

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

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

Редакционный совет:

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

Редакционная коллегия:

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

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:
(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

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

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Исаев А. И., Иванов А. В. Использование погрузочно-доставочных машин на шахтах Метростроя 2

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Певзнер Л. Д., Бабаков С. Е. Алгоритмизация управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики 8

Афанасьев А. И., Косенко Е. А., Суслов Д. Н., Чиркова А. А. Статическая тяговая характеристика линейного электромагнитного двигателя постоянного тока для авторезонансных вибротранспортных машин. 18

Семькина И. Ю. Современное состояние и тенденции развития энергосберегающих электроприводов горных машин 23

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Хорошавин С. А., Шестаков В. С. Определение параметров экскаватора с рабочим оборудованием "прямая лопата" при эскизном проектировании. . . 30

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Островский М. С., Алексеев М. В. Повышение фреттингостойкости подшипниковых узлов горных машин 37

Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Повреждения зубчатых передач вследствие воздействия внутренних факторов 42

Рахутин М. Г., Панкратенко Н. А. Обоснование номенклатуры показателей надежности тоннелепроходческого комплекса для проходки эскалаторного тоннеля 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 622.232.8

Д. А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, проф., С. А. Лавренко, асп., А. И. Исаев, студ., НМСУ "Горный", А. В. Иванов, Управление механизации ОАО "Метрострой", г. Санкт-Петербург

E-mail: sergey18.09.89@mail.ru

Использование погрузочно-доставочных машин на шахтах Метростроя*

Предложена и рассмотрена принципиально новая схема транспортирования породы к стволу шахты самоходными машинами. Приведен расчет основных эксплуатационных параметров используемых машин.

Ключевые слова: забой, проходческий комплекс, погрузочно-транспортная машина, производительность.

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

The Use of Scooptrams on Metrostroy Mines

Considered complex for special mine workings underground. Propose a new scheme of transportation of rock to the trunk of mine self-propelled machines and to calculate the main operating parameters of the machine.

Keywords: slaughtering, tunnel machines, loading and transport machine, performance.

В настоящее время при сооружении тоннелей на шахтах Метростроя транспортирование отбитой горной массы от забоя к стволу осуществляется при помощи электровозной откатки. Применение данного вида транспортной схемы целесообразно при строительстве межстанционных перегонных тоннелей, которое осуществляется при помощи щитового механизированного комплекса. Это объясняется тем, что данный комплекс обладает относительно высокой производительностью (рис. 1), а также большими длинами транспортирования.

Сооружение специальных выработок проходческим комплексом с шандорной крепью КПШ-6 отличается возможностью работы по сложным забоям с включением твердых прослоек, при ударном исполнительном органе, но в этом заключается его недостаток — пониженная производительность (в сравнении с проведением выработок по мягким глинам без включений). Также данный комплекс, как правило,

используется при небольших длинах транспортирования породы от забоя к стволу шахты. Применение в данной схеме электровозной откатки характеризуется рядом негативных факторов:

- наличие рельсового полотна усложняет работы по перемещению людей и выполнению транспортных и монтажных работ;

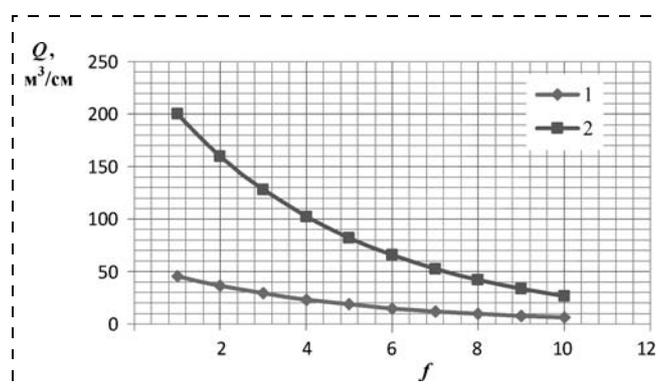


Рис. 1. Зависимость производительности проходческих комплексов от крепости породы:
1 — комплекс с шандорной крепью КПШ-6; 2 — щитовой механизированный комплекс

* Публикуется в редакции авторов.

- наличие контактного провода требует повышенного внимания рабочих и ограничивает выполнения ряда операций;
- выработки, оборудованные рельсовыми путями, часто находятся в загрязненном и обводненном состоянии.

Все эти факторы значительно усложняют производственный процесс, что в конечном итоге влияет на скорость проходки. Для снижения их влияния необходимо:

соблюдение ужесточенных правил безопасности;

повышение внимания со стороны рабочих, что неблагоприятно сказывается на их работоспособности;

поддержание тоннеля в сухом состоянии.

Как показывает практика, соблюдать эти правила трудно, но даже при их выполнении риск получения травм сохраняется. Поэтому наиболее эффективным решением будет отказ от электровозной откатки в пользу использования самоходных машин. Отметим, что для отечественных самоходных машин существует ограничение по длине транспортирования, составляющее 400 м [2].

В качестве самоходного транспорта будет рассматриваться погрузочно-доставочная машина (ПДМ), осуществляющая зачерпывание горной массы, ее транспортирование на некоторое расстояние и перегрузку в рудоспуск или в различные транспортные средства.

Использование ПДМ позволяет:

- повысить безопасность и комфортабельность проведения строительных работ из-за отсутствия контактного провода и рельсового пути;
- обеспечить различную производительность транспортирования отбитой горной породы за счет наличия ПДМ с ковшами различной вместимости;
- обойтись без специального электротехнического оборудования (зарядных устройств, трансформаторов, преобразователей и т. д.);
- отказаться от наличия парка вагонеток, а также необходимости выделения под него земельного участка.

Для того чтобы использования самоходного оборудования было возможным, необходимо

внести ряд изменений в транспортную систему на шахтах Метростроя и обеспечить:

- погрузку и транспортирование необходимого объема породы от забоя к стволу;
- проезд двум машинам в тоннеле;
- погрузку транспортируемой горной массы в клеть.

Расчет производительности ПДМ

Рассмотрим варианты использования различных моделей погрузочно-транспортных машин при строительстве станции метрополитена (рис. 2).

Первый вариант. Транспортирование отработанной горной массы обеспечивается использованием двух ПДМ Sandvik LH203 [5] с ковшем вместимостью $1,5 \text{ м}^3$. Возможно совместное использование с щитовым механизированным комплексом, производительность Q которого представлена на рис. 1. Так, при $f = 2...4$ (например, кембрийская глина) $Q = 160...100 \text{ м}^3/\text{см}$.

Второй вариант. Использование ПДМ Sandvik LH201 [5] с ковшем вместимостью $0,54 \text{ м}^3$. Длины транспортирования условно принимаем такими же, как и в первом варианте. Совместное применение данного типа ПДМ целесообразно только с проходческим комплексом с шандорной крепью КПШ-6 для сооружения специальных выработок, производительность которого также представлена на рис. 1 и существенно ниже (при $f = 2...4$ $Q = 45...25 \text{ м}^3/\text{см}$).

Для первого варианта эксплуатационную производительность можно рассчитать по формуле [2]:

$$Q_3 = \frac{2 \cdot 3600 V k_3}{t_{\text{пог}} + t_{\text{движ}} + t_{\text{разг}}} = \frac{2 \cdot 3600 \cdot 1,5 \cdot 0,9}{70,5 + 248,2 + 20} = 28,7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где V — вместимость грузонесущего органа (ковша), м^3 ; $t_{\text{пог}}$, $t_{\text{движ}}$, $t_{\text{разг}}$ — время соответственно погрузки грузонесущей емкости, движения машины от забоя до пункта разгрузки и обратно, разгрузки, с (конкретные цифры, характеризующие отдельные составляющие, раскрыты ниже); k_3 — коэффициент заполнения ковша ($k_3 = 0,9$).

Время загрузки для машин с грузонесущим ковшом (типа ПД):

$$t_{\text{пог}} = \xi t_{\text{ц}} k_{\text{ман}} = 1,175 \cdot 50 \cdot 1,2 = 70,5 \text{ с,}$$

где ξ — коэффициент, учитывающий время, затрачиваемое на разборку негабарита в забое ($\xi = 1,15 \dots 1,2$); $t_{\text{ц}}$ — время цикла черпания грузонесущим ковшом ($t_{\text{ц}} = 50 \text{ с}$); $k_{\text{ман}}$ — коэффициент, учитывающий время, затрачиваемое на маневры машины в забое ($k_{\text{ман}} = 1,2$).

Время равномерного движения ПДМ обычно невелико по сравнению с общим временем ее работы. Так, при эксплуатации машина движется равномерно 15...25 % времени, все остальное время приходится на ускоренное движение, движение накатом и на торможение.

Для определения периода движения необходимо смоделировать процесс разгона, используя систему дифференциальных уравнений, позволяющую определить скорость v , достигаемую за время разгона, и пройденный за это время путь [3—4]:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{M_{\text{д}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} - mgfk_w A_{\text{л}} v^2}{\delta_{\text{п.м.}} m}; \\ \frac{dL}{dt} = v, \end{cases}$$

где $M_{\text{д}}$ — крутящий момент двигателя ($M_{\text{д}} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$); $u_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии ($u_{\text{тр}} = 13,4$); $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии ($\eta_{\text{тр}} = 0,95$); $r_{\text{к}}$ — радиус колеса ($r_{\text{к}} = 0,515 \text{ м}$); m — масса погрузочно-транспортной машины

(19000 кг); f — коэффициент трения колеса о дорогу ($f = 0,3$); k_w — коэффициент сопротивления воздуха ($k_w = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$); $A_{\text{л}}$ — лобовая площадь машины ($A_{\text{л}} = 3,72 \text{ м}^2$); $\delta_{\text{п.м.}}$ — коэффициент учета вращающихся масс при различном передаточном числе трансмиссии ($\delta_{\text{п.м.1}} = 1,2$; $\delta_{\text{п.м.2}} = 1,1$; $\delta_{\text{п.м.3}} = 1,01$).

Интегрирование этих уравнений позволяет получить характеристики разгона $v = f(t)$ и $L = f(t)$. Начальные условия интегрирования $v_0 = 2 \text{ м/с}$; $L = 0$. По полученным данным нами построен график разгона ПДМ Sandvik LH203 (рис. 3, а).

Максимальную длину транспортирования получим из схемы сооружения станции метрополитена (см. рис. 2). На нем показана наибольшая длина транспортирования, которая пролегает между дальней точкой забоя и стволом шахты. Траектория движения состоит из пяти основных участков и равна 550 м:

- 1-й участок: $L_1 = l_{10} + l_9 + l_8 = 170 \text{ м}$;
- 2-й участок: $L_2 = l_7 + l_6 = 57 \text{ м}$;
- 3-й участок: $L_3 = l_5 + l_4 = 19 \text{ м}$;
- 4-й участок: $L_4 = l_3 = 54 \text{ м}$;
- 5-й участок: $L_5 = l_2 + l_1 = 0 \dots 250 \text{ м}$.

Анализ графика разгона ПДМ позволяет определить время движения машины от забоя к стволу шахты.

На 1-м участке, который равен 170 м, машина разгоняется до 20 км/ч (см. рис. 3, в и а). Время движения на данном участке составляет 30 с.

2-й участок ПДМ преодолевает на второй передаче со скоростью 10 км/ч. Время движения на этом участке равняется 20 с.

