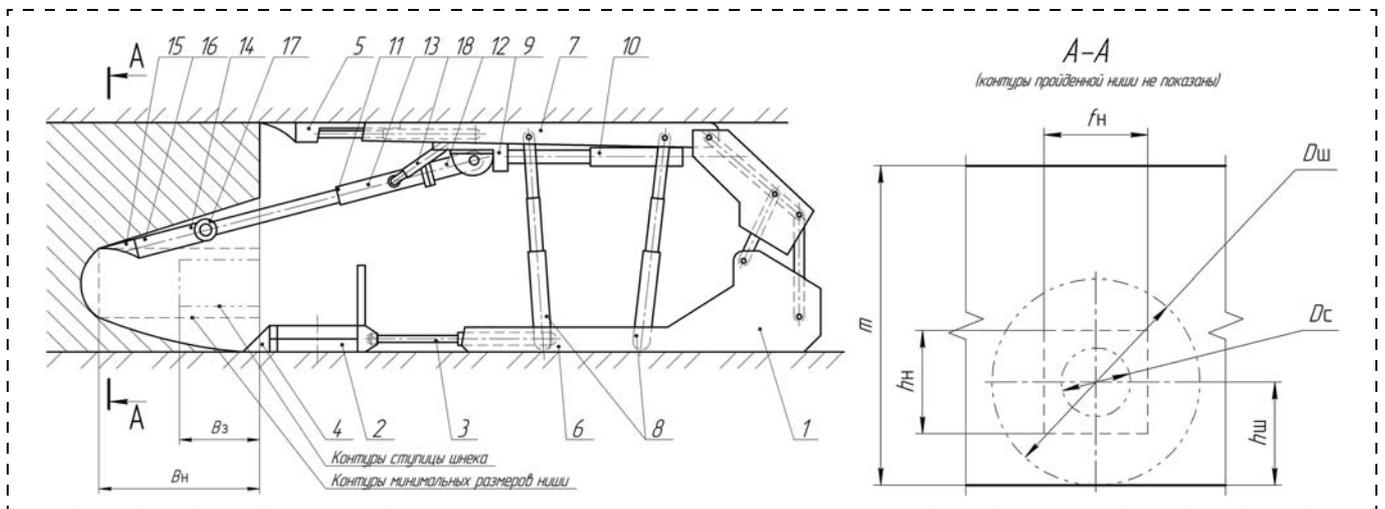
**Предлагаемый способ** перевода очистного комбайна заключается в задвижке комбайна в подготовленные специальными устройствами ниши. В качестве таких устройств предлагается применить выемочные модули, базирующиеся на секциях лавной механизированной крепи [2].

На рисунке изображена ниша с минимальными необходимыми геометрическими размерами. Для задвижки комбайна достаточно ниш под размер ступицы шнеков комбайна. Следует применять шнеки без лобового диска, оснащенные торцовыми резцами, способные разрушать горный массив и выгружать отбитую горную массу на лавный конвейер при осевой подаче.

Число ниш и их расположение в лаве определяются применяемым оборудованием и технологией работы. Необходимость в четырех нишах появляется при челноковой схеме работы и только в том случае, когда нет возможности вывести хотя бы один из шнеков на откаточный или вентиляционный штрек на концевых участках лавы. Как правило, штреки по условию проветривания очистного забоя проводят сечением, достаточным для вывода одного из шнеков. В таком случае для за-

Способы перевода очистного комбайна на новую полосу угля

Способ перевода очистного комбайна на новую полосу угля	Преимущества	Недостатки
Задвижка комбайна в ниши, проведенные отбойными молотками	Простая задвижка комбайна в нишу без выполнения операций по зарубке в пласт	Низкая производительность работ, высокие трудозатраты
Задвижка комбайна в ниши, проведенные буровзрывной технологией	Простая задвижка комбайна в нишу без выполнения операций по зарубке в пласт	Необходимость проведения опасных взрывных работ, продолжительные пере­рывы по добыче из-за буровзрывных работ, высокие трудозататы
Фронтальная самозарубка (очистные комбайны с барабанными исполнительными органами с вертикальной осью вращения)	Высокая скорость зарубки, отсутствие необходимости крепления ниш, отсутствие дополнительных механизмов	Область применения ограничена тонкими пластами
Задвижка комбайна в ниши, проведенные нишенарезными машинами	Простая задвижка комбайна в нишу без выполнения операций по зарубке в пласт	Необходимость крепления выработанного пространства (ниш), сложность технологии работы ОМК
Зарубка комбайна "косым заездом"	Отсутствие дополнительных механизмов, возможность применения способа в разных условиях (универсальность)	Износ оборудования из-за внецентренного нагружения при зарубке в пласт, сложность удержания прямолинейности линии очистного забоя, низкая производительность очистного комбайна при зарубке в пласт



Подготовка ниши выемочным модулем:

$m$  – мощность угольного пласта;  $f_n$  – минимальная ширина ниши;  $h_n$  – минимальная высота ниши;  $h_{ш}$  – высота оси ступицы шнека во время зарубки комбайна;  $D_{ш}$  – диаметр шнека комбайна;  $D_c$  – диаметр ступицы шнека;  $B_з$  – ширина захвата угольного комбайна;  $B_n$  – глубина ниши

рубки очистного комбайна необходимо по одной нише на каждом конце лавы.

**Выемочный модуль** может быть выполнен в виде манипулятора с исполнительным органом статикодинамического действия (для разрушения прослоек и включений породы в угольном пласте), установленного на секцию лавной механизированной крепи. Такой выемочный модуль включает секцию механизированной крепи *1* (см. рисунок), которая связана с лавным конвейером *2* посредством гидроцилиндра передвижки *3*. Механизированная крепь поддерживает кровлю от обрушения и является жесткой опорой для работы исполнительного органа модуля. Лавный конвейер *2* с забойной стороны может быть оборудован зачистным устройством *4*.

Козырек *5* механизированной крепи может быть выполнен выдвижного скальвующего типа для зачистки кровли. На механизированной крепи, состоящей из основания *6*, перекрытия *7* и гидростоек *8*, устанавливается платформа *9*, которая может передвигаться посредством гидроцилиндра *10*. Платформа может вращаться вокруг вертикальной оси. На платформу устанавливается манипулятор *11*, который позиционируется при помощи гидроцилиндра *18*. В состав манипулятора входят гидроцилиндр поворота *12*, который осуществляет поворот манипулятора вокруг оси, гидроцилиндр подачи *13* исполнительного органа *14* модуля на забой. В состав исполнительного органа входят скальватели *15*, закрепленные в головках, имеющих связи с блоком ударников *16*.

Исполнительный орган может поворачиваться благодаря гидродвигателю поворота 17.

Выемочный модуль такой компоновки может вести отбойку угля с учетом напластования (слоистости), учитывая направление трещиноватости пласта. Это ведет к снижению нагрузок на исполнительном органе устройства на 10...30 % [3] и уменьшает удельные затраты электроэнергии.

Для оценки разницы в производительности очистных механизированных комплексов, оборудованных и необорудованных выемочными модулями, следует определить производительности ОМК.

**Эксплуатационную производительность ОМК** в общем случае можно найти по формуле:

$$Q_3 = 60 \frac{\Sigma G_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}}, \text{ т/ч}, \quad (1)$$

где  $\Sigma G_{\text{ц}}$  – суммарная масса отбитого угля за цикл работы ОМК, т;  $T_{\text{ц}}$  – время одного цикла работы ОМК, мин.

Суммарная масса отбитого угля за цикл:

$$\Sigma G_{\text{ц}} = mB\gamma L_{\text{л}}, \text{ т}, \quad (2)$$

где  $m$  – мощность обрабатываемого пласта, м;  $B$  – ширина захвата исполнительного органа угольного комбайна, м;  $\gamma$  – плотность угля в массиве, т/м<sup>3</sup>;  $L_{\text{л}}$  – длина лавы, м.

Время цикла работы ОМК по челноковой схеме с зарубкой "косым заездом" находится по формуле [3]:

$$T_{\text{ц}} = T + T_{\text{ко}} + T_{\text{ун}} + T_{\text{эо}}, \text{ мин}, \quad (3)$$

где  $T$  – машинное время работы комбайна по добыче, мин;  $T_{\text{ко}}$  – время концевых операций в течение цикла, мин;  $T_{\text{ун}}$  – время на устранения неисправностей в работе оборудования, мин;  $T_{\text{эо}}$  – затраты времени по эксплуатационно-организационным причинам, мин.

Время на устранение неисправностей в работе оборудования:

$$T_{\text{ун}} = \frac{T_{\text{ц}}(1 - k_{\text{г}})}{k_{\text{г}}}, \text{ мин}, \quad (4)$$

где  $k_{\text{г}}$  – коэффициент готовности ОМК.

Затраты времени по эксплуатационно-организационным причинам:

$$T_{\text{эо}} = \frac{T_{\text{ц}}(1 - k_{\text{эо}})}{k_{\text{эо}}}, \text{ мин}, \quad (5)$$

где  $k_{\text{эо}}$  – коэффициент непрерывности работы ОМК, определяемый перерывами в работе комбайна по добыче по организационно-эксплуатационным причинам.

Для ОМК, необорудованного выемочными модулями и работающего по челноковой схеме, машинное время работы комбайна по добыче угля можно найти по нижеприведенной формуле (ускорение и замедление подачи комбайна не учитываются в виду незначительного влияния на величину машинного времени):

$$T = \frac{L_{\text{лк}}}{v_{\text{п}}}, \text{ мин}, \quad (6)$$

где  $L_{\text{лк}}$  – комбайновая длина лавы за вычетом длины участка зарубки комбайна, м;  $v_{\text{п}}$  – скорость подачи комбайна, м/мин.

Время на концевые операции для ОМК, необорудованного выемочными модулями:

$$T_{\text{ко}} = \left( \frac{2L_{\text{кз}}}{v_{\text{пз}}} + \frac{L_{\text{кз}}}{v_{\text{п}}} + 3t_{\text{мо}} + \frac{B}{v_{\text{фк}}} \right) k_{\text{у}}, \text{ мин}, \quad (7)$$

где  $L_{\text{кз}}$  – длина участка зарубки комбайна "косым заездом", м;  $v_{\text{пз}}$  – скорость подачи комбайна при маневрировании на концевом участке лавы, м/мин;  $t_{\text{мо}}$  – время вертикального перемещения (позиционирования) исполнительного органа, мин;  $v_{\text{фк}}$  – скорость фланговой передвижки концевой участка конвейера при зарубке комбайна, м/мин;  $k_{\text{у}}$  – коэффициент организации и условий труда.

С учетом вышеизложенного, эксплуатационная производительность ОМК, необорудованного выемочными модулями:

$$Q_3 = \frac{mB\gamma L_{\text{л}}}{\frac{L_{\text{лк}}}{v_{\text{п}}} + \left( \frac{2L_{\text{кз}}}{v_{\text{пз}}} + \frac{L_{\text{кз}}}{v_{\text{п}}} + 3t_{\text{мо}} + \frac{B}{v_{\text{фк}}} \right)}, \text{ т/мин}. \quad (8)$$

$$3 - \frac{1}{k_{\text{г}}} - \frac{1}{k_{\text{эо}}}$$

Для ОМК, оборудованного выемочными модулями и работающего по челноковой схеме, машинное время работы комбайна по добыче угля:

$$T = \frac{L_{\text{кл}}}{v_{\text{п}}}, \text{ мин}, \quad (9)$$

где  $L_{\text{кл}}$  – комбайновая длина лавы за вычетом длины участка фронтальной задвижки комбайна, м.

Время на концевые операции для ОМК, оборудованного выемочными модулями:

$$T_{\text{ко}} = \left( \frac{2l_{\text{шн}}}{v_{\text{пз}}} + 4t_{\text{мо}} + \frac{B}{v_{\text{фк}}} \right) k_y, \text{ мин.} \quad (10)$$

где  $l_{\text{шн}}$  – расстояние между осями шнеков выемочного комбайна, м.

Таким образом, эксплуатационная производительность ОМК, оборудованного выемочными модулями:

$$Q_3 = \frac{mB\gamma L_{\text{л}}}{\frac{L_{\text{кл}}}{v_{\text{п}}} + \left( \frac{2l_{\text{шн}}}{v_{\text{пз}}} + 4t_{\text{мо}} + \frac{B}{v_{\text{фк}}} \right) k_y} \cdot \frac{1}{3 - \frac{1}{k_{\text{г}}} - \frac{1}{k_{\text{эо}}}}, \text{ т/мин.} \quad (11)$$

При подстановке в формулы (8) и (11) характерных для действующих лав значений параметров (например, длина лавы – 200 м; скорость подачи комбайна – 5 м/мин; мощность пласта – 2,5 м; ширина захвата комбайна – 0,63 м; плотность угля – 1,4 т/м<sup>3</sup>) производительность ОМК, оборудованного выемочными модулями, превышает производительность ОМК без модулей приблизительно на 30...35 %.

Резюмируя, следует отметить, что очистные механизированные комплексы, оборудованные выемочными модулями, гарантированно имеют большую производительность по сравнению с очистными механизированными комплексами, необорудованными ими, так как имеют меньшие затраты времени на зарубку в пласт очистного комбайна. Преимущество нивелируется только в условиях особо коротких очистных забоев, когда выемочный модуль не имеет необходимого запаса времени для проходки ниши до возвращения очистного комбайна к кутковой зоне. Поэтому немалое значение имеет скорость работы (производительность) выемочного модуля. Это необходимо учитывать при проектировании выемочного модуля, определении его режимных параметров и расчете производительности ОМК, оборудованного модулями.

#### Список литературы

1. Чалый Г.П. и др. Технология работ на концевых участках лав. Киев: Техника, 1980.
2. Габов В.В., Задков Д.А., Талеров К.П., Хозяинов В.П. Актуальность и перспективы применения очистных и проходческих модульных комплексов // Народное хозяйство Республики Коми. 2011. № 1. С. 59–63.
3. Докукин А.В., Фролов А.Г., Позин Е.З. Выбор параметров выемочных машин. М.: Наука, 1976.

## Вниманию читателей!

Скуратовский опытно-экспериментальный завод (ООО "СОЭЗ") — один из немногих отечественных производителей техники для подземного строительства, включая горнопроходческие машины и оборудование для строительства метрополитенов, коммунального хозяйства.

Завод располагает инженерными и технологическими возможностями для выпуска как широкой номенклатуры серийной продукции, так и отдельных оригинальных образцов. Особый интерес представляют разработки по определению пространственного положения тоннеле- и грунтопроходческих машин и соответствующих навигационных комплексов.

Производственной и научно-конструкторской деятельности ООО "СОЭЗ" будет посвящен *апрельский* номер журнала.