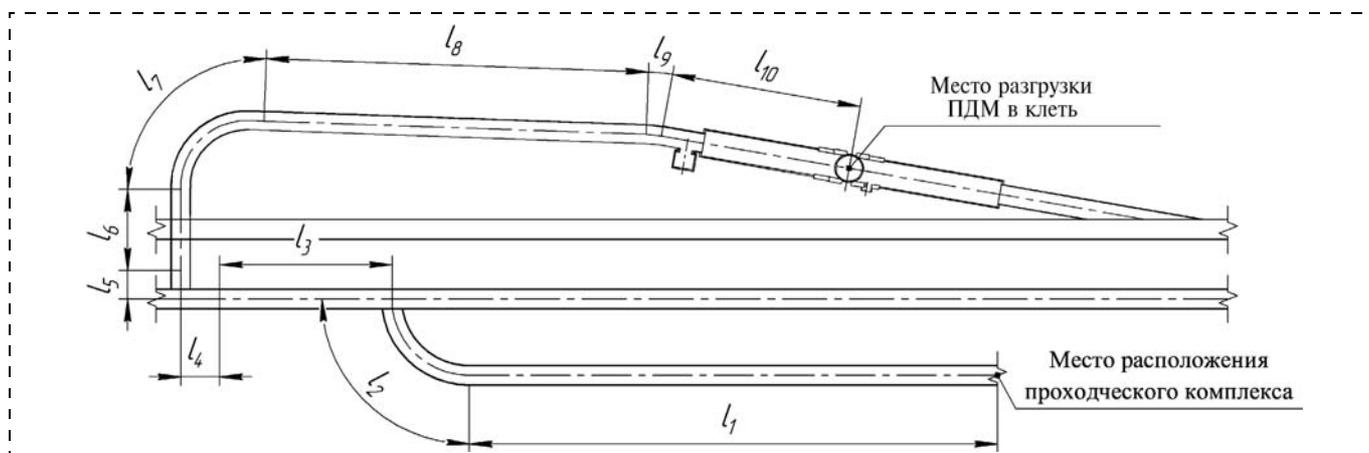


Рис. 2. Общая схема строительства станции метрополитена

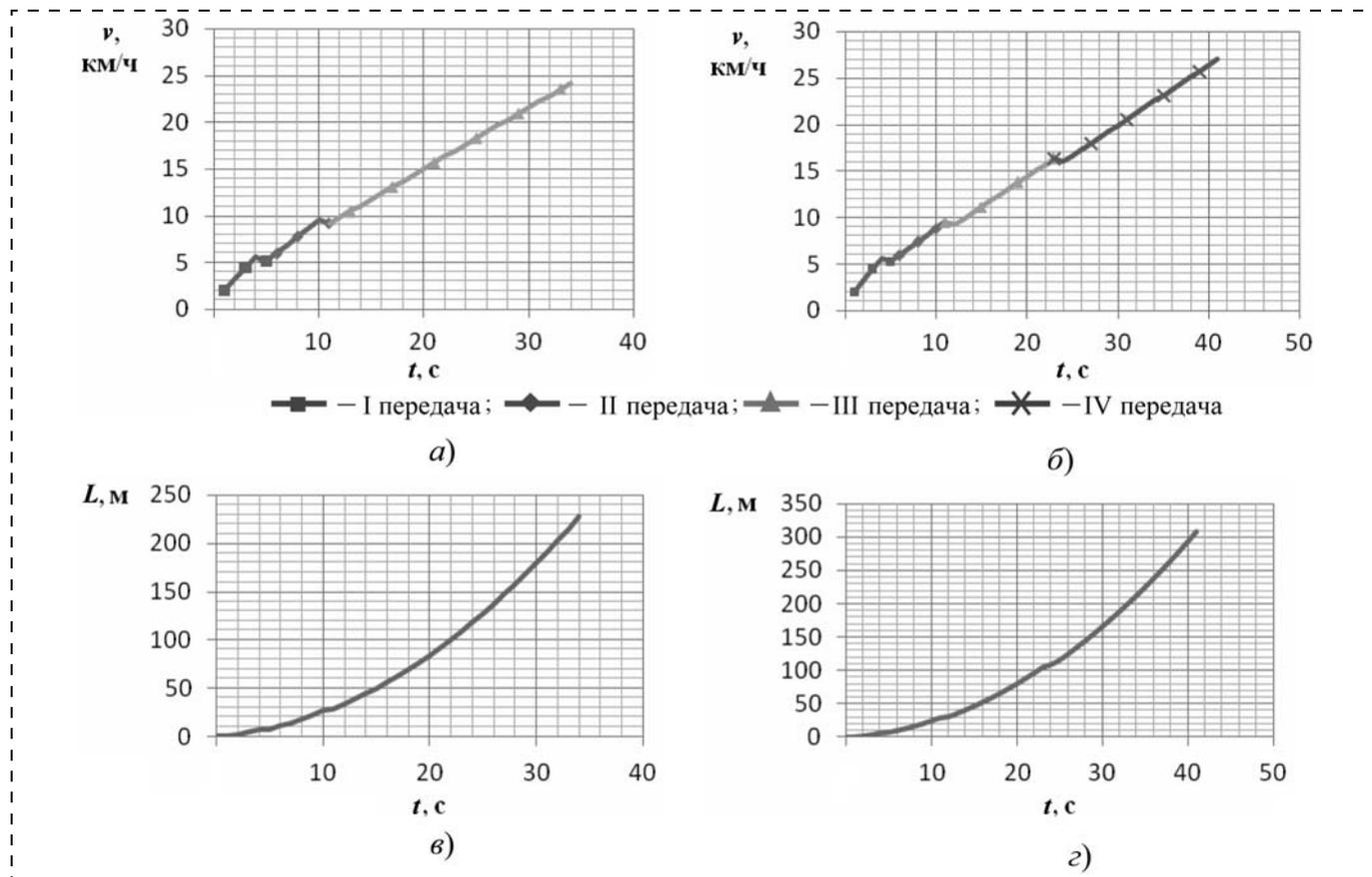


Рис. 3. Графики, характеризующие разгон ПДМ:
 а, б — зависимость скорости разгона от времени соответственно для ПДМ Sandvik LH203 и Sandvik LH201; в, г — зависимость пути от времени разгона соответственно для Sandvik LH203 и Sandvik LH201

На 3-м участке машине необходимо преодолеть поворот в 90°. Это осуществляется на минимальной скорости движения (2 км/ч), и время прохождения данного участка составляет 34 с.

Проходя 4-й участок, ПДМ разгоняется до 12 км/ч, и время ее движения составляет 16 с (см. рис. 3, в и а).

Так как участки 1—4 будут оставаться постоянными, а участок 5 будет изменяться по мере сооружения специальной выработки, введем коэффициент неравномерности движения k_H :

$$\begin{aligned}
 t_{\text{движ}} &= 2(t_{\text{движ}_{\text{уч.1}}} + t_{\text{движ}_{\text{уч.2}}} + \\
 &+ t_{\text{движ}_{\text{уч.3}}} + t_{\text{движ}_{\text{уч.4}}}) + \frac{L_5}{k_H} (v_{\text{гр}}^{-1} + v_{\text{пор}}^{-1}) = \\
 &= 2 \cdot (30 + 20 + 34 + 16) + \frac{100}{0,6} (6,1^{-1} + 6,7^{-1}) = \\
 &= 248,2 \text{ с,}
 \end{aligned}$$

где L_5 — длина транспортирования на 5-м участке ($L_5 = 0...250$ м); $v_{\text{гр}}$, $v_{\text{пор}}$ — скорости движе-

ния соответственно груженой и порожней машины, м/с [5]; k_H — коэффициент неравномерности движения ($k_H = 0,6$);

Время разгрузки машины $t_{\text{раз}} = 15...20$ с.

Расчеты для второго варианта проводятся аналогично, как и для первого. Графики разгона ПДМ для обоих вариантов представлены на рис. 3.

Сменная производительность:

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{э}} T_{\text{см}} k_{\text{и}},$$

где $T_{\text{см}}$ — длительность смены ($T_{\text{см}} = 7$ ч); $k_{\text{и}}$ — коэффициент внутрисменного использования машины, учитывающий подготовительно-заключительные операции, заправку машины, перегон к месту работы и другие операции, не связанные с основной работой по погрузке и транспортированию ($k_{\text{и}} = 0,7...0,8$).

Основываясь на приведенных выше расчетах, можно построить график зависимости сменной производительности ПДМ от длины транспортирования (рис. 4).

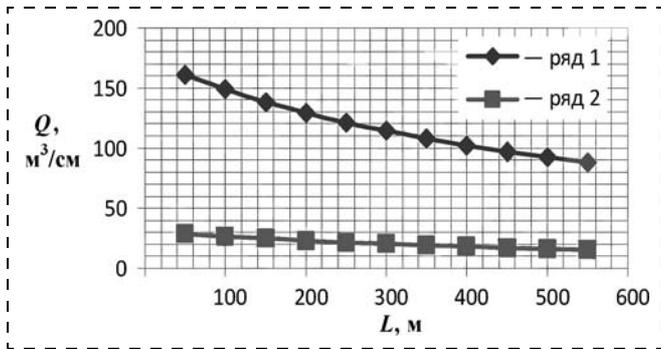


Рис. 4. Зависимость сменной производительности ПДМ от длины транспортирования с использованием: 1 — двух ПДМ Sandvik LH203; 2 — одной ПДМ Sandvik LH201

Анализируя графики на рис. 1 и 4, можно отметить, что производительности ПДМ при длине откатки 400 м обеспечивают полную отгрузку породы, полученную при проходке тоннелей

проходческим комплексом с шандорной крепью КПШ-6 или щитовым механизированным комплексом, даже при крепости породы $f = 2...4$.

Разминовка ПДМ

При использовании двух машин их разезд в тоннеле можно обеспечить сооружением металлической сварной платформы, которая при завершении проходческих работ демонтируется и не мешает дальнейшим работам по укладке железнодорожного полотна для подвижного состава метрополитена (рис. 5, а). На рис. 5, б представлена вторая схема разезда двух машин, которая осуществляется проведением отвления тоннеля для заезда ПДМ.