УДК 621.867.2.003.13

К. К. Мулухов, д-р техн. наук, проф., З. Н. Беслекоева, канд. техн. наук, доц., СКГМИ (ГТУ), г. Владикавказ

E-mail: bezalina60@yandex.ru

## Синтез механизма управления прижимными элементами крутонаклонного ленточно-колесного конвейера для крупнокусковых грузов<sup>НГ\*</sup>

---

*Проведен структурный и кинематический синтез механизма управления прижимными рычагами ленточно-колесного конвейера. На основании исследования этого механизма разработана методика расчета и проектирования основных элементов механизма управления прижимными рычагами.*

**Ключевые слова:** ленточно-колесный конвейер, механизм управления прижимными рычагами, кулачковый механизм.

K. K. Mulukhov, Z. N. Beslekoeva

## Design of the Mechanism of Operating for Clamping Devices of the Steep Angle Elevating Belt-Wheeled Conveyor for Handling Bulk Lumpy Mining Loads

---

*The mechanism of operating for clamping devices includes bevel gearing, spring, input lever with roller and planar guide. The mechanism of operating is presented as a cam mechanism. On the base of research of the mechanism the method of design of the main elements had been developed.*

**Keywords:** belt-wheeled conveyor, mechanism of operating for clamping devices, cam mechanism.

С увеличением глубины разрабатываемых открытым способом месторождений проблема создания крутонаклонных конвейерных подъемников становится одной из наиболее актуальных в развитии горно-транспортного машиностроения.

В последние годы были предложены различные конструкции крутонаклонных ленточных конвейеров, основанные на использовании дополнительной ленты, прижимаемой к слою груза сверху катками, стационарно расположенными на участке подъема. Условием работоспособности таких конвейеров является наличие ровной верхней поверхности слоя груза. По этой причине они не нашли широкого распространения. Другим фактором, ограничивающим перспективы развития таких конвейеров, является необходимость вторичного дробления пород и руд в дорогостоящих передвижных или полустационарных дробильных агрегатах.

Ленточно-колесный конвейер для крупнокусковых горных грузов, предложенный проф. А.О. Спиваковским, создает благоприятные возможности для использования прижимных устройств, установленных непосредственно на перемещающихся совместно с грузонесущей лентой ходовых опорах [1].

В настоящей статье рассматривается усовершенствованная конструкция крутонаклонного конвейерного подъемника, в котором роль дополнительных прижимных лент выполняют свободные от груза боковые участки самой грузонесущей ленты, а прижимные рычаги взаимодействуют с ними без креплений, образуя свободное нахлесточное соединение кромок над слоем груза. Такие изменения существенно упрощают конструкцию за счет исключения прижимных гофрированных лент и многочисленных креплений этих лент как к ходовым опорам, так и к краям прижимных рычагов.

Кроме того, на холостой нижней ветви конвейера грузонесущая лента поддерживается теми же

---

\* Символом НГ обозначены статьи, поступившие с "Недели горняка".

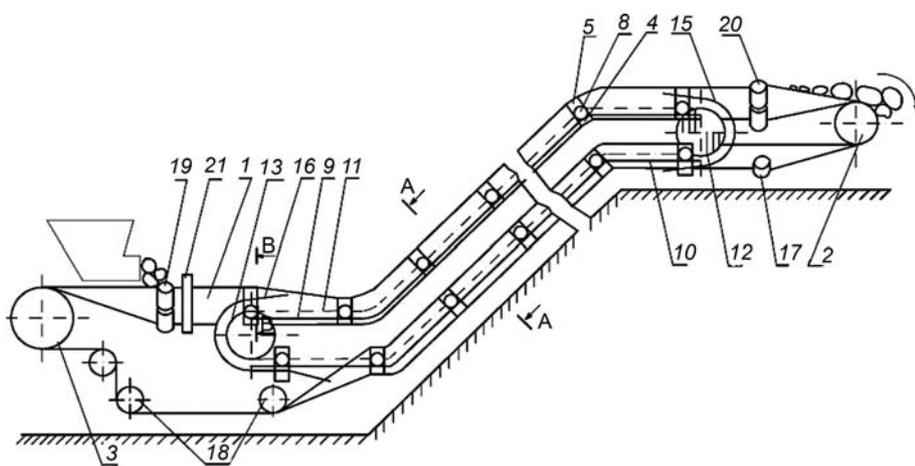


Рис. 1. Схема крутонаклонного ленточно-колесного конвейера для крупнокусковых грузов

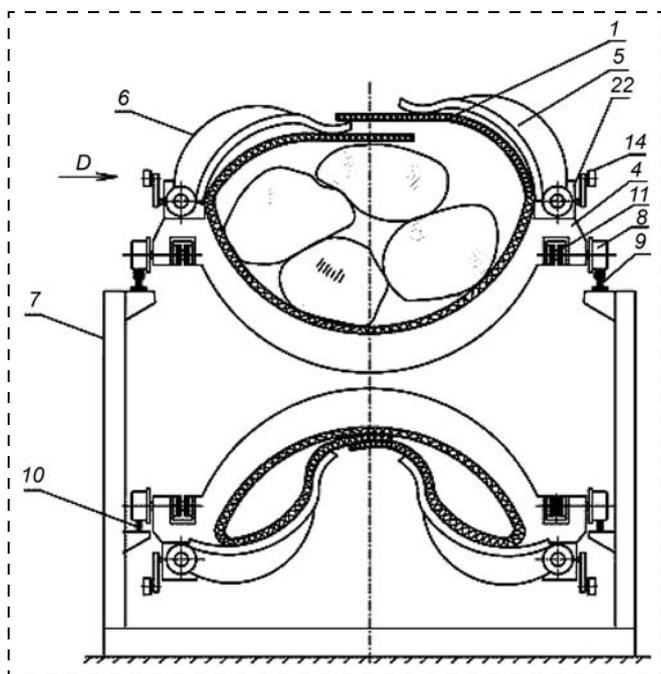


Рис. 2. Разрез конвейера по ставу (А—А на рис. 1)

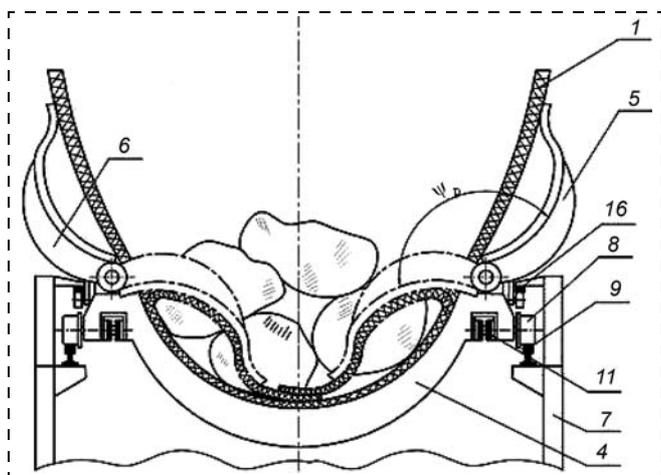


Рис. 3. Разрез на верхней ветви конвейера в пункте загрузки (В—В на рис. 1)

прижимными рычагами, что исключает необходимость в установке роlikоопор на холостой ветви.

Устройство модифицированного крутонаклонного конвейера поясняется на рис. 1–5. Конвейер, установленный на раме 7, содержит грузонесущую ленту 1, огибающую концевые барабаны 2 и 3, опирающуюся на ходовые опоры 4 на верхней ветви и поддерживаемую прижимными рычагами 5 и 6 на нижней ветви. Прижим-

ные рычаги 5 и 6 шарнирно установлены по краям ходовых опор 4, подпружинены относительно поворота и соединены с опорами посредством передаточных механизмов 22 (см. рис. 2). Передаточный механизм может быть выполнен в виде конической передачи или пространственного шарнирно-стержневого механизма. Ходовые опоры 4 снабжены катками 8, перемещающимися по верхним 9 и нижним 10 ходовым направляющим. Опоры 4 соединены между собой замкнутыми тяговыми органами (цепи) 11, огибающими верхние приводные 12 и нижние натяжные 13 звездочки. На передаточных механизмах 22 смонтированы ролики 14, взаимодействующие на концевых участках с копирными направляющими 15 и 16. При этом на верхней ветви копирные направляющие установлены с взаимным смещением относительно продольной оси конвейера.

На нижней ветви ленты 1 между головным разгрузочным барабаном 2 и приводными звездочками 12 расположена роlikоопора обратной желобчатости 17 (см. рис. 1), а между натяжным барабаном 3 и натяжными звездочками 13 – отклоняющие барабаны 18. В пункте загрузки конвейера размещена амортизирующая роlikоопора 19, а между головным барабаном 2 и приводными звездочками 12 – переходная роlikоопора 20. Между роlikоопорой 19 и натяжными звездочками 12 установлен датчик аварийной перегрузки конвейера 21. При необходимости использования на конвейере дозирующего устройства оно может выполнять также функции датчика аварийной перегрузки конвейера.

Прижимные рычаги 5 и 6 установлены на выходном ведомом валу передаточного механизма 22, а на входном ведущем валу – поворотные рычаги 23 с роликами 14 (см. рис. 4, 5). Валы соединены

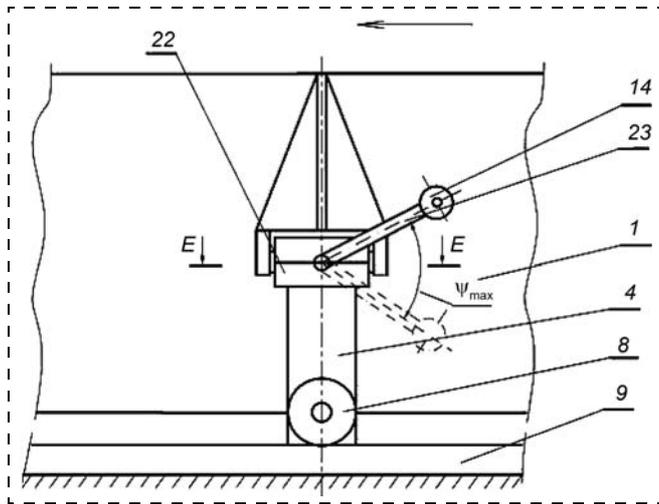


Рис. 4. Вид сбоку на ходовую опору конвейера (вид D на рис. 2)

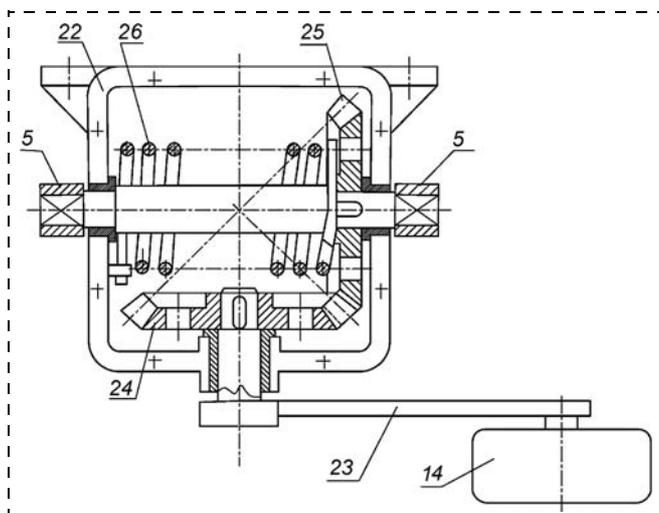


Рис. 5. Схема передаточного механизма (разрез E—E на рис. 4)

между собой посредством конической передачи 24, 25. Для прижатия рычагов 5 и 6 к слою груза через края ленты конвейера используется пружина кручения 26.

Конвейер работает следующим образом. Загрузочное устройство подает груз на ленту 1. Загруженная лента после прохождения роlikоопоры 19 поступает на ходовые опоры 4 с разведенными прижимными рычагами 5 и 6 (см. рис. 3). По мере прохождения роliками 14 копирных направляющих 16 на верхнем участке происходит поочередное сведение прижимных рычагов 5 и 6 до образования нахлесточного соединения боковых краев ленты над слоем груза. На верхнем концевом участке копирные направляющие 15 воздействуют на роliки 14, вызывая принудительное поочередное разведение прижимных рычагов 5, 6 и освобождение ленты 1 с грузом. Лента 1 через переходную роlikоопору 20 поступает на головной барабан 2,

осуществляющий разгрузку конвейера. После обгибания головного барабана 2 лента 1 проходит через роlikоопору обратной желобчатости 17, после чего захватывается сверху прижимными рычагами 5 и 6, которые сводятся в процессе прохождения роliками 14 копирных направляющих 15. На нижнем концевом участке роliки 14 наезжают на копирные направляющие 16, что вызывает разведение прижимных рычагов 5 и освобождение от захвата ленты 1, которая через обводные барабаны 18 поступает на концевой натяжной барабан 3.

Для боковых участков грузонесущей ленты 1, свободных от слоя груза, достаточно использование одной из прокладок многослойного каркаса ленты, соответствующего по ширине слою транспортируемого груза.

Для управления работой прижимных рычагов используются плоские копирные направляющие. При этом оси вращения ведомых прижимных рычагов и ведущих поворотных рычагов пересекаются под прямым углом. Передаточный механизм, установленный между ведущим и ведомым рычагами, выполнен в виде конической зубчатой передачи. Предложенный ранее пространственный шарнирно-стержневой механизм [2] был изготовлен и прошел лабораторные испытания. Однако предложенный механизм не отвечает поставленным требованиям, в частности угол размаха поворотного рычага превышает допустимое значение из условия отсутствия заклинивания механизма. Кроме того, шарнирно-стержневой механизм оказывается более сложным и дорогим, чем коническая передача, так как технология изготовления зубчатых колес не связана с получением высокой точности, а опоры валов выполнены в виде подшипников скольжения. В качестве материалов зубчатых колес возможно применение прочных пластмасс, что не связано с нарезанием зубьев и уменьшает массу ходовой опоры.

Механизм управления (рис. 6) представляет собой обращенный механизм по отношению к кулачковому механизму с поступательно перемещающимся кулачком и вращающимся толкателем.

По терминологии курса теории механизмов и машин под обращенным механизмом понимается кулачковый механизм, к звеньям которого одновременно добавлена скорость перемещения кулачка, взятая с противоположным знаком. Этот прием используется для получения профиля кулачка, в рассматриваемом случае — профиля копирных направляющих.

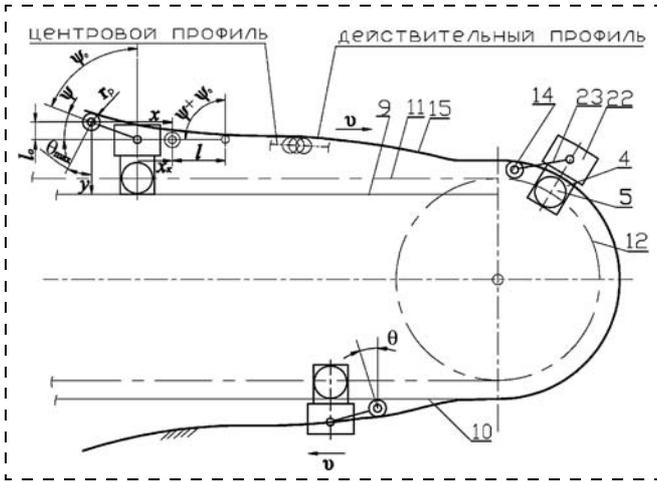


Рис. 6. Схема механизма управления прижимными рычагами на верхнем концевом участке:  
 $x, y$  – текущие координаты положения центра ролика;  $l_0$  – начальная координата положения толкателя по оси  $y$ ;  $\psi$  – угол поворота толкателя;  $\psi_0$  – начальный угол поворота толкателя

Зависимость угла поворота рычагов  $\psi$  (см. рис. 6) от перемещения ходовой опоры  $x_k$  имеет общий вид

$$\psi = f(x_k). \quad (1)$$

Аналитически определение профиля копирных направляющих можно выразить следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} x &= x_k + l \sin \psi_0 - l \sin(\psi + \psi_0); \\ y &= l_0 - l \cos(\psi + \psi_0), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $l$  – длина толкателя;  $l_0$  – начальная координата положения толкателя по оси  $y$ ;  $\psi_0$  – начальный угол поворота толкателя.

Полученный профиль называется центровым профилем кулачка. Действительный профиль кулачка является равноотстоящей кривой (эквидистанта) от центрального профиля на радиус ролика  $r_p$ :

$$(x_{\Pi} - x)^2 + (y_{\Pi} - y)^2 - r_p^2 = 0, \quad (3)$$

где  $x_{\Pi}, y_{\Pi}$  – координаты действительного профиля кулачка.

Продифференцировав последнее выражение по  $x_k$ , получим

$$(x_{\Pi} - x)x' + (y_{\Pi} - y)y' = 0. \quad (4)$$

Решив совместно последние два уравнения, получим

$$\left. \begin{aligned} x_{\Pi} &= x - \frac{r_p y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}; \\ y_{\Pi} &= y - \frac{r_p x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Нахождение координат профиля в аналитической форме по выражению (5) с учетом зависимости (1) характеризуется очень сложными и громоздкими формулами.

Более рациональным является графоаналитический способ, рассмотренный ниже. При проектировании кулачковых механизмов важное значение имеет выбор закона движения толкателя. Переход от начальной точки движения толкателя до конечной может осуществляться по различным законам. При выборе простейшего линейного закона в системе возникают так называемые жесткие удары, при которых ускорение теоретически достигает бесконечной величины. Наиболее распространенными законами движения являются параболический, синусоидальный, косинусоидальный и трапециевидальный [3, 4].

Сравнительный анализ этих законов движения показывает, что наиболее предпочтительным является косинусоидальный закон. Хотя при этом законе и возникают нежесткие удары, амплитуда ускорений примерно на 20 % меньше, чем при синусоидальном законе движения, при котором в системе вообще исключаются удары.

Прижимные рычаги характеризуются большим моментом инерции, а скорость движения конвейера сравнительно невелика, что и определяет выбор закона движения в пользу косинусоидального.

Угловое ускорение при выбранном законе имеет вид

$$\varepsilon = \frac{d^2 \psi}{dx^2} = b \cos \frac{\pi}{x_1} x, \quad (6)$$

где  $b$  – амплитуда ускорения.

После двукратного интегрирования и определения постоянных интегрирования получены следующие выражения для нахождения соответственно перемещения, скоростей и ускорений движения поворотного рычага

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{\Psi_{\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{x_1} x \right); \\ \omega &= \frac{d\psi}{dx} = \frac{\Psi_{\max} \pi}{2x_1} \sin \frac{\pi}{x_1} x; \\ \varepsilon &= \frac{d^2 \psi}{dx^2} = \frac{\Psi_{\max} \pi^2}{2x_1^2} \cos \frac{\pi}{x_1} x. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Графическое представление этих функций приведено на рис. 7.

В качестве переменной по оси абсцисс может использоваться как перемещение  $x$ , так и время  $t$ , при этом  $x_1 = vt_1$ , где  $v$  – скорость движения конвейера.

Другим динамическим параметром, помимо закона движения толкателя, который необходимо учитывать при проектировании является угол давления  $\theta$ , заключенный между нормалью к профилю направляющей и направлением движения поворотного рычага или центра ролика (см. рис. 6). При увеличении угла давления силы трения возрастают, что может привести к заклиниванию кулачкового механизма. Для кулачковых механизмов с вращающимся толкателем наибольшее допустимое значение угла давления не должно превышать  $45^\circ$  [3]. С учетом того, что пружина в рассматриваемом механизме используется не только для замыкания кулачка на толкатель,

что обеспечивает сохранение постоянства контакта между роликом и направляющей, а в основном для обеспечения необходимого прижатия слоя груза. Поэтому значение максимально допустимого угла давления следует уменьшить на  $5...10^\circ$ . Угол давления изменяется в процессе вращения поворотных рычагов. Начальный и конечный участки фазы подъема прижимных рычагов характеризуются наибольшими величинами угла давления. С достаточной точностью максимальные углы давления  $\theta_{\max}$  можно определять как углы между горизонталью и поворотными рычагами в крайних положениях. В этом случае наибольший размах поворотного рычага  $\psi_{\max}$  равен удвоенному значению  $\theta_{\max}$ . Угол поворота ведомых прижимных рычагов  $\psi_p$  (см. рис. 3) существенно превышает  $\psi_{\max}$ . Коническая зубчатая передача позволяет получить необходимое передаточное число

$$i = \frac{\psi_{\max}}{\psi_p} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (8)$$

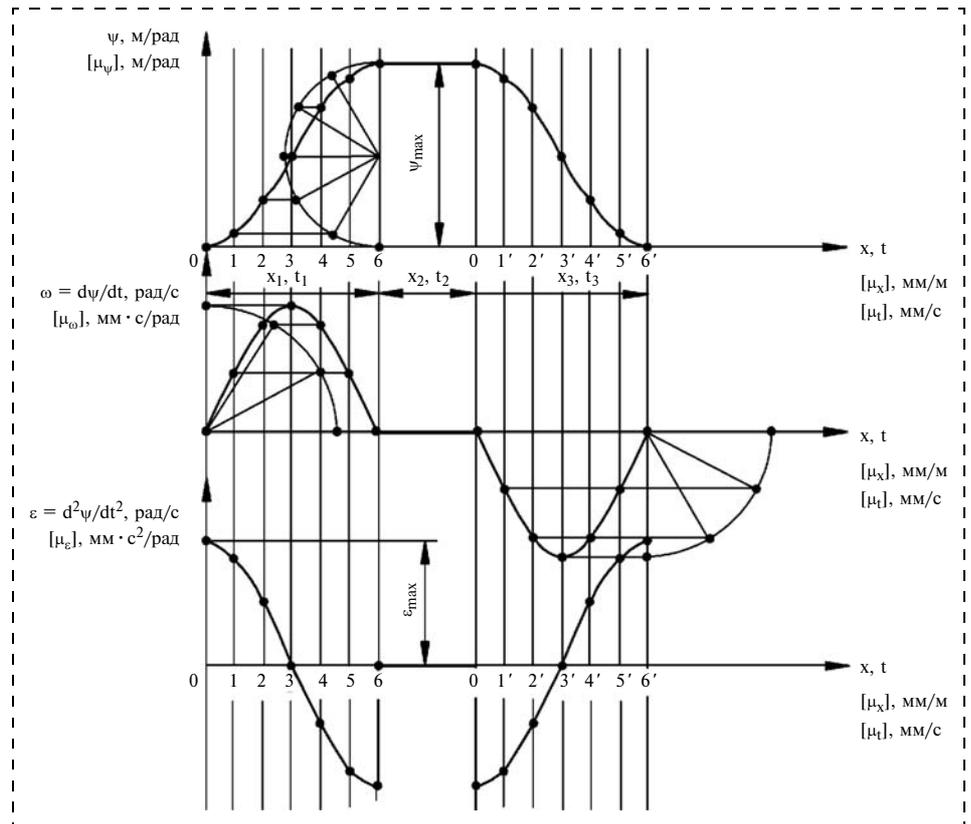


Рис. 7. График косинусоидального закона движения поворотного рычага механизма управления:  $x_1, t_1$  – фаза движения на участке подъема (разведение прижимных рычагов);  $\psi_{\max}$  – наибольший размах поворотного рычага;  $x_2, t_2$  – фаза движения на участке верхнего выстоя (огибание концевой звездочки);  $x_3, t_3$  – фаза движения на участке спуска (сведение прижимных рычагов);  $\mu_x, \mu_t, \mu_\psi, \mu_\omega, \mu_\varepsilon$  – соответствующие масштабы, выбранные при построении

где  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев соответственно ведущего и ведомого конических зубчатых колес (см. рис. 5).

С учетом динамических процессов расчетный крутящий момент  $T_p$ , действующий на прижимные рычаги и другие детали механизма управления, определяется по формуле:

$$T_p = T_{ст} + I\varepsilon_{\max}i, \quad (9)$$

где  $T_{ст}$  – статический крутящий момент, необходимый для прижатия слоя груза на конвейере;  $I$  – момент инерции прижимного рычага;  $\varepsilon_{\max}$  – максимальное угловое ускорение при повороте прижимного рычага.

## Выводы

1. Предложена конструкция механизма управления прижимными рычагами, выполненная в виде пространственного механизма, состоящего из конической зубчатой передачи, поворотных рычагов, пружин кручения и копирных направляющих.

Такой механизм управления позволил использовать плоские копирные направляющие, что допускает высокие скорости движения конвейера.

2. Разработана методика проектирования предложенного механизма с учетом анализа различных законов движения толкателя. Предложено использовать при профилировании копирных направляющих косинусоидальный закон движения толкателя, исключающий ударные динамические нагрузки.

#### Список литературы

1. Мулухов К.К., Беслекоева З.Н. Крутонаклонный конвейерный подъемник для крупнокусковых грузов и глубоких карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № 3. С. 249–257.
2. Мулухов К.К. Ленточно-колесные конвейеры. Владикавказ: Терек, СКГМИ. 2000.
3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. М.: Высш. шк., 1987.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1973.

УДК 622.647.2 + 621.867.2

Ю. Д. Тарасов, д-р техн. наук, проф., В. И. Александров, СПГГУ, г. Санкт-Петербург

E-mail: alexvict@spmi.ru

## Транспортные машины непрерывного действия для транспортирования крупнокусковой горной массы

*Описаны конструкции и принципы действия защищенных патентами РФ одноканатной подвесной дороги и ленточно-канатного конвейера с подвесной лентой, обеспечивающих транспортирование крупнокусковой горной массы по сложным трассам транспортирования при повышенной производительности за счет непрерывного размещения груза по трассе.*

**Ключевые слова:** комплексы, подвесная, канатная дорога, ленточно-канатный, подвесная лента, крупнокусковая горная масса, увеличенная производительность, непрерывное действие, сложная трасса.

Yu. D. Tarasov, V. I. Alexandrov

## Transport Machines of Continuous Action for Transportation of Coarse Solid Material

*In this paper designs and principles of functioning of the Russian Federations protected by patents of one-rop pendant road and the belt-rop conveyor with a pendant belt are described. These designs transport mining weight on difficult lines and have high efficiency by of continuous distribution of cargo to transportation ways.*

**Keywords:** pendant rop-way, the belt-rop conveyor, difficult line of transportation.

При проектировании и эксплуатации многих горных предприятий существует проблема обеспечения надежного и эффективного транспортирования крупнокусковой горной массы при увеличенной производительности в условиях сложной пространственной трассы транспортирования увеличенной длины при открытой и подземной разработке различных полезных ископаемых.

На кафедре горных транспортных машин Санкт-Петербургского государственного горного университета разработаны защищенные патентами Рос-

сийской Федерации транспортные машины непрерывного действия, позволяющие решить указанную выше проблему: одноканатные подвесные дороги конвейерного типа и ленточно-канатные конвейеры с подвесной лентой, описание основных вариантов которых приведено далее.

**Одноканатная подвесная дорога** с формированием непрерывного грузопотока (рис. 1) [1, 2] содержит бесконечно замкнутый в горизонтальной плоскости на приводном 1 и натяжном 2 блоках тягово-несущий канат 3 с возможностью опирания

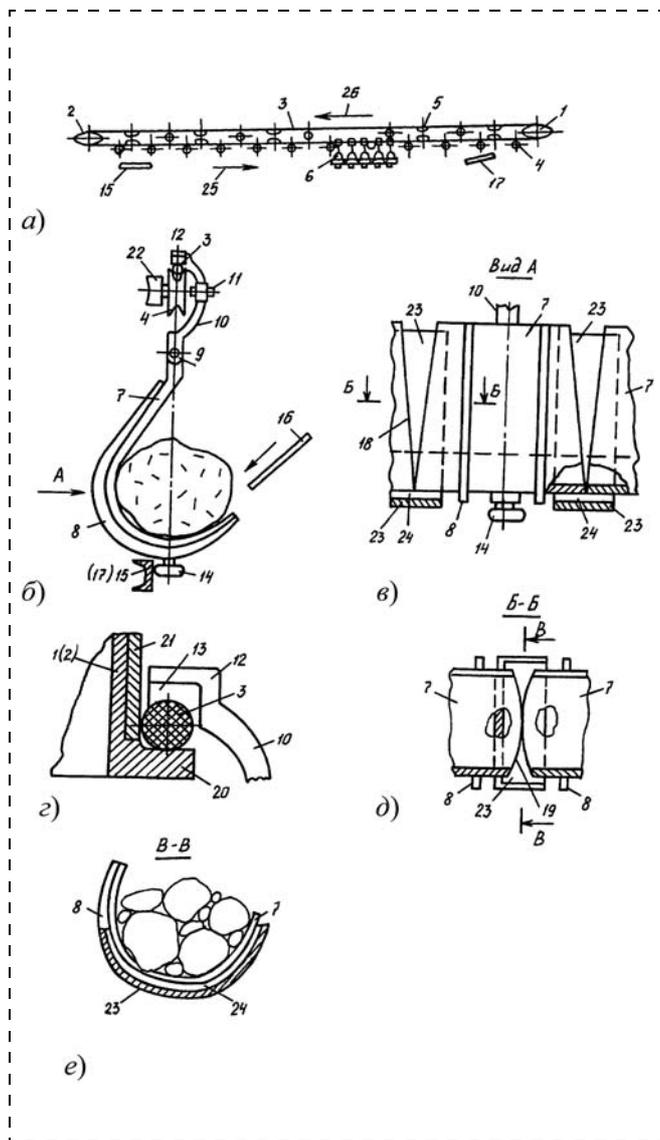


Рис. 1. Схема одноканатной подвесной дороги:

а – вид сбоку; б – узел установки транспортного устройства на тягово-несущем канате в сочетании с загрузочным устройством, поперечный разрез; в – то же, вид А сбоку; г – узел опирания тягово-несущего каната на приводной и натяжной блоки; д – продольный разрез В–В по узлу примыкания смежных элементов несущего органа; е – то же, поперечный разрез В–В

его грузонесущей и холостой ветвей на поддерживающие блоки 4 и 5. Транспортные устройства 6 выполнены в виде изогнутого в форме крюка грузонесущего элемента 7, который с наружной стороны снабжен ребрами жесткости 8. При этом грузонесущий элемент 7 посредством шарнира 9 соединен с подвеской 10 дугообразной формы, которая в своей средней части снабжена шарниром 11, ориентированным перпендикулярно тягово-несущему канату 3. В верхней части подвеска 10 выполнена в виде опорного элемента 12 с вкладышем 13. Вкладыш 13 может быть изготовлен из по-

стоянного магнита или пластичного материала и прикреплен к тягово-несущему канату 3. В нижней своей части каждый грузонесущий элемент 7 снабжен роликом 14 с возможностью его вращения в горизонтальной плоскости и взаимодействия с горизонтальной шиной 15, размещенной в зоне загрузочного устройства 16, и пространственной разгрузочной шиной 17, размещенной перед приводным блоком 1. Торцовые кромки 18 каждого грузонесущего элемента 7 выполнены сужающимися вверх, а в плане спрофилированы по дугам окружности 19. При этом транспортные устройства 6 размещены на тягово-несущем канате 3 вплотную друг к другу. Приводной 1 и натяжной 2 блоки снабжены горизонтальными полками 20 с возможностью опирания на них тягово-несущего каната 3, а обод приводного блока 1, взаимодействующий с тягово-несущим канатом 3, может быть футерован пластинами 21 из фрикционного материала. Поддерживающие блоки 4 и 5 установлены с возможностью вращения на опорах 22, размещенных по контуру тягово-несущего каната 3. На днище каждого грузонесущего элемента 7 со стороны одной из его торцовых кромок 18 закреплен козырек 23. Консоль козырька 23 ориентирована в сторону смежного грузонесущего элемента 7 и с зазором 24 размещена под его днищем с возможностью перекрытия в плане криволинейных (19) торцовых кромок 18 этих смежных грузонесущих элементов 7 при их размещении на криволинейном в плане участке трассы подвесной канатной дороги. При этом профиль козырьков 23 в поперечном сечении повторяют профиль днищ грузонесущих элементов 7. Сам козырек 23 размещен эквидистантно относительно днища грузонесущего элемента 7; 25 и 26 – направления движения тягово-несущего каната 3 на грузонесущей и холостой ветвях канатной дороги.