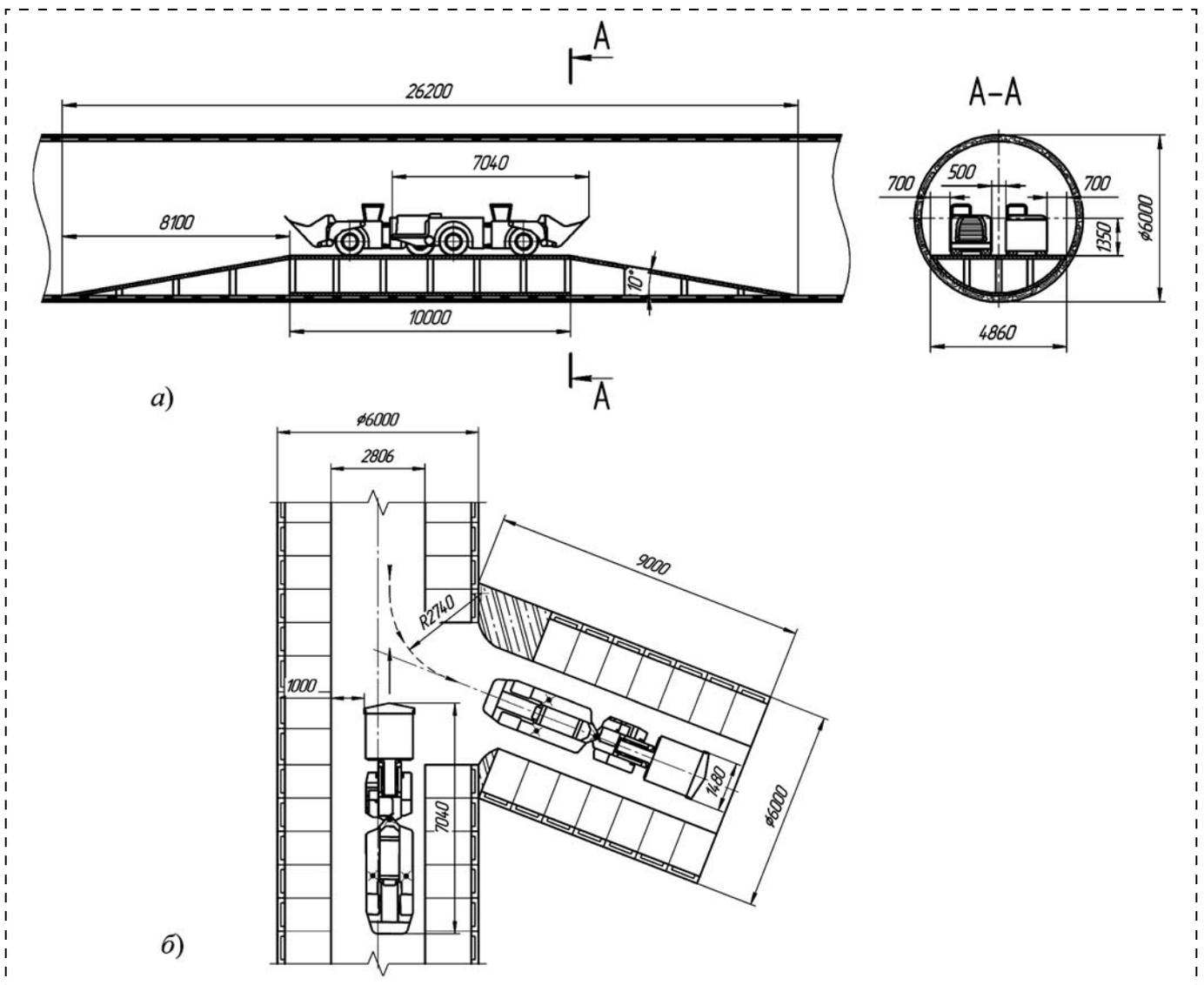


Рис. 5. Схемы разезда двух машин Sandvik LH203

Разгрузка погрузочно-транспортных машин в клеть

Погрузку породы в клеть и дальнейшее ее транспортирование на поверхность можно осуществить по схеме, представленной на рис. 6.

Отработанная горная масса из ковша погрузочно-транспортной машины выгружается в вагонетку 1

(ВГ-1,4), которая установлена на поворотном круге 2. Вагонетка при выгрузке породы располагается таким образом, чтобы ее продольная ось была перпендикулярна продольной оси ПДМ. После заполнения сосуда через, например, съемный микробункер, поворотный круг поворачивается на необходимый угол и вагонетка направляется в клеть 3.

При перегрузке породы из ковша ПДМ в средства вертикального транспорта могут быть использованы скиповые устройства, клетки со встроенными поворачивающимися емкостями или бункеры-дозаторы для погрузки в ковшовые элеваторы или клетки специальных конструкций. В настоящее время подготовлены материалы для патентования способа и устройства перегрузки породы из ковша ПДМ в специальные приемные устройства клетцевого подъема. Предполагаются лабораторные исследования параметров ковша ПДМ, способного без просыпи осуществлять разгрузку породы в другие емкости с небольшими габаритными размерами и совмещенного с мини-бункером клетки.

Выводы

При использовании погрузочно-транспортных машин повышается безопасность проведения работ при сооружении станций метрополитена и проходке тоннелей благодаря отсутствию контактного провода и рельсового пути.

Необходимо для каждого конкретного варианта набора транспортного оборудования соотносить производительности ПДМ и проходческого комбайна. Для крепких глин ($f > 1,5$) и забоев с прослойками крепкой породы при

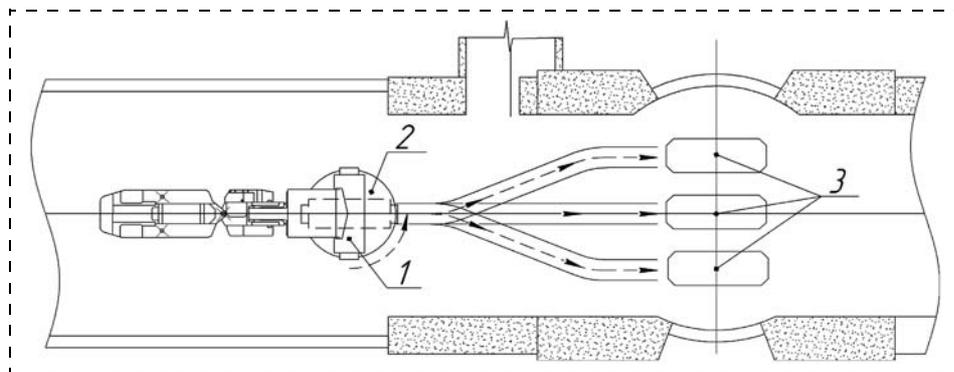


Рис. 6. Схема погрузки отработанной горной массы в клеть

производительности менее $170 \text{ м}^3/\text{смену}$ для щитовой проходки и менее $45 \text{ м}^3/\text{смену}$ для проходческих комплексов типа КПШ для длин транспортирования не более 400 м возможно эффективное применение ПДМ. Использование ПДМ на шахтах Метростроя СПб нецелесообразно для мягких сухих глин, у которых $f < 1,5$ и длина транспортирования более 400 м (см. рис. 1 и 4). ПДМ обеспечивают полную отгрузку породы, полученную при проходке тоннелей проходческим комплексом КПШ-6 или щитовым комплексом для забоев с крепкими прослойками и длинами до 400 м. Требуется разработать рациональные параметры и конструкцию набора устройств для эффективного пересыпания породы из ковша в средства вертикального транспорта.

Для уменьшения себестоимости транспортирования можно использовать вместо погрузочно-транспортных машин фирмы "Sandvik" отечественные, которые выпускаются заводами "Уралспецмаш" или "АвтомаркетМайнинг".

Список литературы

1. 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) // Горное оборудование и электромеханика. № 3. 2012. С. 14–20.
2. Пухов Ю. С. Рудничный транспорт. М.: Недра, 1991. 255 с.
3. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
4. Хусаинов А. Ш. Тяговый расчет автомобиля. Ульяновск: УлГТУ, 2009. 47 с.
5. Sandvik. Оборудование для подземных горных работ. Каталоги, 2010.

УДК 621.31:622

Л. Д. Певзнер, д-р техн. наук, проф., С. Е. Бабаков, асп.,
МГГУ, г. Москва

E-mail: babae@mail.ru

Алгоритмизация управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики

Рассмотрен алгоритм управления операцией черпания экскаватора-мехлопаты, основанный на применении комбинации программного и нечетко-логического управления приводами подъема и напора. Приведены соответствующие лингвистические переменные и продукционные правила.

Ключевые слова: экскаватор, карьерный экскаватор, операция черпания, управление, нечеткая логика.

L. D. Pevzner, S. E. Babakov

Algorithmization of Digging Operation Control of Quarry Power Shovel Using Fuzzy Logic

In this article is given the automatic control algorithm of quarry power shovel digging operation, based on a combination of programmed and fuzzy logic control by pressuring and lifting motors. Primary identification of situation then lifting motor is stopping is making during the algorithm work. If situation then lifting motor is stopping takes place, tasks of speeds to lifting and pressuring motors is given according to the rigid program of an exit from stopping. If situation then lifting motor is stopping isn't present, control of pressuring and lifting motors conducted on the algorithm based on fuzzy logic.

Keywords: excavator, quarry power-shovels, digging operation, control, fuzzy logic.

Введение

Процесс копания является одной из самых важных и в то же время сложных для автоматизации операций. Так как время выполнения этой операции составляет значительную часть времени цикла экскавации, поддержание времени ее выполнения на постоянном, близком к паспортному, уровне является очень важным для повышения эффективности использования экскаватора в целом. Первые попытки автоматизации этой операции были предприняты учеными Киевского института автоматики Н. И. Валакшевым и А. Н. Березовским [2]. Ими была предложена система автоматического управления циклом экскавации карьерного экскаватора ЭКГ-4,6, в частности решающая и задачу управ-

ления операцией черпания на основе стабилизации толщины снимаемой стружки на заранее заданном уровне. Эта система была сложной в эксплуатации и особого применения не получила.

Развитие информационных технологий и успешное их применение А. Л. Мейлахсом [1] для автоматизации процесса копания экскаватора-драглайна позволяет предложить алгоритмы управления операцией черпания экскаватора-мехлопаты на основе нечеткой логики. Этому алгоритму и посвящена данная статья. Он представляет собой комбинацию управления приводами напора и подъема по заранее заданной программе (в случае их стопорения) и управления ими на основе нечетких правил в случае штатной работы.

Особенности и алгоритм управления процессом черпания

Сложность управления процессом черпания, о которой уже говорилось в данной статье, диктуется двумя факторами: необходимостью иметь достаточно много априорной информации и возможностью наступления различных нештатных ситуаций, способных привести к выходу из строя экскаватора. Под априорной информацией понимается информация о взаимном расположении экскаватора и забоя, о форме забоя, о высоте нахождения ковша и о соотношении высоты забоя и текущей высоты ковша, о степени заполнении ковша. Под нештатной ситуацией понимается в первую очередь ситуация остановки или перегрузки приводов напора и подъема вследствие зацепления ковша за негабаритный кусок породы (здесь используется термин стопорение).

Для преодоления этих трудностей при управлении процессом предлагается использовать следующие измеряемые и рассчитываемые параметры:

$M_{\text{нап}}$, $M_{\text{под}}$ — моменты механизмов напора и подъема;

$M_{\text{нап.критический}}$, $M_{\text{под.критический}}$ — критические значения моментов приводов напора и подъема;

$h_{\text{ковша}}$ — текущая высота ковша (его z координата в базовой системе);

$h_{\text{крит}}$ — критическая высота черпания;

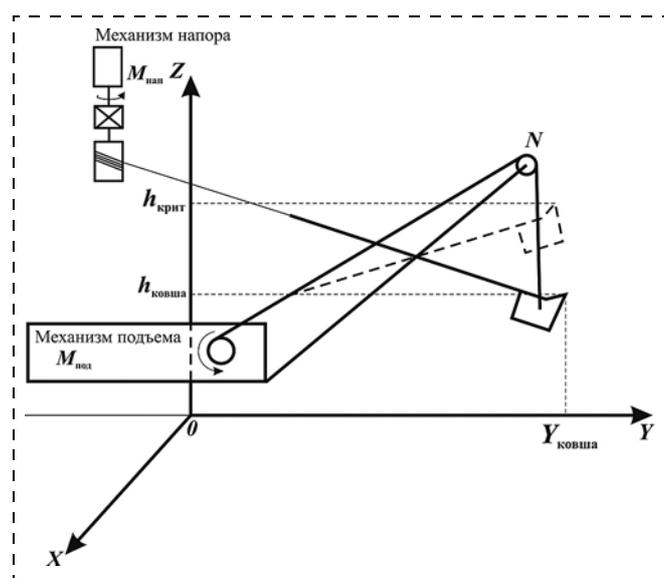


Рис. 1. Пояснение к введенным обозначениям

$E_{\text{тек}}$ — текущий объем породы в ковше;

$E_{\text{пасп}}$ — паспортная вместимость ковша;

$\omega_{\text{под}}$, $\omega_{\text{нап}}$ — частоты вращения (скорости) механизмов соответственно подъема и напора экскаватора.

При этом предполагается, что положение ковша экскаватора-мехлопаты описывается в базовой системе координат, расположенной на пересечении оси вращения поворотной платформы экскаватора и поверхности, на которую экскаватор установлен (рис. 1). Необходимая информация о взаимном расположении экскаватора и забоя и представление координат кромки забоя в плоскости стрелы в виде функции $z = f(y)$ получается с использованием средств очувствления, таких как ультразвуковой датчик, закрепленный на стреле экскаватора. Для простоты предполагается, что плоскость стрелы экскаватора содержит ось OY базовой системы координат. Последнее не является существенным, так как всегда путем преобразования координаты базовой системы могут быть пересчитаны в эквивалентную, удовлетворяющую подобному требованию.