Одноканатная подвесная дорога действует следующим образом. При вращении приводного блока 1 за счет сил трения между тягово-несущим канатом 3 и ободом приводного блока 1 тяговое усилие передается тягово-несущему канату 3. При его движении в направлении 25 вместе с ним перемещаются опирающиеся на тягово-несущий канат 3 транспортные устройства 6. На грузонесущие элементы 7 транспортных устройств 6, движущихся вплотную друг к другу, постоянно через загрузочное устройство 16 подается подлежащая транспортированию горная масса. Тягово-несущий канат 3 вместе с транспортными устройствами 6 перемещается как на грузонесущей, так и на хо-

лостой ветвях по поддерживающим блокам 4 и 5. В зоне загрузки транспортные устройства 6 фиксируются от раскачивания в поперечном направлении горизонтальной шиной 15, с которой взаимодействуют ролики 14. В зоне разгрузки ролики 14, набегая на разгрузочную пространственную шину 17, обеспечивают поворот грузонесущих элементов 7 вокруг шарниров 9 подвески 10, благодаря чему происходит разгрузка горной массы с грузонесущих элементов 7. За счет сужающихся вверх торцовых кромок 18 грузонесущих элементов 7 обеспечивается перемещение транспортных устройств 6 на наклонных участках трассы. При огибании тягово-несущим канатом 3 приводного 1 и натяжного 2 блоков тягово-несущий канат 3 опирается на полки 20. При этом за счет того, что грузонесущие элементы 7 в плане спрофилированы по дугам окружности 19, обеспечивается их свободное прохождение через приводной 1 и натяжной 2 блоки. Выполнение опорных элементов 12 подвесок 10 с вкладышами 13 из постоянных магнитов или из пластичного материала с его фиксацией на тягово-несущем канате 3 посредством приклеивания к нему обеспечивает надежное удержание подвесок 10 с грузонесущими элементами 7 на тягово-несущем канате 3 и надежный контакт тягово-несущего каната 3 с ободами приводного 1 и натяжного 2 блоков.

Наличие козырьков 23 между смежными грузонесущими элементами 7, которые перекрывают в плане просветы между их торцовыми кромками 18, предотвращает просыпь мелкофракционной части транспортируемого груза как на прямолинейных, так и на криволинейных участках трассы.

Предлагаемое техническое решение от известных аналогов отличается тем, что за счет непрерывного размещения транспортируемого груза по тракту производительность транспортного комплекса увеличивается по крайней мере на порядок. Так, при скорости движения тягово-несущего каната 1 м/с производительность транспортного комплекса составит не менее 5...10 тыс. т/ч, в зависимости от насыпной плотности транспортируемого груза. По этой же причине за счет соответствующей формы несущих элементов имеется возможность транспортировать грузы с увеличенным размером кусков, которые в поперечнике могут достигать до 1,5 м. За счет магнитного способа опирания подвески несущего элемента упрощается конструкция узла крепления подвески к тягово-несущему канату. За счет соответствующей формы сопрягаемых частей несущих элементов трасса транспортирования мо-

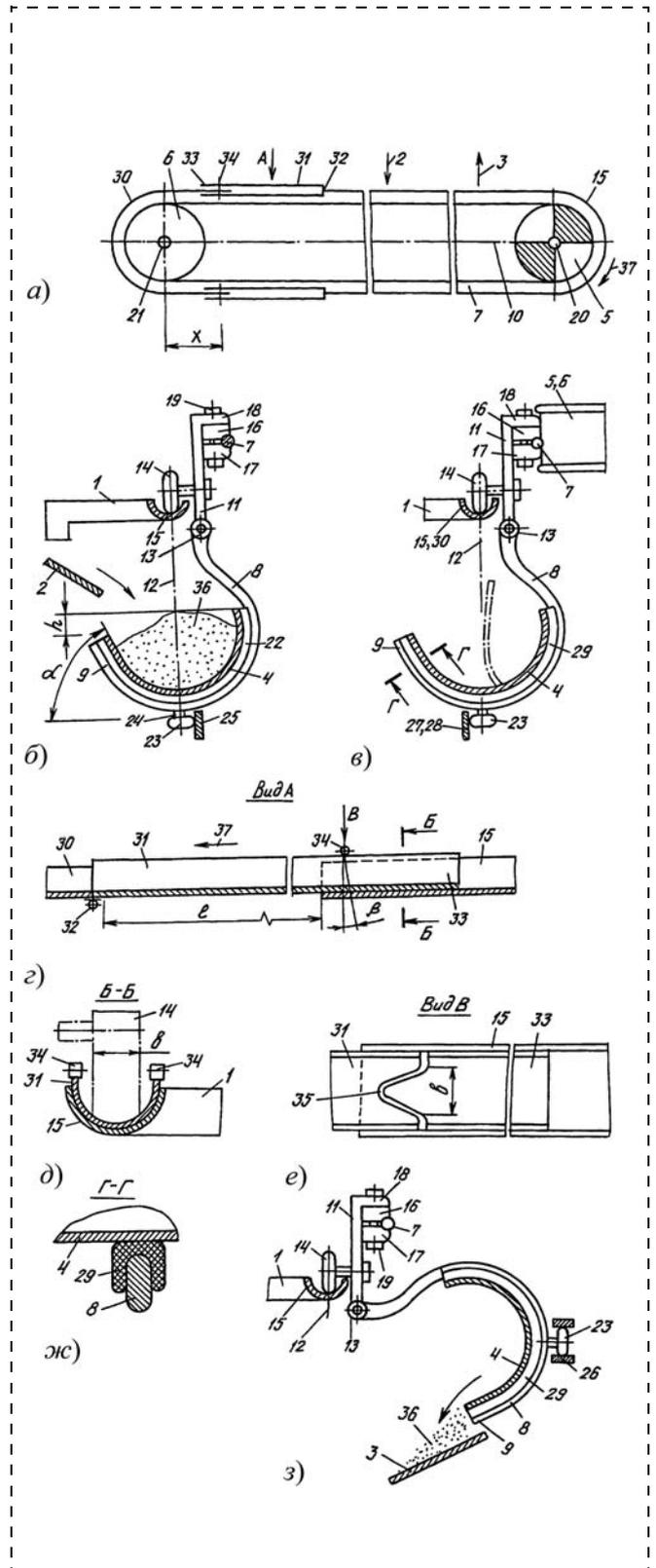
жет иметь перегибы с криволинейными участками в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Таким образом, техническое решение обеспечивает возможность транспортирования одноканатной подвесной дорогой крупнокускового груза при высокой производительности по сложной пространственной трассе и без просыпи транспортируемого груза. Одноканатная подвесная дорога предназначена для использования при открытой разработке месторождений различных полезных ископаемых, преимущественно для транспортирования вскрышных пород во внешние отвалы, а также для транспортирования добываемой в карьере руды или другого полезного ископаемого, без его предварительного дробления в карьере, на обогатительную фабрику.

**Ленточно-канатный конвейер** [3, 4] содержит стойки 1 (рис. 2) Г-образной формы, загрузочное 2 и разгрузочное 3 приспособления, бесконечно замкнутый контур ленты 4, бесконечно замкнутый на приводном 5 и натяжном 6 шкивах тяговый канат 7. Лента 4 закреплена на крюкообразных подвесках 8 с ориентацией их свободных кромок 9 в сторону от продольной оси 10 конвейера с возможностью формирования на них лотка ленты 4 такого же профиля. Угол  $\alpha$  наклона наружного борта ленты 4 к горизонту принят не более  $45^\circ$ . Верхняя часть 11 каждой подвески ориентирована вертикально и смещена в сторону продольной оси 10 конвейера от оси симметрии 12 лотка ленты 4, снабжена горизонтальным шарниром 13 с возможностью поворота нижней части 8 подвески в вертикальной плоскости относительно горизонтального шарнира 13, зажимным приспособлением для тягового каната 7 и ходовым катком 14 с полукруглым ободом с возможностью его опирания на закрепленную на Г-образных стойках 1 конвейера направляющую 15 желобчатого профиля в поперечном сечении. Тяговый канат 7 замкнут в горизонтальной плоскости. Зажимное приспособление для тягового каната 7 выполнено в виде съемных верхней 16 и нижней 17 губок, размещенных под ориентированным в сторону продольной оси 10 конвейера горизонтальным выступом 18 с возможностью охвата губками 16 и 17 тягового каната 7 сверху и снизу. Губки 16 и 17 закреплены на выступе 18 подвески с помощью болтов 19, размещенных между верхней частью 11 подвески и тяговым канатом 7. При этом губки 16 и 17 перекрывают площадь поперечного сечения тягового каната 7 на величину, меньшую диаметра тягового каната 7, определяемую с учетом поперечной деформации тягового каната 7 при огибании

им приводного шкива 5, а внешние поверхности выступа 18 и нижней губки 17 выполнены с закругленными навстречу друг другу кромками с возможностью размещения зажимного приспособления на ободах приводного 5 и натяжного 6 шкивов. Шкивы 5 и 6 расположены в горизонтальной плоскости с возможностью их вращения относительно вертикальных осей 20 и 21. В исходном положении верхняя 16 и нижняя 17 губки размещены с зазором друг относительно друга. Борт 22 ленты 4 со стороны продольной оси 10 конвейера установлен с превышением  $h$  над наружным бортом 9, а лента 4 прикреплена к подвескам 8 только одним своим бортом 22, расположенным со стороны продольной оси 10 конвейера. На нижних частях 8 подвесок закреплены ролики 23 с возможностью их вращения на вертикально ориентированных осях 24, в зоне разгрузки 3 конвейера и направляющими шинами 27 и 28 в зоне размещения приводного 5 и натяжного 6 шкивов. Губки 16 и 17 могут быть изготовлены из стали или пластичного материала, например полиэтилена. На нижних частях 8 подвесок могут быть размещены амортизирующие элементы 29 из пластичного материала, например резины.

Желобчатая направляющая 30 в зоне размещения натяжного шкива 6 закреплена на его каретке (не показана) и по отношению к основной части желобчатой направляющей 15 установлена с разрывом  $l$ , величина которого принята не меньше хода  $X$  натяжного шкива 6. Разрывы  $l$  между свободными концами обеих направляющих 15 и 30 перекрыты дополнительными желобчатыми направляющими 31, которые со стороны приводного шкива 5 со свободными концами основной части желобчатой направляющей 15 соединены с помощью установленных в их нижней части шарниров 32. С другой стороны дополнительные направляющие 31 свободно опираются на концы желобчатой направляющей 30 натяжного шкива 6 и снабжены поворотными в вертикальной плоскости элементами 33. Элементы 33 с основной частью дополнительных направляющих 31 соединены шарнирами 34, размещенными в их верхних частях, с возможностью опирания этих элементов 33 на направляющие 30 натяжного шкива 6. При этом наружный профиль дополнительных направляющих 31 повторяет внутренний профиль основной желобчатой направляющей 15. Смежные кромки дополнительных направляющих 31 и примыкающих к ним элементов 33 в вертикальной плоскости образуют между собой острый угол  $\beta$ , вершина которого ориентирована в сторону шарнира 34, а в горизонтальной



**Рис. 2. Ленточно-канатный конвейер:**  
 а – кинематическая схема конвейера в плане; б – поперечный разрез по грузонесущей ветви конвейера в зоне его загрузки; в – то же, в зоне установки приводного и натяжного шкивов; г – направляющие для ходовых катков, вид А сбоку; д – то же, поперечный разрез Б–Б; е – то же, вид В сверху; ж – поперечный разрез Г–Г по крюкообразной подвеске; з – поперечный разрез по грузонесущей ветви конвейера в зоне разгрузки транспортируемого груза

плоскости снабжены треугольными вырезами 35, ширина основания которых принята равной ширине  $b$  катков 14. Верхние кромки дополнительных желобчатых направляющих 31 и их элементов 33 размещены с превышением над верхними кромками основных желобчатых направляющих 15. Катки 14 могут быть выполнены со стальными или эластичными ободами, например из технической резины; 36 – транспортируемый груз, 37 – направление движения тягового каната 7.

Ленточно-канатный конвейер действует следующим образом. При вращении приводного шкива 5 движущее усилие от него за счет сил трения передается тяговому канату 7, который вместе с закрепленными на нем подвесками 8, 11 и закрепленной на них лентой 4 движется в пролете между приводным 5 и натяжным 6 шкивами. Подлежащий транспортированию груз 36 с помощью загрузочного приспособления 2 непрерывно подается внутрь лотка ленты 4. При этом за счет превышения  $h$  внутреннего борта ленты 4 над наружным ее бортом транспортируемый груз 36 в зоне загрузки 2 конвейера не пересыпается через внутренний борт ленты 4, а направляющая шина 25, с которой взаимодействуют ролики 23 подвесок, препятствует их отклонению от вертикали. Несущая способность ленты 4 определяется формой ее лотка, которая в свою очередь определяется профилем нижней части 8 крюковых подвесок. При угле наклона наружного борта ленты 4 около  $45^\circ$  обеспечивается не только надежная разгрузка транспортируемого груза 36 с ленты 4 при отклонении нижних частей 8 подвесок в зоне разгрузки 3 конвейера, но и несущая способность ленты 4, близкая к максимальной. Закрепленные на нижних частях 8 подвесок ролики 23 в зоне разгрузки конвейера – в средней его части или перед приводным шкивом 5 (в зависимости от принятой схемы транспорта) – входят в контакт с разгрузочными шинами 26, благодаря чему нижние части 8 подвесок отклоняются относительно горизонтальных шарниров 13 в сторону продольной оси 10 конвейера, а находящийся на ленте 4 транспортируемый груз 36 перегружается на разгрузочное приспособление 3 (желоб, бункер, склад, отвал и др.).

После освобождения ленты 4 от транспортируемого груза 36 подвески с лентой 4 при их дальнейшем движении возвращаются в исходное положение и после прохождения приводного шкива 5 переходят на нерабочую ветвь конвейера. При огибании подвесками 8, 11 приводного 5 и натяжного 6 шкивов ролики 23, взаимодействуя с направ-

ляющим шинами 27 и 28, препятствуют отклонению нижней части 8 подвесок под действием центробежных сил.

В процессе работы конвейера тяговый канат 7 вытягивается, поэтому каретка с натяжным шкивом 6 и желобчатой направляющей 30 смещается справа налево (см. рис. 2, а), поэтому разрыв между направляющими 30 и 15 увеличивается. Однако нормальная работа конвейера не нарушается, так как этот разрыв (максимальное значение равно  $l$ ) постоянно перекрыт дополнительными направляющими 31, которые постоянно опираются на свободные концы направляющей 30. При этом даже при неточностях в изготовлении и при монтаже благодаря наличию поворотных элементов 33 на дополнительных направляющих 31 обеспечивается свободный проход катков 14 через точки сопряжения элементов 33 и основной направляющей 15. Причем поворот элементов 33 в вертикальной плоскости относительно шарниров 34 обеспечивается за счет наличия смежных скошенных кромок дополнительных направляющих 31 и элементов 33 (см. рис. 2, з). Безударный проход катков 14 на этих участках обеспечивается за счет треугольных вырезов 35 в сопрягаемых элементах с шириной оснований этих вырезов, равной ширине  $b$  катков 14, и за счет выполнения ободов катков 14 из эластичного материала.

На грузонесущей и нерабочей ветвях конвейера все весовые нагрузки от ленты 4 с грузом 36, подвесок 8, 11 и тягового каната 7 воспринимаются ходовыми катками 14 и направляющими 15. Желобчатая форма направляющих 15 позволяет проектировать трассу транспортирования криволинейной в плане, что расширяет возможности применения конвейера. Закрепление ленты 4 на крюковых подвесках 8 только одним своим бортом позволяет ограничить диаметр приводного 5 и натяжного 6 шкивов, так как при огибании этих шкивов наружный борт ленты 4 может сближаться с внутренним (положение ленты показано штрих-пунктиром на рис. 2, в), благодаря чему даже при относительно небольшом диаметре шкивов 5 и 6 за счет существенного уменьшения поперечной жесткости ленты 4 не происходит разрушения ее наружного борта. Первоначальное размещение губок 16 и 17 с зазором друг относительно друга обеспечивает надежную фиксацию тягового каната 7 в зажимных приспособлениях. Принятое соотношение между размерами губок 16, 17 и диаметром тягового каната 7 обеспечивает проход подвесок с зажимными приспособлениями через шкивы 5 и 6

без перекосов и дополнительных динамических нагрузок на взаимодействующие элементы.

Выполнение подвесок 8 с амортизирующими элементами 29 позволяет увеличить срок службы ленты 4 за счет снижения ударных нагрузок при подаче на ленту 4 крупнокускового транспортируемого груза 36.

Техническое решение обеспечивает возможность транспортирования крупнокускового груза при увеличенной несущей способности конвейерной ленты и производительности конвейера, возможность использования конвейера при криволинейной в плане трассе транспортирования увеличенной длины.

Конвейер предназначен для использования в подземных условиях, для транспортирования крупнокусковой горной массы без ее предварительного дробления из карьера на обогатительную фабрику, а также для других целей с учетом использования технических возможностей предлагаемой конструкции конвейера.

Максимально возможная производительность описанных выше двух транспортных комплексов непрерывного действия при транспортировании средних и мелкокусковых насыпных грузов

$$Q = 1800(BR + 2R^2(\sin^2(B/2R)\operatorname{tg}\varphi - \sin(B/R)))v\gamma, \text{ т/ч,}$$

где  $B$  – длина дуги поперечного профиля дугообразной подвески и номинальная ширина конвейерной ленты, м;  $R$  – радиус изгиба подвески дугообразной формы и крюковой подвески для конвейерной ленты, м;  $\varphi$  – угол откоса транспортируемого груза на несущих органах;  $v$  – линейные скорости движения тяговых и несущих органов, м/с;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого груза, т/м<sup>3</sup>. Аргументы синусоидальных функций измеряются в радианах.

При транспортировании крупнокусковых грузов максимальной крупности, определяемой размерами несущих органов, производительность обоих транспортных комплексов

$$Q = 900\pi a^2 \Psi v \gamma, \text{ т/ч,}$$

где  $a$  – максимальный размер куски транспортируемого груза, м;  $\Psi$  – приведенный коэффициент заполнения транспортируемым грузом несущего органа;  $\gamma$  – усредненное значение насыпной плотности транспортируемого груза с учетом соотношения содержания кусков максимальной крупности и средних размеров кусков остальной части транспортируемого насыпного груза.

Увеличенная производительность предлагаемых транспортных комплексов по сравнению с аналогами обеспечивается за счет отсутствия поперечных смещений несущего органа и практически полного его заполнения по ширине транспортируемым грузом.

Выпуск заводами-изготовителями и освоение нового транспортного оборудования предприятиями горной промышленности позволят существенно улучшить технико-экономические показатели горных предприятий при разработке месторождений полезного ископаемого открытым и подземным способами за счет повышения надежности эксплуатации магистрального транспортного оборудования при увеличенной крупности кусков транспортируемого груза, повышенной производительности и возможности транспортирования насыпных грузов по сложной трассе.

#### Список литературы

1. Пат. РФ № 2276028. Одноканатная подвесная дорожка для кусковых грузов / Ю.Д. Тарасов, Е.Ю. Тарасова. Заявл. 14.12.2004 № 2004136542/11. Оpubл. 10.05.2006; МПК В61В 7/00. Бюл. № 13.
2. Пат. РФ № 2347696. Одноканатная подвесная дорожка для кусковых грузов / Ю.Д. Тарасов. Заявл. 18.07.2007 № 2007127586/11. Оpubл. 27.02.2009; МПК В61В 7/00. Бюл. № 6.
3. Пат. РФ № 2336214. Ленточно-канатный конвейер / Ю.Д. Тарасов. Заявл. 09.06.2007 № 2007121805/11. Оpubл. 20.10.2008; МПК В65G 17/02. Бюл. № 29.
4. Пат. РФ № 2340529. Ленточно-канатный конвейер / Ю.Д. Тарасов. Заявл. 20.06.2007 № 2007123223/11. Оpubл. 10.12.2008; МПК В65G 17/02. Бюл. № 34.

УДК 621.879.622

**Н. Н. Страбыкин**, д-р техн. наук, проф., **В. М. Горячкин**, канд. техн. наук, доц., НИ ИрГТУ, г. Иркутск

E-mail: gm\_gor@istu.edu

## Основные направления технической политики в области развития экскаваторостроения для карьеров

---

*Приведена оценка технического уровня карьерных экскаваторов, находящихся в эксплуатации на горно-добывающих предприятиях с открытой разработкой, и обозначены пути их совершенствования и создания новых более мощных прогрессивных модификаций.*

**Ключевые слова:** карьерный электрический экскаватор, гидравлический и дизельный экскаваторы типа прямая механическая лопата и драглайн, проблемы создания нового поколения экскаваторов.

**N. N. Strabykin, V. M. Goryachkin**

## The Technological Policy Guidelines of Development of Production Open-Mine Excavators

---

*An accounted appraisal of technical level career excavators are exploiting at mining industry called directions of perfecting and creation news powerful progressive models.*

**Keywords:** electric excavator, hydraulic excavator, problems creation new progressive model.

### Объективная необходимость развития экскаваторостроения для карьеров, разрабатывающих мерзлые массивы

Основная часть выемочно-погрузочной техники карьеров РФ и СНГ представлена технологически экскаваторами ЭКГ-8И, ЭКГ-12,5, ЭКГ-10, ЭКГ-15 и их модификациями с ковшами вместимостью 5...15 м<sup>3</sup> производства Ижорского завода ООО "ИЗ-КАРТЭКС" и ОАО "Уралмашзавод", входящих в Группу ООО "ОМЗ Объединенные машиностроительные заводы—Горное оборудование и технологии" (ООО "ОМЗ—ГОИТ"). С начала 90-х гг. прошлого столетия ввиду произошедших в стране социально-экономических сдвигов и промышленного кризиса количество заказываемого на вышеуказанных заводах горного оборудования существенно сократилось из-за значительного уменьшения инвестиций на развитие горного производства и наличия большого парка недоиспользования оборудования на предприятиях с периода плановой экономики. В последние годы приняты к реализации крупные проекты модернизации и

обновления горной техники на действующих горно-добывающих предприятиях (добыча железной руды на 15 крупнейших комбинатах России, Украины и Казахстана увеличится на 100 млн т к уровню 2007 г., угольные компании России, Казахстана и Узбекистана планируют повысить добычу угля открытым способом на 25 млн т уже к 2013 г. с ростом объемов вскрышных работ на 200 млн м<sup>3</sup>), а также строящихся горно-добывающих комбинатах (Удоканское месторождение меди, Сухоложское золоторудное месторождение, Архангельские алмазы, Энгельское угольное месторождение и др.). Значительный износ экскаваторного парка, эксплуатируемого в настоящее время, и несоответствие вместимости ковшей отечественных карьерных экскаваторов грузоподъемности автосамосвалов ПО "Белаз", достигающей 220...320 т (Белаз-75306, Белаз-75600), послужили причиной закупок импортных гидравлических экскаваторов с ковшами вместимостью 15...27 м<sup>3</sup> фирм "Hitachi", "Komatsu" (Япония), "Terex", "Bucyrus" (США) и др. [1, 2].

Технический уровень и объемы производства выемочно-погрузочного оборудования карьеров и угольных разрезов будут определяться его значительным физическим износом и возрастающей конкуренцией зарубежных фирм, появлением новых технологий выемочно-погрузочных и транспортных работ и наличием относительно небольших предприятий в связи с приватизацией и разукрупнением существующих.

Накопленный опыт современного отечественного и зарубежного горного машиностроения в целом и экскаваторостроения, в частности, ставит задачу создания выемочно-погрузочного оборудования, отвечающего сегодняшним требованиям, предъявляемым к горной технике с учетом усложнившихся горно-геологических условий и роста объема горно-добывающей отрасли. Данная задача является достаточно сложной, выполнение которой связано с решением комплекса проблем по разработке, изготовлению, испытаниям, конструкторской доводке, выпуску экспериментальных образцов и их опытной эксплуатации. При этом требуется проведение проектных, конструкторских, технологических, монтажных и исследовательских работ значительных объемов [3, 4].

#### **Снижение удельной металлоемкости экскаваторов за счет использования новых материалов и современных технологий изготовления узлов и деталей механизмов экскаваторов**

Весьма важной проблемой, связанной с решением задач оптимизации рабочих параметров и уменьшения металлоемкости при сохранении необходимого уровня запаса прочности металлоконструкций рабочего оборудования, механизмов, узлов и отдельных деталей экскаваторов и одноковшовых погрузчиков, является выбор материалов для их изготовления. Данную проблему следует решать путем широкого использования конструкционных легированных сталей. Так, в области металлургии заслуживает внимания применение впервые разработанных на Иркутском заводе тяжелого машиностроения процессов обработки жидкого металла солями бора и бария в сочетании с модифицированием стали титаном [5].

Уменьшение массы ответственных металлоконструкций карьерных выемочно-погрузочных машин (стрел, рукоятей, элементов рам, ходовых механизмов и др.), где размеры сечений расчетных элементов определяются не условиями жесткости, а условиями прочности, может быть достигнуто за счет предпочтительного использования низколе-

гированных сталей 10ХСНД, 15ХСНД, 10Г2СД, 09Г2ДТ. Они обладают более высокой коррозионной стойкостью, примерно в 1,5—2 раза большим значением предела текучести и меньшей хладноломкостью, чем сталь ст3. Однако низколегированные стали более чувствительны к концентрации напряжений и дорожке углеродистых.

Наибольший эффект достигается при выполнении из низколегированных сталей конструкций, подверженных преимущественно растяжению. В случае знакопеременных нагрузок ввиду относительно низкого предела выносливости низколегированные стали менее приемлемы. Несущие элементы сварных конструкций, выполненные из низколегированных сталей, более предпочтительны для работы при отрицательных температурах до  $-40^{\circ}\text{C}$ . В случае эксплуатации при более низких температурах рекомендуются стали 17Г1С, 10ХСНД и 15ХСНД [3, 6—8].

#### **Внедрение современных конструкторских решений и технологий изготовления рабочего оборудования из износостойких материалов с защитными покрытиями и смазкой трущихся поверхностей**

Проблема уменьшения массы стрел шагающих драглайнов постоянно находится в центре внимания конструкторов Уралмашзавода. Основными направлениями уменьшения массы стрел являются:

- выбор оптимальной схемы стрелы, т. е. ее относительных основных размеров панелей и поясов;
- уменьшение нагрузок, действующих на стрелу (концевой и инерционных), коэффициентов динамики;
- применение высокопрочных сталей, легких сплавов, более прочных канатов;
- снижение концентраторов напряжений за счет конструкторских и технологических приемов (специальные кольца в стыках поясов, зачистка швов и создание плавных переходов, термообработка для снятия остаточных напряжений).

Уралмашзаводом, различными научно-исследовательскими институтами и вузами страны выполнен ряд теоретических исследований и экспериментальных работ по совершенствованию конструкции стрел шагающих экскаваторов (динамика отрыва ковша от грунта, колебания стрел под воздействием динамических нагрузок, допускаемые ускорения и динамика, влияние концентраторов напряжений, усталостная прочность применяемых марок сталей при пульсирующей нагрузке и т. д.). Результаты этих исследований и экспериментальных работ используются при разработке и даль-

нейшем совершенствовании конструкции стрел. Стрела шагающего экскаватора фирмы "Марион" (США) модели 8950-4R на 40 % тяжелее стрелы драглайна ЭШ-65.100 [6]. Так как масса стрелы, как и нагрузка от груженого ковша, приложены на большом плече, то уменьшение массы стрелы значительно влияет на снижение массы экскаватора.

### **Термоциклическая, химико-механическая и термо-физическая обработка металлоконструкций экскаваторов**

Для более быстроознашивающихся деталей в технологическом цикле изготовления механизмов экскаватора рационально проводить термомеханическую обработку. Весьма эффективным средством повышения эксплуатационной стойкости деталей служит также термоциклический и химикотермический способы обработки, сопровождающиеся структурными изменениями вследствие многократных прямых и обратных фазовых переходов.

Так, применение двойной термообработки и термоциклирования дражных пальцев в условиях Иркутского завода тяжелого машиностроения позволило значительно повысить прочностные характеристики ответственных деталей черпакового механизма крупных драг [5].