Укрупненная блок-схема алгоритма управления процессом черпания, представляющего из себя комбинацию жесткой программы и алгоритма, построенного на основе применения нечеткой логики [3, 4], приведена на рис. 2.

Она состоит из четырех основных алгоритмических блоков и условий, используемых при управлении процессом. Это блок расчета текущего объема породы в ковше и текущей высоты ковша, блок управления процедурой опускания ковша, блок расчета заданий скоростей по алгоритму выхода из стопорения, блок расчета заданий скоростей приводов по нечеткому алгоритму.

В начале работы алгоритма выполняется оценка текущего наполнения ковша для принятия решения о завершении процедуры черпания. Если ковш не заполнен до конца, определяется, есть ли возможность его дальнейшего заполнения путем подъема, т. е. не достигнута ли критическая высота черпания. Это высота, равная либо высоте забоя, если та меньше максимальной высоты черпания, либо максимальной высоте черпания. Если ковш заполнен, выполняется выход из процедуры черпания и переход

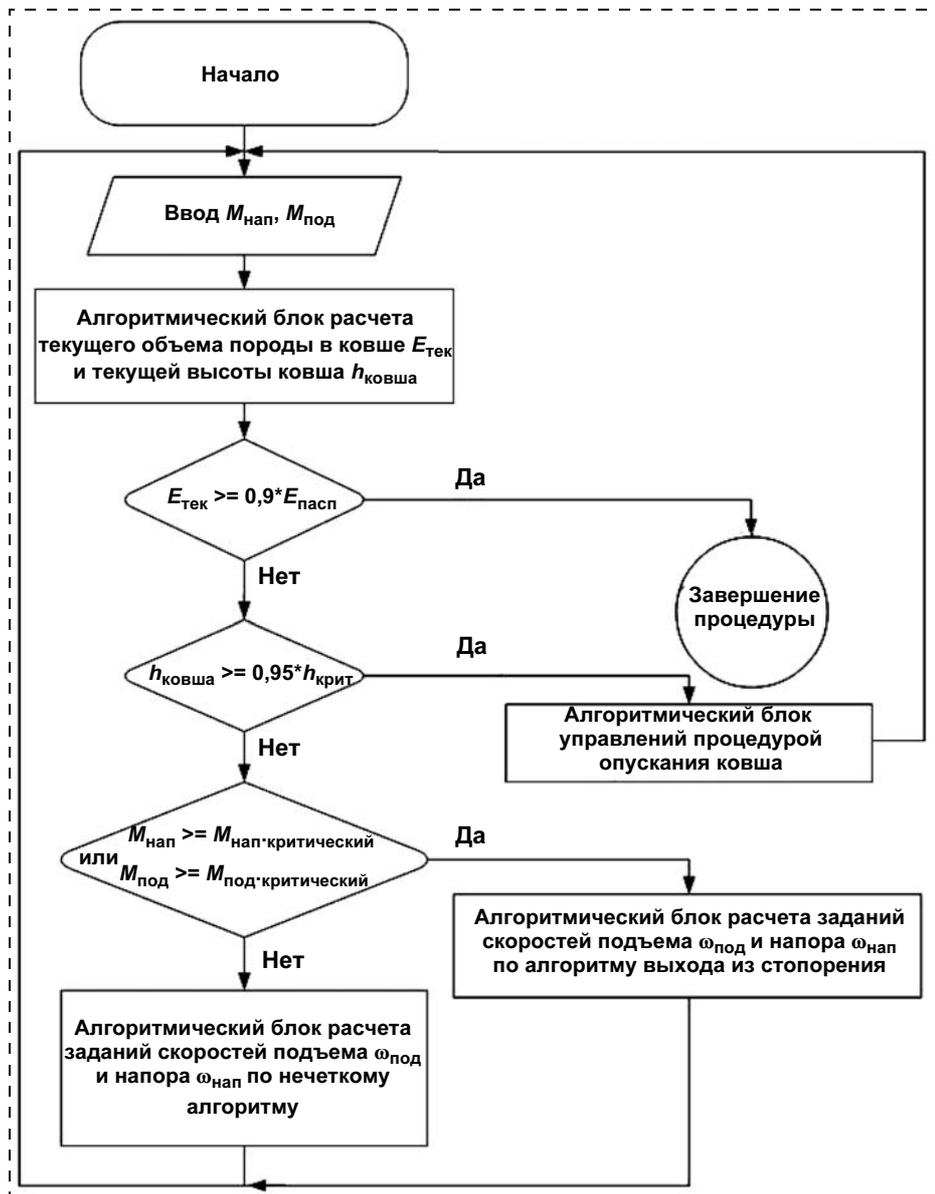


Рис. 2. Блок-схема алгоритма управления процессом черпания

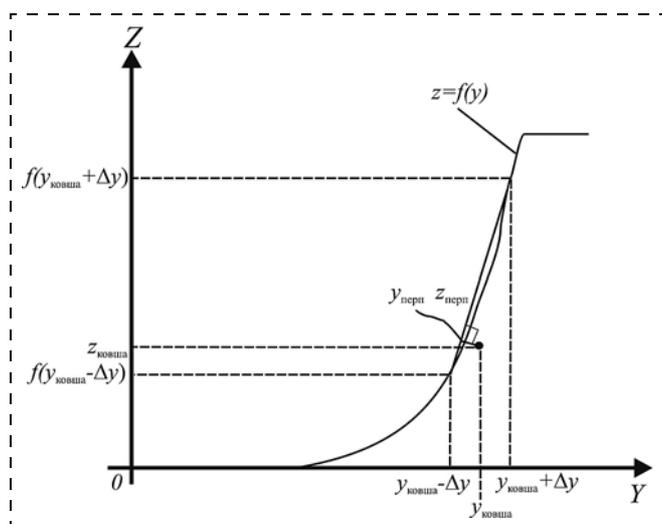


Рис. 3. К выводу уравнения толщины снимаемой стружки

к управлению процедурой транспортирования горной породы, описание алгоритма которой выходит за рамки данной статьи.

Если эта высота еще не достигнута, то проводится первичная идентификация превышения моментами приводов напора и подъема своих критических значений, т.е. идентификация ситуации стопорения. Если критическая высота достигнута, а ковш не наполнен, выполняется его автоматическое опускание на высоту, ниже горизонтального положения рукоятки.

После идентификации стопорения приводов, если оно не наблюдается, вычисление заданий скоростей приводов подъема и напора выполняется при помощи нечеткого алгоритма. Если один из приводов застопорился или близок к нему, то программа входит в алгоритм выхода из аварийной ситуации стопорения.

Рассмотрим некоторые особенности основных алгоритмических блоков.

Алгоритмический блок расчета текущего объема породы в ковше и текущей высоты ковша

Оценка объема породы в ковше проводится при помощи следующего соотношения:

$$E_{\text{ковша}} = \int_0^t b t(\tau) dz = b \int_0^t t(\tau) z'(\tau) d\tau, \quad (1)$$

где $t(\tau)$ — толщина стружки в зависимости от времени; $z(\tau)$ — значение z -й координаты ковша от времени; b — ширина ковша; t — текущий момент времени.

Как уже отмечалось, для определения толщины снимаемой стружки воспользуемся пред-

ставлением добычного забоя в базовой системе координат (рис. 3). Это представление может быть получено при помощи закрепленного на стреле ультразвукового дальномера. Пусть забой задан в памяти управляющего устройства функцией $z = f(y)$, зубья ковша находятся в точке с координатами $y_{\text{ковша}}, z_{\text{ковша}}$ (предполагается, что экскаватор развернут к груди забоя). Тогда рассмотрим окрестность шириной $2\Delta y$. Вычислим значение функции забоя для точек $f(y_{\text{ковша}} + \Delta y)$ и $f(y_{\text{ковша}} - \Delta y)$ и проведем через эти две точки прямую. Для хорошей точности результата ширину окрестности надо выбирать достаточно небольшой. Тогда уравнение прямой, проходящей через две эти точки, примет вид:

$$\begin{aligned} z &= (z_2 - z_1)y + z_1 - (z_2 - z_1)(y_{\text{ковша}} - \Delta y); \\ z_2 &= f(y_{\text{ковша}} + \Delta y); \\ z_1 &= f(y_{\text{ковша}} - \Delta y). \end{aligned} \quad (2)$$

Теперь проведем через точку, в которой находятся зубья ковша, прямую, перпендикулярную данной. Ее уравнение будет иметь вид:

$$z = -\frac{1}{z_2 - z_1} y + z_{\text{ковша}} + \frac{y_{\text{ковша}}}{z_2 - z_1}. \quad (3)$$

Естественно, это уравнение будет иметь смысл только в случае, если $z_1 \neq z_2$. Если подобное соотношение имеет место, то выражение для толщины снимаемой стружки будет иметь несколько другой вид, описанный ниже. Теперь найдем точку пересечения нашей прямой и прямой, перпендикулярной к ней:

$$\begin{aligned} y_{\text{перп}} &= \frac{k_4 - k_2}{k_1 - k_3}; \\ z_{\text{перп}} &= k_1 y_{\text{перп}} + k_2; \\ k_1 &= z_2 - z_1; \\ k_2 &= z_1 - k_1(y_{\text{ковша}} - \Delta y); \\ k_3 &= -\frac{1}{k_1}; \\ k_4 &= z_{\text{ковша}} - k_3 y_{\text{ковша}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Тогда введем толщину снимаемой стружки (степень заглубления ковша в грудь забоя):

$$\begin{aligned} t &= \sqrt{(y_{\text{ковша}} - y_{\text{перп}})^2 + (z_{\text{ковша}} - z_{\text{перп}})^2} \\ &\quad \text{при } z_{\text{ковша}} \leq k_1 y_{\text{ковша}} + k_2; \\ t &= -\sqrt{(y_{\text{ковша}} - y_{\text{перп}})^2 + (z_{\text{ковша}} - z_{\text{перп}})^2} \\ &\quad \text{при } z_{\text{ковша}} \geq k_1 y_{\text{ковша}} + k_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Отрицательная толщина стружки обозначает, что ковш находится вне забоя на данном расстоянии от его поверхности.

В случае, если $z_1 = z_2$, выражение толщины стружки имеет вид:

$$t = z_1 - z_{\text{ковша}}. \quad (6)$$

Текущая высота ковша (z координата его зубьев) определяется исходя из соотношения:

$$z = r_0 - \sin(q_2 + q_3)(q_4 + r_3 + r_4) + r_2 \sin(q_2), \quad (7)$$

где r_0 — расстояние от центра поворотного редуктора до поворотной платформы; r_1 — расстояние от оси вращения поворотной платформы до места крепления стрелы; r_2 — длина секции стрелы от места крепления до оси седлового подшипника; r_3 — половина длины седлового подшипника; r_4 — расстояние от центра фиктивного пятого шарнира до наружной кромки зубьев ковша экскаватора; q_2 — угол наклона стрелы экскаватора; q_3 — угол поворота седлового подшипника; q_4 — степень выдвижения рукояти.

Алгоритмический блок управления процедурой опускания ковша

Данный алгоритмический блок реализует управление опусканием ковша при помощи управления обобщенными координатами экскаватора q_3 и q_4 . Это управление ведется по классической схеме, структура которой представлена на рис. 4.