Учитывая потребности рынка горного оборудования, ООО "ИЗ-КАРТЭКС" реализует стратегию производства современных экскаваторов четырех типоразмеров: ЭКГ-12К, ЭКГ-20, ЭКГ-30 и ЭКГ-50, эффективность которых по сравнению с серийно изготавливаемыми ЭКГ-10 и ЭКГ-15 достигается увеличением нормативного срока эксплуатации основных механизмов с 40 000 до 50 000 моточасов за счет применения новых материалов, технологий изготовления и методов конструирования, позволяющих оптимизировать конструкцию уже на стадии компьютерной разработки. Такой подход обеспечивает повышение срока эксплуатации основных металлоконструкций до срока службы всей машины, который увеличен для новых моделей с 17 до 20 лет [2].

Фирмой "Марион" (США) разработаны стрелы длиной 60...78 м для драглайнов с ковшами вместимостью 12...18 м<sup>3</sup> из высокопрочных алюминиевых сплавов. Такие стрелы не боятся низких отрицательных температур и коррождения, имеют на 30...33 % меньшую массу при одинаковых длинах [6]. Однако прочность шва и околосшовной зоны в сварных конструкциях из алюминиевых сплавов ниже, а стоимость таких сплавов значительно выше стоимости высокопрочных сталей.

Поэтому они в конструкциях экскаваторов применения не нашли.

Другая проблема, также связанная с повышением качества и сокращением сроков изготовления узлов и экскаваторов в целом, состоит в использовании новых современных технологий, применяемых при проектировании и изготовлении элементов конструкций рабочего оборудования, механизмов поворотной платформы и ходовой части экскаватора. Для этого необходимо использование наиболее прогрессивных технологий механической, термофизической обработки и сварочных работ в процессе изготовления и монтажа машины. Высокий технический уровень нового экскаватора достигается использованием современных технических и технологических решений на уровне изобретений и новых методов расчета, позволяющих обеспечить необходимую прочность и долговечность оборудования [2].

### **Силовое оборудование экскаваторов**

Следующая проблема создания и обслуживания экскаваторов нового технического уровня состоит в использовании более совершенных приводов главных механизмов. Экскаваторы, оснащенные электроприводом, достаточно просты и надежны в эксплуатации в различных климатических условиях. Наличие коллектора со щеточным аппаратом в подшипниковых узлах вращающихся электромашиных преобразователей обуславливает заметные осложнения при их эксплуатации, особенно в условиях низких температур, запыленности, повышенной вибрации и влажности. В 1990 г. на разрезе "Сафроновский" ОАО "Востсибуголь" пущен в эксплуатацию драглайн ЭШ-20.90, оснащенный опытно-промышленным образцом силового регулируемого тиристорного электропривода переменного тока с асинхронными двигателями. Эксплуатация подтвердила высокие качества и весьма надежную работу машины, а также выявила ряд не до конца решенных особенностей, касающихся электромагнитной совместимости с питающей сетью, и низкий коэффициент мощности.

В начале XXI столетия Группой "Уралмаш-Ижора" ООО "ОМЗ-ГОиТ" разработан экскаватор ЭКГ-12 для работы в комплексе с транспортными машинами грузоподъемностью 110...130 т в наиболее тяжелых условиях горных работ. Использование этого экскаватора позволило осуществлять погрузку вышеназванного автосамосвала или думпкара за 3...4 цикла, тогда как в случае применения экскаваторов с ковшами вместимостью 6,3...8 м<sup>3</sup>

погрузка осуществлялась за 6...9 циклов, что сопровождалось неоправданно продолжительными простоями автосамосвалов под погрузкой. Экскаватор ЭКГ-12 по своим техническим параметрам и показателям не уступает лучшим зарубежным аналогам. Электропривод главных механизмов выполнен по системе "генератор—двигатель" с управлением генераторами от трехфазных реверсивных тиристорных возбуждателей. Система управления обеспечивает адаптацию физических возможностей машиниста к горно-геологическим условиям работы экскаватора. Это позволяет существенно снизить динамические нагрузки на механическое оборудование, потребление электроэнергии, утомляемость машиниста, повышает надежность и производительность. Рабочая кабина оборудована пультом и постом управления, имеющим двухкоординатные ручные командоконтроллеры. Анализ промышленной эксплуатации экскаваторов ЭКГ-12 по сравнению его с отечественными и зарубежными аналогами показывает, что он соответствует лучшим мировым образцам [10].

Наиболее перспективным следует считать применение приводов переменного тока с частотным регулированием асинхронных электродвигателей (непосредственный преобразователь частоты — асинхронный двигатель "НПЧ"). Такой тип электропривода главных механизмов карьерных и вскрышных экскаваторов-драглайнов улучшает динамику их работы, сокращает продолжительность переходных процессов при разгоне и торможении, уменьшает потребление реактивной мощности из сети питания, снижает эксплуатационные расходы [8]. Ранее широкое внедрение частотно-регулируемых электроприводов сдерживалось высокой стоимостью преобразователей частоты. В качестве силовых элементов преобразователей применены современные мощные биполярные транзисторы с изолированным затвором IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor). Для экскаваторов проблема перехода на привод переменного тока дополнительно осложняется необходимостью специального исполнения электрооборудования относительно большой мощности для тяжелых условий работы (высокий уровень механических нагрузок при эксплуатации, низкая температура окружающей среды и т. п.). Главным элементом привода являются тиристоры преобразователя частоты, состоящие из выпрямителя-рекуператора и инверторов. Выпрямители-рекуператоры обеспечивают передачу энергии в обоих направлениях, т. е. возвращают в сеть энер-

гию, вырабатываемую при торможении. Кроме того, они осуществляют подавление высших гармоник в сети питания и исключают опрокидывание инвертора в режиме рекуперации при отключении или потере напряжения питания. Такая система позволяет формировать качественные статические и динамические характеристики управления электроприводами экскаватора. Использование современной системы электропривода снижает эксплуатационные расходы и увеличивает производительность экскаватора.

Экскаватор нового поколения ЭКГ-30 (ЭКГ-1500К) может комплектоваться ковшом вместимостью 18...45 м<sup>3</sup>. Увеличенная ширина ковшей обеспечивает их лучшее заполнение и исключает просыпи при разгрузке в транспортные средства. Новые конструктивные решения позволили существенно увеличить рабочие размеры рабочего оборудования при снижении удельной металлоемкости машины [9].

Традиционная для ОАО "Ижорские заводы" схема рабочего оборудования с шарнирно-сочлененной стрелой и однобалочной рукоятью круглого сечения со встроенным механизмом демпфирования позволяет разгрузить стрелу от изгиба и рукоять от кручения, а также снизить динамические нагрузки в напорном механизме и уменьшить вес рабочего оборудования. Основной ковш экскаватора вместимостью 18 м<sup>3</sup> рассчитан для тяжелых условий эксплуатации при разработке горных пород IV категории экскавации с объемной массой до 2,7 т/м<sup>3</sup> (в целике). В месте сочленения секций стрелы расположен седловой подшипник с напорными блоками. В хвостовой части рукояти установлен механизм демпфирования двустороннего действия, который снижает динамические нагрузки в рукояти и механизме напора при встрече ковша с крепкими включениями в забое или при ударе рукояти о седловой подшипник. Предусмотрено применение приводов переменного тока с частотным регулированием асинхронных электродвигателей. Такая система обеспечивает возможность формирования качественных статических и динамических характеристик управления электроприводами экскаватора.

Разработан эскизный проект экскаватора ЭКГ-3000Р с вместимостью основного ковша 25 м<sup>3</sup>. Рассматривается возможность двух вариантов системы главных приводов — система ГПД "генератор—двигатель" с управлением генераторами от трехфазных реверсивных тиристорных возбуждателей и система приводов на переменном токе с частот-

ным регулированием – НПЧ. Схемное решение рабочего оборудования – реечный напор с двухбалочной рукоятью принято как наиболее приспособленное для разработки тяжелых скальных пород. В перспективе намечена разработка еще более мощной модели – экскаватора с вместимостью основного ковша 35...40 м<sup>3</sup> ЭКГ-5000Р [9].

На крупнейших карьерах и разрезах мира используются электрические экскаваторы механические лопаты с ковшом вместимостью 40...64 м<sup>3</sup>, которые выполняют погрузку автосамосвалов грузоподъемностью 290...360 т. В производственных программах ведущих экскаваторостроительных компаний основную долю (более 75 %) занимают мехлопаты с ковшом вместимостью 45...64 м<sup>3</sup>.

Значительные возможности обеспечиваются использованием современной цифровой микроконтроллерной системы управления, которая позволяет достичь плавности рабочих движений при оптимальных механических характеристиках и высоком КПД. В состав такой системы входят специальные устройства контроля работы электроприводов и диагностики состояния оборудования. Машинист управляет экскаватором с помощью эргономичных двухкоординатных ручных командоконтроллеров (джойстиков), применение которых позволяет снизить утомляемость машиниста и повысить точность управления механизмами экскаватора.

Основные контрольные и диагностические параметры экскаватора выводятся на дисплей, установленный в кабине, который является частью компьютера технического обслуживания, входящего в информационно-диагностическую систему. Информация на дисплее позволяет машинисту контролировать работу экскаватора в реальном времени, а сервисным специалистам анализировать работу по регистрационным данным. Компьютер технического обслуживания производит запись работы систем экскаватора и перечень отклонений и неисправностей. Структура предоставления данных направлена на обеспечение простоты поиска неисправностей, ремонта и замены компонентов системы. Подобным образом выполняется и оснащается система управления экскаватором ЭКГ-30 [9, 10].

### **Гидравлические карьерные экскаваторы**

С 1990 г. растет спрос на гидравлические экскаваторы. Их выпуск для горных предприятий в 3–5 раз превышает производство электрических мехлопат. Привод рабочего оборудования полно-

стью гидрофицирован, что обеспечивает автономность работы основных механизмов гидравлических экскаваторов и независимость от линий электропередач. Это особенно важно в северных регионах страны, где ощущается дефицит электроэнергии. Конструктивные достоинства гидравлических экскаваторов заключаются в компактности конструкции и меньшей массе, возможности применения разнообразных схем рабочего оборудования, простоте передачи движений от источника энергии, бесступенчатом регулировании рабочих скоростей механизмов, повышенной мобильности и маневренности, значительных усилиях на зубьях ковша и лучшем его наполнении, сокращении продолжительности рабочего цикла [11]. Этим объясняются тенденции, сложившиеся в последние десятилетия в горном машиностроении зарубежных фирм по преимущественному производству гидравлических экскаваторов для работы на карьерах. Однако приобретение и применение импортной горной техники весьма накладно. Кроме того, при вместимости ковша более 30 м<sup>3</sup> гидравлические экскаваторы утрачивают свои технологические преимущества, а их меньший в 2–3 раза срок эксплуатации и высокие затраты на экскавацию при сравнимой с электрическими мехлопатами стоимости делают выбор в пользу мехлопат.

Ижорским машиностроительным заводом в 2002 г. изготовлен головной образец отечественного гидравлического экскаватора ЭГ-5,5, который прошел промышленные испытания на руднике ООО "ПГ Фосфорит" (Кольский полуостров), выполняя погрузку руды, проходку дренажей и зачистку подошвы фосфоритного пласта. С учетом опыта эксплуатации и усовершенствования конструкции разработана и передана корпорации "Объединенные машиностроительные заводы" конструкторская документация типоразмерного ряда гидравлических экскаваторов ЭГ-110, ЭГ-150, ЭГ-350, ЭГ-550 и ЭГО-350, ЭГО-550 с вместимостью ковша соответственно 5,5; 6...12; 12...18; 16...22 м<sup>3</sup>. Экскаваторы оснащены рабочим оборудованием "прямая механическая лопата", но могут поставляться с рабочим оборудованием "обратная лопата".

В зарубежной практике открытых горных работ получили распространение экскаваторы с дизель-гидравлическим и дизель-электрическим приводом, которые не зависят от наличия линий электропередач, что экономически оправдано при разработке месторождений полезных ископаемых в северных регионах. Экскаватор ЭГ-110 в отличие от ЭГ-5,5 оснащен двухместной кабиной

машиниста, устройствами диагностирования гидросистемы и дизеля. Такие экскаваторы найдут применение на предприятиях, где необходимы селективная выемка полезного ископаемого и повышенная маневренность.

Уралмашзаводом разработан экскаватор ЭКГ-5Д с дизельным приводом взамен электромашинного преобразовательного агрегата. Такой экскаватор автономен в работе и независим от линий электропередач. На экскаваторе смонтированы два дизель-электрических агрегата, один из которых является источником питания электродвигателя подъема, а второй служит для питания остальных приводов, включая приводы вспомогательного оборудования. Вместимость топливного бака составляет 3800 л дизельного топлива, что обеспечивает суточную непрерывную работу экскаватора. Два дизельных двигателя В2-500 Уральского турбомоторного завода мощностью 500 л. с. каждый приводят в действие преобразовательный агрегат экскаватора ЭКГ-5Д. Для питания вспомогательных приводов и цепей управления дополнительно используется генератор переменного тока. Такой экскаватор может с успехом использоваться на карьерах относительно небольшой мощности при отсутствии линий передач.

На Воронежском экскаваторном заводе машиностроительной компании "КРАНЭКС" с мая 2006 г. выпускается модель современных гидравлических экскаваторов ЕК 450FS в тесном сотрудничестве с мировыми лидерами отрасли фирмой "Komatsu". Представители компании утверждают, что данная модель предназначена для производства вскрышных и добычных работ при погрузке в автотранспорт или железнодорожные вагоны и по своим параметрам полностью соответствует иностранным аналогам, но при этом имеет более низкую цену приобретения и последующей эксплуатации. Новые модели ЕК 230 и ЕК 330 являются результатом модернизации силовых систем. Для производства ковшей используется сталь "Hardox" (Швеция) [14].

Потребности строительной и горно-добывающей отраслей в качественной землеройной технике растут с каждым годом, и хорошо, если это будут не дешевые китайские модели, а российская продукция. Имеются трудности с производством собственных качественных гидроагрегатов, поэтому на первых порах заводам рационально приобретать гидравлику от известных западных производителей, что позволит сделать экскаваторы конкурентоспо-

собными на мировом рынке с последующим освоением изготовления прецизионных элементов на отечественных заводах.

### Экскаваторы с ковшом активного типа

В целях освоения нетрадиционной технологии производства открытых горных работ, исключая необходимость предварительного рыхления трещиноватых горных пород III–IV категорий по трудности экскавации, Уралмашзаводом создан экскаватор ЭКГ-5В. Ковш экскаватора этой модификации снабжен тремя зубьями с пневмоударниками. В качестве источника сжатого воздуха для привода пневмоударников, воздействующих на зубья ковша, используется мощная пневмосистема, смонтированная на платформе экскаватора. В процессе внедрения режущей кромки ковша в породу при достижении усилия внедрения зуба 14,7 кН происходит автоматическое включение пневмомолота, при начале работы которого усилие в основном реализуется в системе "поршень—ударник—инструмент—порода". Лишь незначительная его часть передается на конструкции экскаватора и практически не влияет на значение нагрузок и вибрации. Анализ опытных данных показал, что, несмотря на существенную мощность привода компрессора (200 кВт), удельный расход энергии в расчете на 1 м<sup>3</sup> экскавируемой породы у экскаватора ЭКГ-5В оказался ниже, чем при разработке взорванной породы обычным ковшом. Это свидетельствует о возможности уменьшения мощности приводов подъемного и напорного механизмов в случае использования воздействия пневмоударников на зубья ковша [3].

Помимо выпуска новых машин предусматривается возможность модернизации имеющихся на карьерах ЭКГ-5А путем оснащения их ковшами активного действия. Такая работа может быть выполнена непосредственно на карьерах и обойдется заказчикам в 2–3 раза дешевле приобретения новой машины. Проработан эскизный проект создания на базе экскаватора ЭКГ-12 модификации ЭКГ-12В с пневмоударными зубьями. На ковше намечено установить четыре пневмоударных зуба с энергией удара 3,5 кДж и два зуба обычной конструкции. Пневмосистема, питающая пневмоударники, оснащается компрессорами производительностью 35...40 м<sup>3</sup> и мощностью их приводов 280...300 кВт [13].

## Оптимальное размещение механизмов

Не менее важной проблемой снижения массы экскаватора является оптимальное размещение механизмов на поворотной платформе. Определяющим при этом служит необходимость осуществления наиболее простой кинематической связи с исполнительным органом (ковшом, зубчатым венцом поворотного механизма и др.), минимальная протяженность гидро-, пневмо- и электрокоммуникаций. При этом главными механизмами являются подъемная лебедка, поворотный механизм и преобразовательный агрегат, насосная станция и лебедка подъема стрелы. компоновка механизмов на поворотной платформе должна обеспечивать доступность к указанным механизмам при обслуживании и проведении ремонтных работ.

Наиболее тяжелый преобразовательный агрегат размещается в задней части платформы, а подъемная лебедка – в средней со свободным доступом к ним. Механизм поворота ввиду постоянной кинематической связи с зубчатым поворотным венцом располагают как в передней, так и в задней части относительно оси вращения. Лебедка напора у современных карьерных экскаваторов с канатно-полиспастной системой выдвигания рукояти обычно находится в передней части поворотной платформы. Такая планировка позволяет снизить массу противовеса и общую массу экскаватора.

У гидравлического экскаватора хвостовую часть платформы занимают преобразовательный аппарат, масляные баки и радиатор, а также насосные станции. В центральной части платформы находятся механизмы поворота, компрессор, блок золотников и станция управления. В передней части платформы (за осью вращения) расположены трансформатор и кабина машиниста, а также оси крепления стрелы и стреловых цилиндров.

У вскрышных лопат и мощных драглайнов размещение механизмов на платформах характеризуется большим разнообразием. Тем не менее, подъемные и тяговые лебедки, как наиболее тяжелое оборудование, устанавливают в хвостовой части платформы, а преобразовательные агрегаты, как относительно более легкие узлы, либо переносят в переднюю часть платформы, либо устанавливают рядом с подъемной лебедкой (ЭШ-65.100 и др.). Сравнительно большая площадь поворотной платформы вскрышных и шагающих экскаваторов позволяет более рационально разместить на ней все механизмы, в том числе и механизмы поворота, количество которых на наиболее крупных экскаваторах достигает 8...12 (например, на ЭШ-100.100 – 8 шт.) [3].

## Модернизация шагающих экскаваторов-драглайнов

Шагающие экскаваторы ООО "ОМЗ-ГОиТ" рекомендовали себя как высокопроизводительные надежные машины, хорошо приспособленные для работы в любых климатических и горно-технических условиях. Ведущие специалисты и руководство компании "Busyugus" (США) на встрече, состоявшейся в сентябре 2005 г. в г. Милуоки (США), дали понять, что они оценивают наши шагающие экскаваторы-драглайны как серьезных конкурентов своим машинам в первую очередь на динамично развивающихся рынках Китая и Индии.

В проектах шагающих экскаваторов-драглайнов нового поколения заложен ряд оригинальных конструкторских решений, не имеющих аналогов у зарубежных экскаваторостроительных фирм [12].

Основные направления технической политики в области развития экскаваторов-драглайнов на ближайшие годы состоят в:

- освоении выемочно-погрузочных агрегатов на базе драглайнов для новых технологий вскрышных работ и транспортировки горных пород;
- разработке драглайнов с "прицельной" разгрузкой (кранлайнов);
- расширении типоразмерного ряда экскаваторов в сторону машин малой единичной мощности (с ковшами вместимостью 8 м<sup>3</sup> и менее) на гусеничной базе;
- разработке комплекса "драглайн–конвейер" для поточных технологий вскрышных работ;
- освоении современных систем электропривода на переменном токе по системе "непосредственный преобразователь—асинхронный двигатель";
- внедрении электромеханического механизма шагания на экскаваторах малой единичной мощности;
- оснащении экскаваторов автоматической централизованной системой густой смазки с использованием смазочного оборудования фирмы "Lincoln" (Германия);
- применении высокопрочной стали "Hardox" для изготовления корпусов ковшей;
- оснащении экскаваторов средствами контроля и диагностики с возможностью дистанционной передачи информации;
- оснащении экскаваторов современными системами автоматизированного управления электроприводами.

Сформирован ряд экскаваторов: ЭШ-11.75; ЭШ-20.90; ЭШ-25.90; ЭШ-40.100, ЭШ-65.100; ЭШ-100.125 и их модификаций: ЭШ-15.100; ЭШ-24.75; ЭШ-20.100; ЭШ-15.110; ЭШ-30.110; ЭШ-25.120; ЭШ-40.130.

## **Оптимизация управления механизмами экскаваторов**

Не менее важным, чем вышеперечисленные направления развития горного экскаваторостроения, является возможность обеспечения оптимизации режимов работы экскаватора в конкретных горно-технических и климатических условиях, что позволит повысить производительность машины за счет сокращения продолжительности операций цикла без снижения общего ресурса эксплуатации оборудования. Как ранее указывалось, применение в качестве приводов главных механизмов (подъема, напора, тяги) асинхронных двигателей переменного тока с частотным регулированием позволяет существенно сократить продолжительность переходных процессов во время разгона и торможения. Наличие в системе электропривода транзисторных преобразователей частоты, включающих выпрямители-рекуператоры, обеспечивая передачу энергии в обоих направлениях, создает возможность возвращать в сеть электрическую энергию при торможении механизмов, что является достоинством такого типа привода, так как позволяет оптимизировать процесс его работы, обеспечивая снижение моментов инерции, сохранение времени цикла и экономию расхода электроэнергии, а также существенно улучшая динамические характеристики главных приводов наиболее мощных механизмов.

### **Качество эксплуатации экскаваторного оборудования**

Экономичная и производительная работа экскаватора в период всего ресурса его отработки в значительной мере зависит от качества эксплуатации и обслуживания механических передач, гидравлических и электрических систем. Уровень качества эксплуатации определяется соблюдением постоянного контроля за состоянием металлоконструкций и электромеханического оборудования посредством систематического их диагностирования. Под качеством эксплуатации техники понимают совокупность свойств процессов эксплуатации данного типа техники, от которых зависит соответствие данного процесса и его результатов установленным требованиям.

Ввиду того, что "использование" является лишь частью эксплуатации, все показатели оценки эффективности техники, в том числе одноковшовых экскаваторов, дают лишь частную оценку качества эксплуатации. Об эффективности эксплуатации техники судят по следующим показателям: уровню

технической эксплуатации, качеству использования, эффективности и качеству эксплуатации. Однако названные показатели учитывают в основном только время и частично затраты на эксплуатацию техники. Существующие оценки эффективности и качества эксплуатации горной техники не учитывают особенности стадии эксплуатации.

Переход горно-добывающих предприятий на эксплуатацию экскаваторных парков по техническому состоянию за счет контроля выполнения своевременности и полноты текущих (месячных) ремонтов ППР, контроля за продолжительностью и качеством выполнения работ по ликвидации отказов обеспечит заметное улучшение качества эксплуатации выемочно-погрузочного оборудования.

Работа экскаватора в условиях низких отрицательных температур выдвигает специфические требования к владению постоянной информацией о текущем состоянии целостности металлоконструкций, сварочных швов, гидравлических систем и электропривода механизмов экскаватора. В указанных условиях работы диагностика и наличие текущих данных о возникающих в электромеханическом оборудовании нагрузках позволяют рационально использовать установленные мощности и своевременно защищать рабочее оборудование и механизмы от возможных перегрузок, избежать отказов и аварийных ситуаций.

Так, на экскаваторе ЭКГ-30 предусмотрена современная цифровая микроконтроллерная система управления, обеспечивающая плавность рабочих движений при оптимальных механических характеристиках, высоком значении КПД и коэффициенте мощности. В состав этой системы входят специальные устройства контроля параметров электроприводов и диагностики состояния электрического и механического оборудования.

### **Безопасность и комфортность обслуживания электромеханического оборудования**

Чрезвычайно важной проблемой, особенно в период эксплуатации экскаватора в забое, являются создание безопасных комфортных условий труда и безусловное выполнение санитарных норм на рабочем месте в кабине машиниста и кузове экскаватора; автоматизированный учет показателей работы, таких как масса погруженной в транспорт горной породы, время полезной работы, расход электроэнергии за смену и т.п.

На карьерном экскаваторе ЭКГ-12, являющемся базовой моделью, впервые система управления

обеспечивает адаптацию физических возможностей машиниста к горно-техническим условиям работы экскаватора. Это в значительной степени снижает динамические нагрузки на механическое оборудование, потребление энергии, утомляемость машиниста и, в конечном счете, повышает надежность и производительность машины.

Большое внимание при создании экскаватора ЭКГ-12 уделено удобству и безопасности работы машиниста. Экскаватор имеет верхнюю и нижнюю кабины. Верхняя кабина состоит из двух помещений – рабочего и бытового. Рабочее оборудовано пультом и постом управления, имеющими виброизоляционное устройство. В нижней кабине помещаются слесарный верстак и стеллажи для хранения инструмента, материалов и мелких запчастей. Управление основными механизмами осуществляется двухкоординаторными ручными командоконтроллерами. Съёмные секции крыши кузова обеспечивают доступ ко всем механизмам при проведении ремонтных работ. В заднюю секцию кузова встроена фильтровентиляционная установка, очищающая воздух с высокой эффективностью и создающая условия, предотвращающие поступление в кабину и кузов экскаватора запыленного воздуха.

### Выводы

Анализ состояния отечественной выемочно-погрузочной техники для карьеров и разработок новых перспективных проектов позволяет провести объективную оценку уровня эксплуатируемого и создаваемого оборудования и наметить направления технической политики развития горного экскаваторостроения в целях совершенствования конструкции, повышения качества изготовления и эксплуатации экскаваторной техники, улучшения условий труда обслуживающей бригады за счет достижения комфортности и безопасности работы машин и улучшения технико-экономических показателей горно-добывающих предприятий.

Создавшееся положение в отечественном экскаваторостроении ставит в повестку дня проблему воссоздания тесного взаимодействия между заказчиками экскаваторной техники, проектировщиками вводимых или реконструируемых горно-добывающих предприятий, конструкторами и заводами-изготовителями, что, безусловно, позволит сконцентрировать общие усилия на решение "уз-

ких мест" с учетом конкретных горно-геологических, горно-технических и технологических условий разрабатываемого месторождения, спрос и уровень цен на добываемую продукцию и качество эксплуатации используемого выемочно-погрузочного оборудования [15].

### Список литературы

1. База данных "Поставки горного оборудования на крупнейшие горные предприятия мира", Gilewich. 2007.
2. Паладеева Н.И. Современные тенденции рынка экскаваторов для горных предприятий // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 10–14.
3. Бойко Г.Х., Груздев А.В., Николаев В.Н. и др. Горное оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург: Изд-во Уральский рабочий, 2003. 240 с.
4. Tohn Cascels Electric mining shovels still the lowest cost producer. Mining perspectives for both worlds. Vol. 7. № 2. P. 8–9.
5. Черняк С.С. Проблемы повышения эксплуатационной стойкости стали. Иркутск: Изд-во ИрГУПС, 2007. 348 с.
6. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
7. Махно Д.Е., Шадрин А.И. Эксплуатация и ремонт механических лопат в условиях Севера: справочное пособие. М.: Недра, 1992. 127 с.
8. Черняк С.С. Повышение эксплуатационной стойкости конструкций и деталей горных машин для работы в условиях Севера. Иркутск: Изд-во ИГУ, 2001. 352 с.
9. Казаков В.А., Шварц Л.И., Судаков В.В. Экскаватор ЭКГ-1500К (ЭКГ-30) // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 11. С. 32–35.
10. Дурнев Н.В. Новое поколение мощных карьерных экскаваторов с речным напором // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 2. С. 2–3.
11. Страбыкин Н.Н. Расширение применения отечественных гидравлических экскаваторов в горно-добывающей и строительной отраслях промышленности – актуальная потребность времени // Горные машины и автоматика. 2003. № 10. С. 16–18.
12. Николаев В.Н. Шагающие экскаваторы России // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 2. С. 4–5.
13. Страбыкин Н.Н., Савченко А.Я. Комплексная оценка качества высокопроизводительного горно-добывающего оборудования на этапе эксплуатации // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 3. С. 2–8.
14. Горно-промышленные ведомости. 20.11.2011. 17-я Международная промышленная выставка "Металл-Экспо".
15. Корнилков С.В., Яковлев А.В., Маттис А.Р. Некоторые проблемы выпуска мощных отечественных экскаваторов // Известия вузов. Горный журнал. 2011. № 1. С. 12–16.

УДК 629.423.31

**А. С. Мазнев**, д-р техн. наук, проф., **В. А. Баранов**, инж.,  
ПГУПС, г. Санкт-Петербург

E-mail: baranov-orw@yandex.ru

## Влияние способа возбуждения тяговых двигателей на характеристики боксования электровозов постоянного тока

---

*Рассмотрены тяговые характеристики электровозов постоянного тока при боксовании колесных пар. Приведены результаты сравнения различных способов возбуждения и их влияние на развитие процесса боксования.*

**Ключевые слова:** электровоз, тяговый двигатель, регулирование возбуждения, тяговая характеристика.

**A. S. Maznev, V. A. Baranov**

## Effect of Excitation Traction Motors Method for Data Slipping DC Electric Locomotives

---

*Considered traction characteristics of dc electric locomotives to slipping wheelsets. The results of the comparison of different methods of excitation and their influence on the process of slipping.*

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

На промышленных и горных предприятиях электровозы осуществляют перевозку различных грузов. Условия работы предприятий вызывают загрязнение поверхности катания рельсов различной пылью, характерное появление масляной пленки и увлажнение. Эти факторы приводят к уменьшению устойчиво реализуемой (без проскальзывания колесных пар) силы тяги электровоза в результате снижения коэффициента сцепления колесных пар с рельсами. Таким образом, специфика эксплуатации локомотивов на промышленных и горных предприятиях заключается в необходимости реализации максимальной силы тяги при пониженных скоростях и изменяющемся в широких пределах коэффициенте сцепления.

Последовательное (или серийное) возбуждение тяговых двигателей обладает рядом преимуществ по сравнению с независимым. Поэтому данные электрические машины используются в качестве тяговых на отечественных электровозах постоянного тока. Основным их достоинством является равномерное распределение тока по параллельным ветвям, а также его меньшие изменения при резких колебаниях напряжения в контактной сети.