Задания ЭДС генераторов подъема и напора вычисляются по П-закону на основе рассогласования задания и текущего значения обобщенной координаты. Задания обобщенных координат рассчитываются путем пересчета значений координат точки в базовой системе,

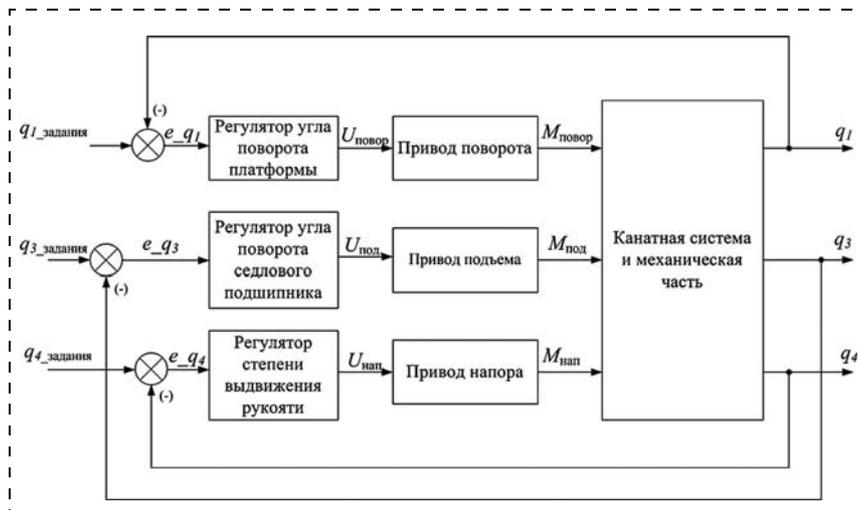


Рис. 4. Структурная схема управления обобщенными координатами:

q_1 задания, q_3 задания, q_4 задания — задания соответствующих обобщенных координат экскаватора; e_{q_1} , e_{q_3} , e_{q_4} — ошибки отработки заданий соответствующих координат ($e_{q_1} = q_1$ задания $- q_1$; $e_{q_3} = q_3$ задания $- q_3$; $e_{q_4} = q_4$ задания $- q_4$); q_1 — угол поворота платформы вокруг своей оси; $U_{повор}$, $U_{под}$, $U_{нап}$ — задания ЭДС генераторов приводов поворота, подъема и напора; $M_{повор}$, $M_{под}$, $M_{нап}$ — моменты, развиваемые механизмами поворота, подъема и напора

в которую нужно опустить ковш, в значения обобщенных координат, соответствующих этой точке.

Алгоритмический блок расчета заданий скоростей по алгоритму выхода из стопорения

В этот блок программа управления процессом черпания входит, если один из моментов, развиваемых приводом напора или подъема, или они оба начинают превышать критический порог. Для различных разрабатываемых пород этот порог может несколько варьироваться, но при этом не должен превышать 90 % стопорного момента соответствующего электропривода. При входе в алгоритм обнуляется счетчик попыток автоматического выхода из критической ситуации. Автоматическому алгоритму дается три попытки для ее разрешения. В случае их истечения управление экскаватором передается машинисту.

Перегрузка привода напора определяется из условия превышения им критического значения развиваемого момента, при этом момент привода подъема не превышает номинального значения. В этом случае подъем останавливается, программно подключается регулятор степени выдвижения рукоятки (регулятор стабилизации координаты q_4). Степень

выдвижения рукоятки при этом уменьшается на 15 % от своего текущего значения.

После этого приводам напора и подъема задаются задания 50 % от их номинальных скоростей вращения, счетчик попыток разрешения аварийной ситуации увеличивается на одну и алгоритм переходит к проверке достижения критического числа попыток разрешения аварийной ситуации. Далее снова проверяются условия перегрузок приводов. Если перегрузок не наблюдается, то происходит выход из данного блока алгоритма и управление передается нечеткому алгоритму управления процессом черпания. Если перегрузка не уст-

раняется, то попытка уменьшения степени выдвижения рукоятки повторяется. И так до достижения критического числа попыток, после чего управление переводится в ручной режим.

Аналогично определяется перегрузка привода подъема. Если при этом превышен и момент, развиваемый приводом напора, то идентифицируется ситуация перегрузки обоих приводов. В обоих случаях происходит остановка приводов и программно подключаются регуляторы угла поворота седлового подшипника (обобщенная координата q_3) и регулятор степени выдвижения рукоятки. Текущие значения угла поворота седлового подшипника и степени выдвижения рукоятки уменьшаются на 15 %. При этом ковш экскаватора немного опускается, а рукоять вдвигается. После этого проводится контроль усилия, развиваемого приводом подъема, чтобы исключить ситуацию, когда негабаритный кусок породы, приведший к стопорению ковша, вываливается и остается в ковше. В этой ситуации управление передается машинисту. После проверки условия перегрузки приводам напора и подъема сообщаются задания скоростей, равные 50 % от их номинального значения. Счетчик попыток увеличивается на одну, алгоритм переходит к условию проверки достижения критического числа попыток.

Алгоритмический блок расчета заданий скоростей приводов по нечеткому алгоритму

Нечеткий алгоритм управления приводами в процессе черпания представляет собой комбинацию трех алгоритмов:

определения рекомендуемой толщины снимаемой стружки;

управления приводом напора;

управления приводом подъема.

Такое разделение продиктовано большим числом правил и учитываемых параметров в случае объединения всех алгоритмов в один.

Усилия сопротивления породы копанию пропорциональны толщине снимаемой стружки и коэффициенту сопротивления копанию [5]. Это означает, что для того чтобы избежать стопорения приводов, необходимо корректировать толщину снимаемой стружки в зависимости от свойств разрабатываемой породы. Для этого используется нечеткий алгоритм определения рекомендуемой толщины стружки в зависимости от текущей степени заглупления ковша и нагрузки привода в данный момент. Степень заглупления определяется при помощи модели забоя в памяти управляющей ЭВМ и рассчитанных координат зубьев кромки ковша по отношению к этому забою.

Алгоритм определения рекомендуемой толщины снимаемой стружки базируется на введении трех лингвистических переменных: "Нагрузка привода подъема", "Заглупление зубьев ковша" и "Толщина стружки".

Для лингвистической переменной "Нагрузка привода подъема" (рис. 5) выделены четыре нечетких множества: Ниже номинального, Номинальный, Выше номинального, Стопорный. Функции принадлежности этим множествам лингвистической переменной выбраны кусочно-непрерывного типа.

Для лингвистической переменной "Заглупление зубьев ковша" рассмотрена принадлежность к трем нечетким множествам: "Маленькое", "Среднее", "Большое". Для лингвистической переменной "Толщина стружки" аналогичным

образом введены три множества: "Маленькая", "Средняя", "Большая".

Алгоритм определения толщины стружки реализует набор из двенадцати продукционных правил:

П1: Если Нагрузка привода подъема ниже номинальной и Заглупление зубьев ковша маленькое, то Толщина стружки — большая;

П2: Если Нагрузка привода подъема ниже номинальной и Заглупление зубьев ковша среднее, то Толщина стружки — большая;

П3: Если Нагрузка привода подъема ниже номинальной и Заглупление зубьев ковша большое, то Толщина стружки — большая;

П4: Если Нагрузка привода подъема номинальная и Заглупление зубьев ковша маленькое, то Толщина стружки — большая;

П5: Если Нагрузка привода подъема номинальная и Заглупление зубьев ковша среднее, то Толщина стружки — большая;

П6: Если Нагрузка привода подъема номинальная и Заглупление зубьев ковша большое, то Толщина стружки — большая;

П7: Если Нагрузка привода подъема выше номинальной и Заглупление зубьев ковша маленькое, то Толщина стружки — маленькая;

П8: Если Нагрузка привода подъема выше номинальной и Заглупление зубьев ковша среднее, то Толщина стружки — средняя;

П9: Если Нагрузка привода подъема выше номинальной и Заглупление зубьев ковша большое, то Толщина стружки — средняя;

П10: Если Нагрузка привода подъема стопорная и Заглупление зубьев ковша маленькое, то Толщина стружки — маленькая;

П11: Если Нагрузка привода подъема стопорная и Заглупление зубьев ковша среднее, то Толщина стружки — маленькая;



Рис. 5. Теоретические функции принадлежности лингвистической переменной "Нагрузка привода подъема"

П12: Если Нагрузка привода подъема стопорная и Заглубление зубьев ковша большое, то Толщина стружки — средняя.

Идея управления приводами напора и подъема при копании заключается в стабилизации толщины снимаемой с забоя стружки породы на уровне, рекомендованном алгоритмом определения ее толщины, который описан выше. Основным является управление скоростью привода напора. В идеале, скорость подъема при этом должна оставаться постоянной и для обеспечения хорошего быстродействия должна быть близка к номинальной. Однако для различных форм забоев и положений рукояти ее приходится в некоторых пределах изменять для повышения качества отработки задания толщины снимаемой стружки.

Управление толщиной снимаемой стружки ведется по рассогласованию и возможны ситуации, когда ошибка большая и регулятор вырабатывает большой сигнал управления, привод разгоняется и из-за естественного движения ковша на подъем оказывается слишком заглубленным. Регулятор снова исправляет эту ошибку, но из-за большого времени реверсирования точность отработки задания становится очень низкой, а качество переходных процессов — неудовлетворительным.

Чтобы избежать этих явлений, была введена лингвистическая переменная — "Высота зубьев ковша" (их z координата в базовой системе). Для этой переменной были выделены три диапазона (нечетких множества) — "Ниже рабочей", "Рабочая", "Выше рабочей", отвечающие различным областям забоя, в которых ковш может находиться. В зависимости от того, к какому из множеств принадлежит координата ковша в данный момент, стратегия управления несколько различается.

Нижняя область или множество "Ниже рабочей" — область, в которой рукоять незначительно отходит от своего вертикального положения и если она в этой области очень сильно выдвинута, то при ее приближении к горизонтальному положению ковш окажется очень сильно заглубленным, что нежелательно. В этой области ошибка отработки толщины тоже велика, как уже говорилось выше. Когда ковш находится в

ней, приоритет управления отдается не уменьшению ошибки, а плавному, медленному движению. Регулятор в этой области отслеживает только, чтобы степень заглубления ковша не была очень велика. Границами области условно является диапазон высот от 0 м до 10...20 % от высоты, при которой рукоять горизонтальна.

В рабочей области (множество "Рабочая"), которая расположена выше предыдущей и ограничена высотой, при которой рукоять находится в горизонтальном положении. Данная область — самая благоприятная для процесса копания. Копание в ней можно вести при максимальных скоростях подъема. Приоритет отдается стратегии стабилизации толщины стружки на заданном уровне, т. е. управление ведется по рассогласованию толщины стружки.

Третья область — область выше рабочей (множество "Выше рабочей"). Это область от горизонтального положения рукояти до максимальной высоты черпания экскаватора менее благоприятна для черпания, чем предыдущая. Здесь приоритет тоже отдается стабилизации толщины стружки на заданном уровне, но в данной области большую роль играет управление скоростью подъема, которая должна быть здесь по возможности максимально уменьшена.

Алгоритм управления приводом напора использует четыре лингвистические переменные: "Ошибка отработки задания", "Степень заглубления ковша", "Высота зубьев ковша" (описана выше) и "Скорость привода напора".

Для лингвистической переменной "Ошибка отработки задания" введено пять множеств: "Большая отрицательная", "Маленькая отрицательная", "Нулевая", "Маленькая положительная", "Большая положительная". Принадлежность лингвистической переменной "Степень заглубления ковша" введена для четырех множеств: "Большая отрицательная", "Маленькая отрицательная", "Маленькая положительная", "Большая положительная".

Для лингвистической переменной "Скорость привода напора" введено пять множеств: "Большая отрицательная", "Маленькая отрицательная", "Нулевая", "Маленькая положительная", "Большая положительная". Опыт модельных исследований показал, что в правилах в основном це-

лесообразно использовать только три: "Большая положительная", "Нулевая", "Большая отрицательная". Это вызвано большой инерционностью приводов и систем управления.

Перечень производственных правил, на которых основывается данный алгоритм управления, приведен ниже.

П1: Если Степень заглубления ковша большая положительная и Высота зубьев ковша ниже рабочей, то Скорость привода напора большая отрицательная;

П2: Если Степень заглубления ковша маленькая положительная и Высота зубьев ковша ниже рабочей, то Скорость привода напора большая отрицательная;

П3: Если Степень заглубления ковша маленькая отрицательная и Высота зубьев ковша ниже рабочей, то Скорость привода напора большая положительная;

П4: Если Степень заглубления ковша большая отрицательная и Высота зубьев ковша ниже рабочей, то Скорость привода напора большая положительная;

П5: Если Ошибка отработки задания большая отрицательная и Высота зубьев ковша рабочая, то Скорость привода напора большая отрицательная;

П6: Если Ошибка отработки задания малая отрицательная и Высота зубьев ковша рабочая, то Скорость привода напора большая отрицательная;

П7: Если Ошибка отработки задания нулевая и Высота зубьев ковша рабочая, то Скорость привода напора нулевая;

П8: Если Ошибка отработки задания малая положительная и Высота зубьев ковша рабочая, то Скорость привода напора большая положительная;

П9: Если Ошибка отработки задания большая положительная и Высота зубьев ковша рабочая, то Скорость привода напора большая положительная;

П10: Если Ошибка отработки задания большая положительная и Высота зубьев ковша выше рабочей, то Скорость привода напора большая положительная;

П11: Если Ошибка отработки задания маленькая положительная и Высота зубьев ковша

выше рабочей, то Скорость привода напора большая положительная;

П12: Если Ошибка отработки задания маленькая отрицательная и Высота зубьев ковша выше рабочей, то Скорость привода напора маленькая положительная;

П13: Если Ошибка отработки задания нулевая и Высота зубьев ковша выше рабочей, то Скорость привода напора нулевая;

П14: Если Ошибка отработки задания большая отрицательная и Высота зубьев ковша выше рабочей, то Скорость привода напора маленькая отрицательная.

Идея управления приводом подъема заключается, как уже отмечалось, в коррекции его скорости с целью избегать стопорения. Как и для привода напора, при управлении играет роль лингвистическая переменная "Высота зубьев ковша", имеющая такие же функции принадлежности. На разных множествах реализуется разная стратегия. Она во многом аналогична описанной для привода напора. Однако чтобы контролировать процесс стопорения, была введена лингвистическая переменная "Частота вращения привода подъема". Для нее введены функции принадлежности трем множествам: "Стопорная", "Ниже номинальной", "Номинальная".

В качестве выходной величины регулятора используется не абсолютное значение задания скорости привода, а величина ее изменения (%) от текущего состояния (дельта). То есть задание ЭДС генератору подъема имеет вид:

$$U_k = U_{k-1} + \Delta \frac{U_{k-1}}{100}, \quad (8)$$

где k — номер шага; U_k, U_{k-1} — задания ЭДС генератора подъема на k и $k-1$ шаге; Δ — изменение ЭДС генератора, вычисленное регулятором.

Для лингвистической переменной, соответствующей данной выходной величине, введено пять множеств: "Большое отрицательное", "Маленькое отрицательное", "Нулевое", "Маленькое положительное", "Большое положительное".

Производственные правила, реализующие данный алгоритм, следующие:

П1: Если Частота вращения привода подъема стопорная и Высота зубьев ковша ниже рабо-

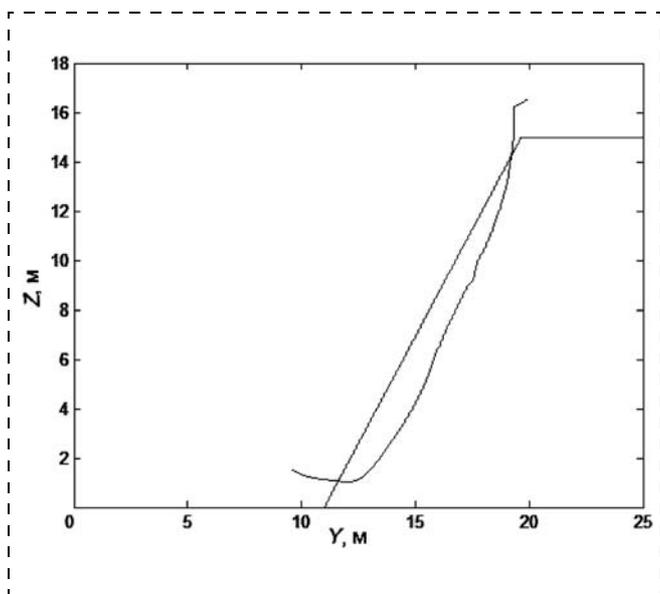


Рис. 6. Траектория движения ковша и обрабатываемый забой в базовой системе координат

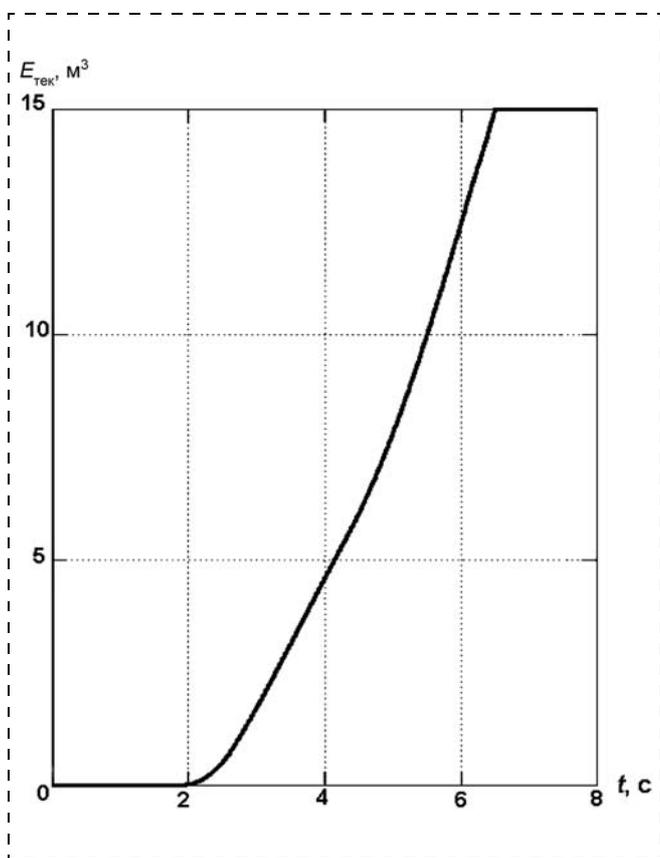


Рис. 7. Зависимость оценки объема породы в ковше от времени

различных углов уступа забоя и различных крепостей породы. Высота забоя — $h = 15$ м, $y_0 = 11$ м.

Для угла уступа 60° и сопротивления копанью $0,075 \cdot 10^6$ Па, что соответствует довольно плотным породам II категории, результаты приведены на рис. 6 и 7.

На приведенных графиках видно, что черпание заканчивается не ниже уровня горизонтального положения рукоятки (для ЭКГ-15 этот уровень составляет около 10 м) и оценка времени наполнения ковша меньше трети времени паспортного цикла экскавации (28 с). Согласно этим результатам предложенные алгоритмы работоспособны.

Заключение

Предложены новые алгоритмы управления операцией черпания карьерного экскаватора-мехлопаты, которые базируются на совместном использовании нечетких регуляторов и программного управления. Представлены результаты моделирования, подтверждающие их работоспособность. Предложенные алгоритмы могут быть использованы при построении АСУТП экскаватора.

Список литературы

1. Мейлахс А. Л. Разработка и исследование интеллектуальных алгоритмов управления мощным драглайном для расширения его технологических возможностей. Канд. дисс. — М.: МГГУ, 2004. 204 с.
2. Валакшев Н. И., Березовский А. Н. и др. Система полуавтоматического управления циклом экскавации // В сб. Автоматизация на карьерах. Киев: Техника, 1975. С. 7–10.
3. Ярушкина Н. Г. Основы теории нечетких и гибридных систем. М.: Финансы и статистика, 2009. 320 с.
4. Штовба С. Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. М: Горячая Линия — Телеком, 2007. 288 с.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: (Горное машиностроение): учеб. для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.

А. И. Афанасьев, д-р техн. наук, проф., Е. А. Косенко, асп.,
Д. Н. Суслов, асп., А. А. Чиркова, канд. техн. наук, УГГУ, г. Екатеринбург
E-mail: afanasievanatolly@gmail.com

Статическая тяговая характеристика линейного электромагнитного двигателя постоянного тока для авторезонансных вибротранспортных машин

Приведены результаты исследований по определению рациональных параметров тяговой характеристики линейного электромагнитного двигателя постоянного тока для авторезонансных вибротранспортных машин, которая обеспечивает их стабильную и эффективную работу. Изложены результаты экспериментальных исследований, которые подтверждают адекватность предлагаемой методики.

Ключевые слова: приведенный коэффициент сопротивления движению рабочего органа, частота колебаний, относительная нагрузка, силы трения.

A. I. Afanasyev, E. A. Kosenko, D. N. Suslov, A. A. Chirkova

Static Linear Electromagnetic Traction DC Motors for Autoresonant Vibration Transport Machines

The article presents the results of studies to determine the rational parameters of the traction characteristics of a linear electromagnetic motor DC auto resonant vibration transport machines, which ensures a stable and efficient operation of VTM. The results of experimental studies that confirm the adequacy of the proposed methodology.

Keywords: the above rate of resistance to movement of the working body, the oscillation frequency, the relative load, the friction force.

Резонансные вибротранспортные машины (ВТМ) с электромагнитными вибровозбудителями типа ПВГ, ПЭВ, ТС и др. широко используются в транспортных системах горно-добывающей промышленности и строительстве РФ для транспортирования и выпуска руды, а также сыпучих материалов из емкостей [1]. За рубежом резонансные ВТМ используются при обезвреживании углей и других материалов. Как правило, они работают с частотой, близкой к резонансной. Вибровозбудители отечественных машин выполнены в виде линейных двигателей, как правило, переменного тока. Они создают силовые импульсы с частотой, кратной частоте промышленной сети. Они могут создавать три типа воздействия на рабочий орган: гармонические возмущающие силы, возмущающий момент, ударные импульсы. Максимальная сила, действующая на корпус ВТМ, равна силе

упругого сжатия пружины, а резонансная частота определяется соотношением жесткостей пружин, соединяющих якорь со статором, и массой якорной части [2].

При работе ВТМ в "полубыстроходном" режиме изменение технологической нагрузки приводит к изменению частоты колебаний и динамическая система выходит из "полосы пропускания", что вызывает существенное уменьшение скорости вибротранспортирования. Известны несколько различных способов удержания системы в области резонанса [3, 4]. Главным недостатком этих систем является относительно большое время возвращения колебаний в область резонанса, равное нескольким периодам собственных колебаний. В резонансной ВТМ с линейным электромагнитным двигателем [5] это время составляет 1...2 периода. Это достигается за счет того, что при увеличении

горной массы на рабочем органе (РО) положение статического равновесия РО смещается и двигатель включается раньше, чем при номинальной нагрузке. При этом происходит дополнительное торможение и уменьшение амплитуды при ходе РО назад. Так как при увеличении горной массы рабочий зазор увеличивается, то при новом положении равновесия РО двигатель должен обеспечить его перемещение до крайнего переднего положения. Это возможно, если его тяговая характеристика будет достаточно крутая.