Однако двигатели последовательного возбуждения обладают существенным недостатком — при уменьшении механической нагрузки на валу ниже 25 % его номинальной мощности происходит неконтролируемое увеличение частоты вращения якоря — двигатель идет "вразнос". Данное явление объясняется особенностью его скоростной характеристики (зависимости частоты вращения якоря от тока), имеющей вид гиперболы, стремящейся в бесконечность, и весьма опасно, так как при значительной мощности двигателя возможно механическое разрушение некоторых узлов (подшипниковых щитов, коллектора, нарушение целостности обмотки якоря и ее выброс из пазов сердечника). Поэтому при возникновении в результате срыва сцепления колесной пары с рельсом процесса ее боксования он может быстро принять характер разносного. Это особенно опасно в процессе трогания поезда с места, так как двигатели при этом соединены последовательно. В этом случае происходит резкое уменьшение тока в цепи и других двигателей, что вызывает снижение вращающего момента. В результате электровоз прекращает развивать силу тяги, а тяговый двигатель, связан-

ный с потерявшей сцепление колесной парой, увеличивает частоту вращения, повреждая поверхности катания ее бандажа и головки рельса.

Отметим также, что песок как средство предупреждения скольжения колесных пар увеличивает основное сопротивление движению поезда и засоряет балластный слой, очистка которого весьма дорогостояща и трудоемка.

Для повышения эффективности использования тяговых свойств электровозов постоянного тока с двигателями последовательного возбуждения требуется, с одной стороны, увеличить жесткость их характеристик, а, с другой, — обеспечить равномерное распределение токов по параллельным ветвям.

Увеличить жесткость тяговых характеристик электровозов можно за счет дополнительной подпитки обмоток возбуждения.

Этот параметр позволяет оценить изменение силы тяги  $F$  при изменении линейной скорости колесной пары  $V$ , пропорциональной ее угловой скорости

$$dF = X(V)dV, \quad (1)$$

где  $X$  — коэффициент жесткости.

В общем случае

$$dF = \frac{\partial F}{\partial M} \frac{\partial M}{\partial \Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial I} \frac{\partial I}{\partial t}, \quad (2)$$

где  $M$  — вращающий момент колесной пары;  $\Phi$  — магнитный поток двигателя;  $I$  — ток якоря;  $t$  — время.

По изменению составляющих выражения (2) можно определить, как меняются тяговые свойства электровоза.

Один из путей решения указанной выше проблемы — использование последовательно-независимого возбуждения тяговых двигателей с подпиткой обмоток главных полюсов током якорей (рис. 1).

Расчеты показывают возможность увеличения силы тяги на 15...17 % при уменьшении расчетной

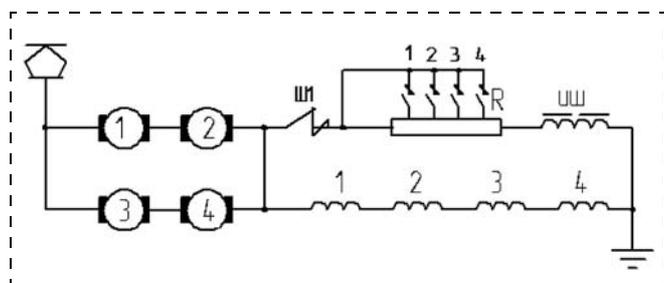


Рис. 1. Подпитка обмоток возбуждения током якорей

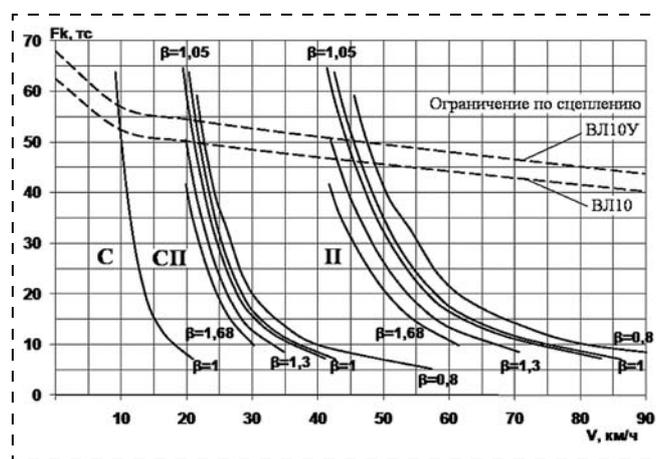


Рис. 2. Тяговые характеристики модернизированного электровоза ВЛ10У-580

скорости на 5...7 км/ч, что подтверждено результатами испытаний модернизированного электровоза ВЛ10У-580 [1—3].

На рис. 2 представлены тяговые характеристики модернизированного электровоза, соответствующие трем соединениям тяговых двигателей: последовательному (С), последовательно-параллельному (СП) и параллельному (П). Каждому соединению соответствует разный уровень подводимого к двигателям напряжения: последовательному — 375 В, последовательно-параллельному — 750 В и параллельному — 1500 В (номинальное). Так как номинальное напряжение тяговых двигателей составляет 1500 В, то для работы электровоза при номинальном напряжении в контактной сети 3000 В необходимо их объединение в группы. В результате чего реализация режима усиленного возбуждения при последовательном соединении всех восьми двигателей невозможна, и реализуется лишь при СП и П соединениях.

Характерной особенностью представленных характеристик является наличие ограничения по максимальному току возбуждения 700 А, определяемого насыщением магнитной системы машины и нагревом обмоток главных полюсов, а также семейства характеристик для СП и П соединений тяговых двигателей, отличающихся разными значениями коэффициента регулирования возбуждения  $\beta$ , представляющего собой отношение величин токов возбуждения и якоря:

$$\beta = \frac{I_B}{I_A}, \quad (3)$$

где  $I_B$  — ток возбуждения;  $I_A$  — ток якоря.

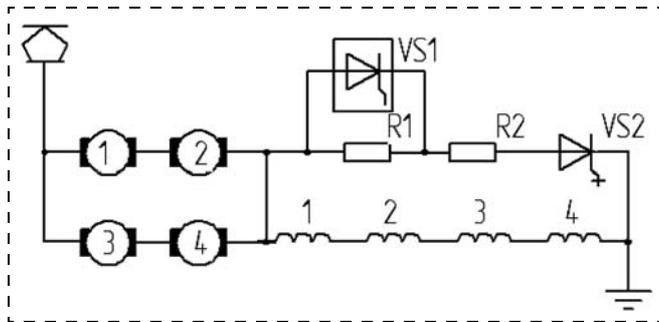


Рис. 3. Импульсное регулирование сопротивления шунтирующей цепи

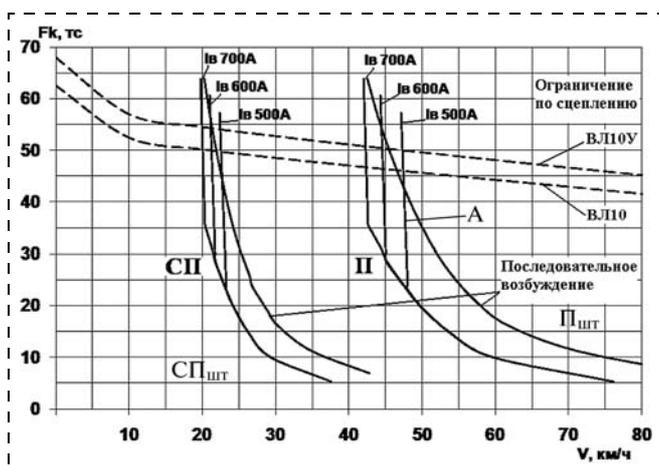


Рис. 4. Тяговые характеристики модернизированных электровозов ВЛ10 и ВЛ10У при постоянном токе возбуждения

При увеличении коэффициента регулирования возбуждения происходит некоторое увеличение жесткости характеристики, а также ее понижение по отношению к штатному режиму последовательного возбуждения при  $\beta = 1$ . Изменение его величины дает возможность получения дополнительных ступеней регулирования на ходовых позициях (при полностью выведенных из цепи якорей пусковых резисторах).

Для плавного изменения коэффициента возбуждения целесообразно использовать импульсное регулирование сопротивления шунтирующей обмотки возбуждения цепи. Этот режим также позволяет обеспечить постоянство тока возбуждения [4, 5] (рис. 3). Для защиты двигателей от повреждений при нестационарных процессах, вызванных отрывами токоприемника, в шунтирующей цепи последовательно включен защитный тиристор VS2.

В результате характеристики тяговых двигателей становятся идентичными характеристикам двигателей с независимым возбуждением (рис. 4). При малых значениях тока якорей импульсный преобразователь VS не работает, сопротивление шунти-

рующей цепи максимально, и по обмоткам возбуждения протекает почти суммарный ток обеих групп якорей. Коэффициент регулирования возбуждения двигателей при этом режиме максимален и равен 1,8. Тяговые характеристики модернизированного электровоза имеют вид гиперболы, лежащей ниже штатных характеристик режима последовательного возбуждения СП<sub>шт</sub> и П<sub>шт</sub>. После достижения током возбуждения выбранной уставки импульсный преобразователь включается в работу, обеспечивая его поддержание на заданном уровне в результате плавного регулирования эквивалентного сопротивления резистора R1. Таким образом, становится возможным получение семейства жестких характеристик, отличающихся величиной тока возбуждения, при изменении тока якоря в определенном диапазоне.

Рассмотрим процесс боксования колесной пары. Если сцепление колеса с рельсом уменьшилось (точка А на рис. 4), происходит увеличение частоты вращения колесной пары, что сопровождается снижением развиваемой ею силы тяги. При поддержании тока возбуждения тяговых двигателей постоянным это снижение более интенсивно, чем при последовательном возбуждении. В результате уменьшения силы тяги и ограничения частоты вращения создаются предпосылки к восстановлению сцепления.

Характеристики боксующего двигателя строятся по скоростной характеристике электровоза для каждого соединения [6]. Скорость проскальзывания  $v_B$  определяется по формуле:

$$v_B = m(v_X - v_0), \quad (4)$$

где  $v_X$  – скорость по характеристике двигателя;  $v_0$  – скорость начала боксования;  $m$  – число последовательно соединенных двигателей.

Срыв сцепления лимитирующей колесной пары электровоза ВЛ10У наиболее вероятен при токе якоря около 550 А. Для построения характеристики боксующего двигателя определяется скорость, соответствующая выбранному значению тока якоря, и приращение скорости при меньшем значении тока якоря, которому будет соответствовать новое значение скорости, определяемое по формуле (4).

На рис. 5 и 6 представлены скоростные характеристики электровоза ВЛ10 при СП и П соединениях двигателей в режимах последовательного, последовательно-независимого и независимого возбуждения. Штриховыми линиями изображены характеристики, соответствующие режиму боксования.

## Выводы

1. При последовательном возбуждении тяговых двигателей срыв сцепления колесной пары с рельсом при токе якоря 550 А в процессе его уменьшения до 150 А вызывает увеличение линейной скорости колесной пары при СП соединении двигателей в 2,9 раза, а при П соединении — в 1,92. При независимом возбуждении данное явление при изменении тока якоря в аналогичных пределах вызывает увеличение скорости не более 15 % при СП и 3,6 % при П соединениях соответственно. В режиме последовательно-независимого возбуждения характеристики занимают промежуточное положение.

2. Последовательно-независимое возбуждение током якорей позволяет в случае срыва сцепления ограничить частоту вращения боксующей колесной пары и улучшить противобоксочные свойства электровоза.

## Список литературы

1. Баранов В.А. Использование магистральных электровозов постоянного тока в условиях горных предприятий // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 11. С. 9–13.
2. Баранов В.А. Улучшение тяговых свойств электровозов постоянного тока // Вестник ВНИИЖТ. 2008. № 6. С. 29–32.
3. Баранов В.А. Последовательно-независимое возбуждение тяговых двигателей магистральных электровозов постоянного тока // Вестник ВЭЛНИИ. 2009. № 1 (57). С. 170–177.
4. Баранов В.А. Импульсное регулирование при последовательно-независимом возбуждении тяговых двигателей электровозов постоянного тока // Вестник ВЭЛНИИ. 2009. № 2 (58). С. 187–194.
5. Баранов В.А., Мазнев А.С. Импульсное регулирование в цепях тяговых двигателей при последовательно-независимом возбуждении // Электроника и электрооборудование транспорта. 2011. № 2.
6. Гордиенко П.И. Повышение тяговой устойчивости электровозов применением схем, уменьшающих боксование: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1961.

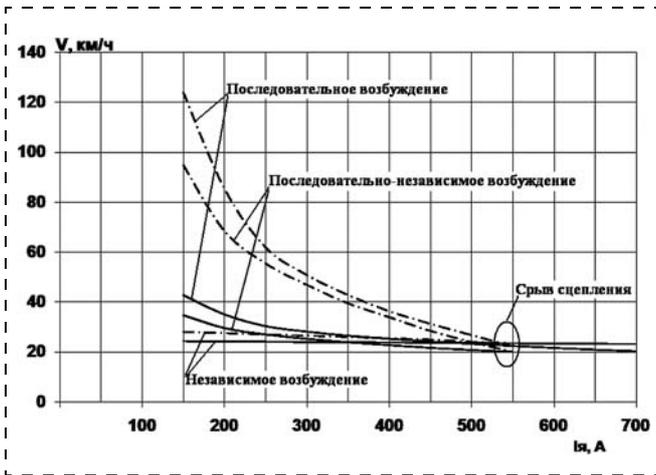


Рис. 5. Скоростные характеристики электровоза ВЛ10 при СП соединении тяговых двигателей

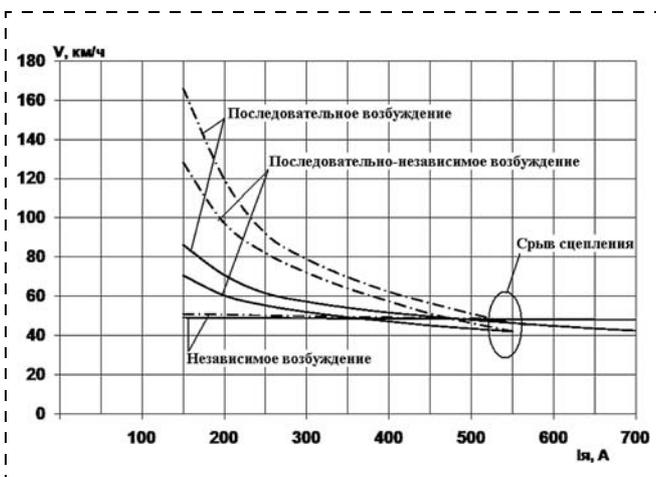


Рис. 6. Скоростные характеристики электровоза ВЛ10 при П соединении тяговых двигателей

Следует отметить, что при последовательно-независимом возбуждении данные характеристики возможны лишь в случае синхронного боксования колесных пар, приводимых во вращение двигателями разных групп. Если происходит срыв одной колесной пары, то они имеют вид, приближающийся к характеристикам независимого возбуждения.

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

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Е.В. Конова. Корректор Т.В. Зверева.

Сдано в набор 16.01.2012. Подписано в печать 27.02.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО312. Цена свободная.

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

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