В исследованиях М. А. Любчика [6, 7] показано, что тяговая характеристика электромагнита должна соответствовать силовым параметрам рабочего процесса. Нашими исследованиями установлено, что выключение двигателя должно осуществляться в тот момент, когда магнитная цепь практически замыкается, т. е. рабочий зазор близок к нулю. В этом случае полностью реализуются тяговые возможности электромагнитного двигателя. Но при этом скорость якоря не равна нулю, и он ударяет по магнитному шунту. Процесс удара сопровождается вибрацией и шумом, что является недостатком линейных двигателей, в магнитной цепи которых установлен шунт. Электромагнитные двигатели без шунта имеют относительно пологую статическую тяговую характеристику, практически неприемлемую для ВТМ. Нами был спроектирован и изготовлен линейный двигатель с параметрами: диаметр якоря $d_{\text{я}} = 100$ мм, наружный диаметр обмотки $D_0 = 160$ мм; высота обмотки (длина катушки) $h_{\text{к}} = 60$ мм, число витков $W = 270$, длина стопа (шунта), входящего в обмотку, 10 мм, масса якоря 8 кг. Этот двигатель был установлен на опытно-промышленную ВТМ.

Для обеспечения надежного пуска линейный двигатель должен развивать усилие $F_{\text{рт}}$, превышающее сумму сил трения в опорах двигателя, упругих опорах рабочего органа, выполненных в виде плоских пружин-рессор, и в точке контакта штока якоря с крон-

шейном рабочего органа, т. е. приведенную силу сопротивления $F_{\text{с}}$. Аналитически определить силу $F_{\text{с}}$ практически невозможно. В момент пуска рабочий зазор в двигателе максимален, при этом движущее усилие минимальное [8]. Следует отметить, что основные потери на трение происходят в опорах двигателя [9], поэтому при нормальной нагрузке рабочего органа, не превышающей 20 % его массы, эта сила трения будет практически постоянная и несущественно отличаться от сопротивления при холостом пуске.

Расчетное тяговое (движущее) усилие $F_{\text{рт}}$, которое развивает двигатель, зависит от его параметров, намагничивающей силы, рабочего зазора и определяется по формуле Максвелла

$$F_{\text{рт}} = 0,5\mu_0 S(\theta)^2 \delta^{-2}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где μ_0 — магнитная проницаемость воздуха, Гн/м; S — площадь сечения якоря, м²; δ — рабочий зазор, м; θ — магнитодвижущая сила, А · виток.

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на рабочий орган ВТМ.

При выключенном двигателе ($F_{\text{рт}} = 0$ Н) составляющая веса рабочего органа с грузом ($G_{\text{р}} \sin \beta$) уравнивается упругой силой опор ($C\delta_{\text{р}}$):

$$G_{\text{р}} \sin \beta = C\delta_{\text{р}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{р}}$ — вес рабочего органа с грузом, Н; C — суммарная приведенная жесткость упругих опор, Н/м; $\delta_{\text{р}}$ — начальный рабочий зазор, м; β — угол вибрации (угол между упругими элементами и вертикалью), °.

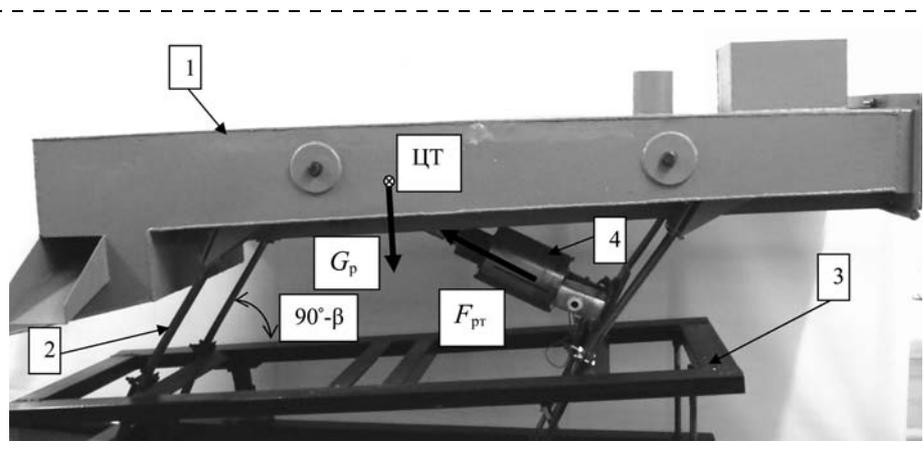


Рис. 1. Схема сил, действующих на корпус ВТМ:

1 — рабочий орган; 2 — упругие опоры-рессоры; 3 — рама машины; 4 — линейный двигатель

Результаты эксперимента по пуску резонансной ВТМ

№ опыта	Резонансная частота f_p , Гц	F_c , Н	$m_{гр}/m_{po}$, кг/кг	Магнитодвижущая сила θ , А · виток	Приведенный коэффициент сопротивления $k_{пр}$, Н/Н	Расчетное тяговое усилие $F_{рт}$, Н
1	3,85	270...300	0	3780...3830	0,216...0,24	310
2	3,5	290...300	0,16	4020...4050	0,2...0,205	350
3	3,1	290...310	0,49	3920...4000	0,16...0,17	330
4	3,0	310...320	0,575	4050...4100	0,155...0,16	350
5	2,9	330...350	0,74	4070...4100	0,15...0,155	370
6	2,7	360...390	1,0	4320...4350	0,144...0,156	410
7	3,85	360...370	0	3190...3260	0,29...0,3	410
8	3,5	300...330	0,16	3190...3300	0,17...0,19	400
9	3,1	330...350	0,49	3480...3500	0,17...0,18	410
10	3,0	300...330	0,575	3480...3560	0,15...0,17	380
11	2,9	310...340	0,74	3500...3520	0,14...0,16	370
12	2,7	315...360	1,0	3560...3640	0,135...0,145	390

Начало движения РО возможно только тогда, когда движущая сила $F_{рт}$ превысит силу сопротивления при пуске F_c .

В горных машинах для выпуска руды (ПВГ-1,0/2,2 и других ВТМ) и тяжелых грохотах (ГПТ-2) горная масса, находящаяся на рабочем органе, при пуске может превышать массу РО [10, 11]. В наших экспериментах относительная нагрузка (отношение массы груза к массе рабочего органа — $m_{гр}/m_{po}$) принималась в экспериментах от 0 до 1.

Во время эксперимента фиксировались: I — ток в обмотке двигателя, А; $m_{гр}$ — масса груза, кг; F_c — сила сопротивления при пуске, Н; T — период собственных колебаний, с. Затем определялась $f_p = T^{-1}$ — резонансная частота, Гц.

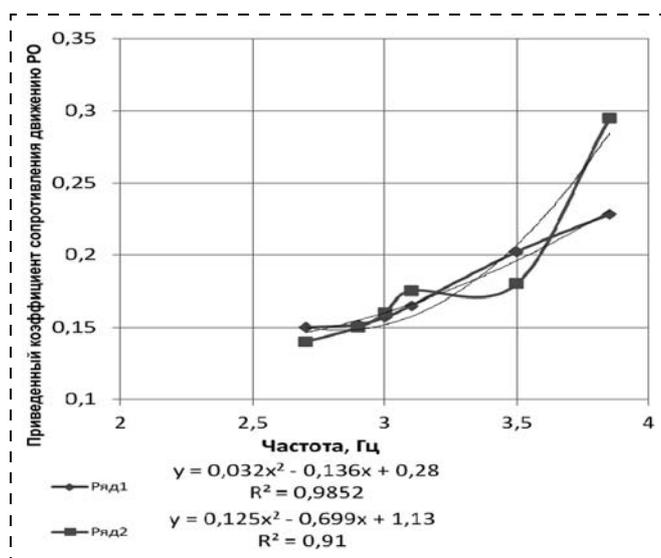


Рис. 2. Зависимость приведенного коэффициента сопротивления движению РО от резонансной частоты колебаний: ряд 1 — относительный рабочий зазор 0,25; ряд 2 — относительный рабочий зазор 0,17

Сила F_c РО определялась при помощи динамометра ДОСМ-0,1. Остальные параметры измерялись при помощи известной аппаратуры. Масса РО была равна 125 кг. Для каждого значения относительной нагрузки проводилось не меньше трех экспериментов. В первых шести опытах относительный зазор равен 0,25, в остальных — 0,17. Относительный рабочий зазор — это отношение рабочего зазора к высоте обмотки $\varepsilon_\delta = \delta_p/h_k$.

Средние значения результатов экспериментов приведены в табл. 1.

Приведенный коэффициент сопротивления движению $k_{пр}$ рабочего органа в момент начала его движения (по сути приведенная к оси двигателя сила трения в упругих опорах, опорах двигателя, точке контакта якоря с кронштейном корпуса РО) определялся по формуле

$$k_{пр} = F_c/[g(m_{po} + m_{гр})]. \quad (3)$$

Уже указано, что усилие $F_{рт}$ определялось по формуле Максвелла, которая справедлива для однородного магнитного потока в рабочем зазоре и поэтому не учитывает потоков рассеивания. Этим объясняется относительно большое расхождение (17 %) в опыте № 8 расчетного и экспериментально определенного тягового усилия.

На рис. 2 приведены зависимость приведенного коэффициента сопротивления движению РО $k_{пр}$ от резонансной частоты колебаний f_p и соответствующие регрессионные уравнения. Относительно большие корреляционные отношения свидетельствуют о наличии связи исследуемых параметров.

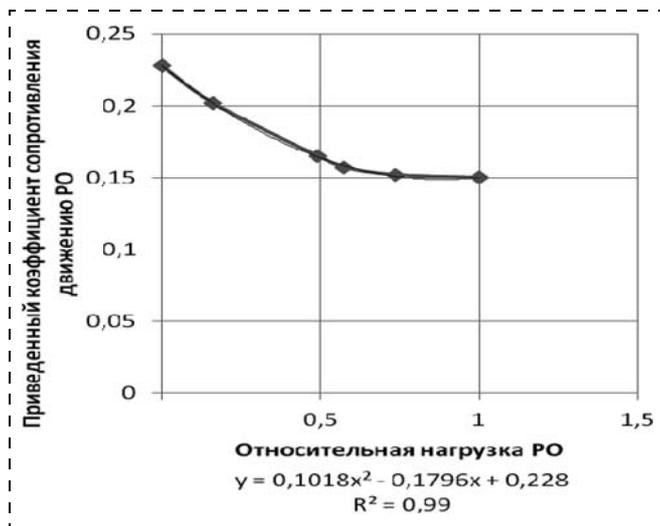


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициента сопротивления движению РО от относительной нагрузки (относительный рабочий зазор 0,25)

дующих параметров ВТМ. На рис. 2 видно, что с увеличением частоты собственных колебаний коэффициент сопротивления движению РО возрастает, что хорошо согласуется с результатами других исследователей.

На рис. 3 приведены зависимость приведенного коэффициента сопротивления движению РО от относительной нагрузки рабочего органа и уравнение регрессии. График показывает, что с увеличением относительной нагрузки приведенный коэффициент сопротивления движению РО уменьшается.

Увеличение относительной нагрузки приводит к непропорциональному увеличению приведенной силы сопротивления, что подтверждает результаты работы [9]. Это объясняется тем, что при увеличении массы груза возрастают, главным образом, силы трения в упругих опорах РО. Таким образом, по известной массе рабочего органа и груза для частот собственных колебаний, находящихся в пределах 2...5 Гц, можно определить необходимую минимальную силу F_c линейного двигателя при пуске.

Дальнейший порядок определения параметров статической тяговой характеристики следующий.

1. Используя уравнение Максвелла, определяется магнитодвижущая сила:

$$\theta_{\min} = (2F_c \mu_0^{-1} S^{-1} \delta_{\max}^2)^{0,5}, \text{ А}, \quad (4)$$

где δ_{\max} — максимальный рабочий зазор, м.

Максимальный рабочий зазор определяется с учетом возможной перегрузки рабочего органа из формулы

$$\delta_{\max} = k_3 \delta_p, \quad (5)$$

где δ_p — начальный рабочий зазор, м; k_3 — коэффициент запаса, учитывающий возможное увеличение рабочего зазора за счет изменения технологической нагрузки (по данным практики он может быть принят 1,2...1,4).

Условием стабильного пуска ВТМ, на рабочем органе которой находится горная масса, является неравенство

$$0,5 \mu_0 \theta_{\min}^2 S \delta_{\max}^{-2} > k_{\text{пр}} g (m_{\text{ро}} + m_{\text{гр}}). \quad (6)$$

Если неравенство (6) не выполняется, то необходимо изменять параметры двигателя и, соответственно, магнитодвижущую силу.

2. Магнитодвижущая сила в конце рабочего хода находится из уравнения

$$\theta_{\max} = (2k_3 C \delta_p \mu_0^{-1} S^{-1} \delta_{\min}^2)^{0,5}. \quad (7)$$

Эта сила должна быть не меньше определенной по уравнению (4).

Так как управление линейным двигателем осуществляется сенсорным датчиком, то условие выключения двигателя при движении его вперед имеет вид

$$0,5 \mu_0 \theta_{\min}^2 S \delta_{\min}^{-2} > k_3 C \delta_p. \quad (8)$$

Суммарная жесткость упругих опор определяется резонансной частотой и массой РО, которая в свою очередь зависит от требуемой производительности (т/ч) и удельной производительности (т/(м² · ч)). Она может быть определена из уравнения

$$C = m_{\text{ро}} (2\pi f_p)^2. \quad (9)$$

Нами установлено, что максимальный ход РО до выключения двигателя нецелесообразно делать больше 20 мм. При этом амплитуда колебаний с учетом ассиметрии будет в пределах 20...25 мм, что позволит в диапазоне частот 3...5 Гц получить "полубыстроходный" и "быстроходный" режимы движения груза по РО.

Параметры пуска резонансной ВТМ с линейным электромагнитным двигателем

№ опыта	Резонансная частота f_p , Гц	Расчетная сила сопротивления при пуске F_c , Н	Относительная нагрузка РО $m_{гр}/m_{ро}$, кг/кг	Магнитодвижущая сила θ , А · виток	Расчетный ток I_p , А	Фактический ток при пуске $I_{ф}$, А	Отношение амплитуд A_0/A_1 , мм/мм	Относительный рабочий зазор ε_δ , м/м	Примечание
1	4	300	105/100	4700	17,5	18	15/10	0,31	
2	3,85	270	70/100	4400	16,2	17	13/9	0,31	
3	3,0	300	70/132	4700	17,3	17	12/10	0,31	
4	2,9	300	70/133	4700	17,3	18	13,5/8,1	0,31	
5	4	290	0/125	3600	13,5	15	10/6	0,25	Холостой пуск
6	5,4	230	0/100	3200	12	13	12/7	0,25	Холостой пуск

По данным наших исследований, относительный начальный рабочий зазор не должен быть больше 0,25 [12]. Следовательно, высота обмотки (катушки) с учетом коэффициента запаса k_3 для ВТМ с РО массой 100...500 кг не превысит 100 мм.

Следует отметить, что испытанный линейный двигатель имеет высоту катушки 60 мм и практически двукратный запас по мощности. Поэтому, согласно теории подобия [13], вполне реально изготовить двигатель для относительно больших ВТМ с массой рабочего органа до 10 т.

Для проверки степени соответствия данной методики расчета магнитодвижущей силы был выполнен эксперимент на резонансной ВТМ.

Первоначально для заданных резонансной частоты, массе рабочего органа с грузом, жесткости пружин при относительном рабочем зазоре $\varepsilon_\delta = 0,25$ определялась приведенная сила сопротивления движению РО, а затем необходимая сила тока и тяговое усилие в момент начала движения РО ВТМ. Затем, установив необходимое напряжение, включался двигатель и фиксировалось число колебаний, за которое устанавливался стационарный колебательный процесс, т. е. фактически устанавливалось время пуска. Стационарный режим устанавливался во всех опытах за 3...4 цикла.

Было проведено несколько пусков ВТМ с различной технологической нагрузкой. В табл. 2 приведены результаты эксперимента.

Результаты эксперимента показывают, что по уравнениям (5)—(8) можно определять пусковой ток.

По уравнению Максвелла (1) определим для опыта № 1 (см. табл. 2) максимальную силу $F_{рт}$

в момент отключения двигателя, когда рабочий зазор равен 4...5 мм, а в положении равновесия РО максимальный зазор равен 21 мм. Тяговое усилие оказывается равным 1500 Н. Ранее нами экспериментально было установлено [8], что для данной магнитодвижущей силы среднее тяговое усилие также равно 1500 Н. Таким образом, установлено, что магнитодвижущая сила при силе тока 18 А обеспечивает пуск, а также перемещение РО до крайнего верхнего положения и соответственно стабильный колебательный процесс.

Выводы

1. Параметры резонансной ВТМ (масса РО и приведенная жесткость упругих опор), величина технологической нагрузки, а также начальный рабочий зазор определяют магнитодвижущую силу, т. е. статическую тяговую характеристику линейного двигателя, и следовательно, его конструктивные параметры.

2. Приведенный коэффициент сопротивления движению $k_{пр}$ РО в момент начала его движения резонансной ВТМ зависит от резонансной частоты и уменьшается с уменьшением последней.

Список литературы

1. Резонансная вибромашина для выгрузки сыпучих грузов из полувагонов: пат. 2160222 Рос. Федерация. № 99108521/28; заявл. 13.04.1999; опубл. 10.12.2000. Бюл. 29. 3 с.
2. Вибратор резонансного действия с электромагнитным приводом: пат. 2356646 Рос. Федерация. № 2006103967/28; заявл. 10.02.2006; опубл. 20.08.2007. Бюл. 25. 3 с.
3. Дмитриев В. Н. Резонансный вибрационный электропривод машин-установок с автоматическим управ-

лением / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11. № 3.

4. Антипов В. И. Динамика резонансной низкочастотной параметрически возбуждаемой вибрационной машины // Проблемы машиностроения и надежности машин / В. И. Антипов, А. А. Руин. 2007. № 5. С. 7—13.

5. Афанасьев А. И., Закаменных А. Ю., Андриюшенков Д. Н. Резонансный грохот с линейным электромагнитным двигателем // Известия вузов. Горный журнал. № 2. 2010. С. 57—60.

6. Любчик М. А. Оптимальное проектирование силовых электромагнитных механизмов. М.: Энергия, 1974. 392 с.

7. Любчик М. А. Силовые электромагниты аппаратов и устройств автоматики постоянного тока. М.: Энергия, 1968. 152 с.

8. Афанасьев А. И., Казаков Ю. М., Сайтов В. И., Суслов Д. Н. Математическая модель вибротранспортной машины с асимметричными колебаниями рабоче-

го органа // Известия вузов. Горный журнал. 2012. № 1. С. 57—62.

9. Афанасьев А. И., Закаменных А. Ю. Критерий энергетической эффективности рабочего процесса резонансного вибропитателя-грохота // Известия вузов. Горный журнал. 2009. № 5. С. 77—80.

10. Потураев В. Н., Дырда В. И., Авдеев О. К., Поддубный И. К., Надутый В. П., Кравченко Н. Г., Платонов В. Н., Финогеев В. И. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды. Киев: Наукова Думка, 1981. 152 с.

11. Юдин А. В., Мальцев В. А., Косолапов А. Н. Тяжелые вибрационные питатели и питатели-грохоты для горных перегрузочных систем. Екатеринбург, 2009. 402 с.

12. Афанасьев А. И., Суслов Д. Н. Режимные параметры авторезонансного вибропитателя с линейным двигателем // Новые огнеупоры. № 2. 2012. С. 18—21.

13. Ряшенцев Н. П. Теория, расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия / Н. П. Ряшенцев [и др.]. Новосибирск: Наука, 1970. 258 с.

УДК 622.2-83:621.313.333

И. Ю. Семькина, канд. техн. наук, доц., КузГТУ, г. Кемерово

E-mail: siyu.eav@kuzstu.ru

Современное состояние и тенденции развития энергосберегающих электроприводов горных машин¹

Рассмотрены асинхронные электроприводы горных машин с точки зрения достигаемого за их счет энергосбережения. Дан анализ научных информационных источников, посвященный эффективности использования частотно-регулируемого электропривода применительно к горным машинам различных типов. Описаны подходы к энергосбережению, применяемые в электроприводах горных машин. Дан прогноз развития систем управления электроприводами горных машин, обеспечивающих максимальный эффект энергосбережения.

Ключевые слова: горные машины, асинхронный электродвигатель, регулируемый электропривод, энергоэффективность.

I. Yu. Semykina

Modern State and Trends of Energy Saving Electric Drives of Mining Machines

In the article discusses induction electric drives of mining machines in terms of energy saving achieved by their. Provides the analysis of scientific information sources on the efficiency of variable-frequency electric drive on various types of mining machines. Describes the approaches used to energy saving in electric drives of mining machines. In the conclusion given a forecast of the development of electric drives control systems of mining machines, providing the maximum energy saving effect.

Keywords: mining machines, induction motor, controlled electric drive, energy efficiency.

¹ Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 годы. Проект "Разработка энергоэффективных средств управления электроприводами горных машин с учетом особенностей динамических режимов их работы в рамках создания энергосберегающих систем распределения и потребления электроэнергии" (шифр 2011-1.2.2-226-011).

Примечание: публикуется в редакции автора.

Введение

Угольная промышленность сегодня — одна из наиболее значимых в Российской Федерации, однако, одновременно с развитием ее экспортного потенциала, специалистами [1, 2] отмечается ряд проблем, повышающих себестоимость угля, среди которых находится увеличение затрат на добычу. Возможным механизмом уменьшения себестоимости добычи является энергосбережение, поскольку доля затрат на электроэнергию при формировании данной себестоимости в зависимости от угледобывающего региона может достигать 20 % [3]. Важную роль в решении данной задачи играют горные машины (ГМ), разрушающие полезные ископаемые и транспортирующие их в пределах предприятия.

В зависимости от назначения ГМ различаются по принципу действия и конструктивным особенностям. Однако их объединяет работа в тяжелых условиях, где исполнительному органу необходимо преодолевать постоянно изменяющуюся нагрузку, а также использование в большинстве из них электрических приводов (ЭП), обеспечивающих приведение ГМ в движение и управление этим движением, от эффективности функционирования которых в существенной мере зависит эффективность работы всей горной машины.

Как правило, электроприводы ГМ строятся на базе асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором. При этом отмечается [4—7], что с точки зрения совершенствования ГМ наиболее перспективным является регулируемый ЭП на базе АД и в настоящее время наблюдается интенсификация его внедрения. Данная тенденция берет начало еще в середине прошлого века и для ее продвижения потребовались многочисленные работы, решающие задачи изучения и построения регулируемых асинхронных ЭП, а также их применения для повышения надежности, производительности и безопасности функционирования ГМ.

Но, несмотря на большое число проведенных в данной сфере исследований, вопросу создания ЭП горных машин, обеспечивающих энергетическую эффективность их работы, до сих пор не уделяется должного внимания. В то же время, согласно данным производителей, на-

пример [8—11], применяемые в ГМ электродвигатели имеют высокую мощность, а значит организованные для электроприводов ГМ мероприятия по энергосбережению принесут существенный экономический эффект.

Мощность одного двигателя электроприводов ГМ, кВт

Буровой станок	18,5...337
Проходческий комбайн	22...400
Скребковый конвейер	45...700
Очистной комбайн	90...1250
Ленточный конвейер	55...3000
Экскаватор	60...2500

Современный уровень электроприводов горных машин

В состав ЭП в общем случае входят трансмиссия, двигатель, электрический преобразователь и система управления (СУ), на которую возлагается задача управления движением исполнительного органа, обеспечение защиты от аварийных ситуаций и достижение высоких показателей эффективности функционирования.

Современные общепромышленные регулируемые асинхронные ЭП строятся с применением преобразователей частоты (ПЧ), обеспечивающих, в том числе, высокую энергетическую эффективность, но изготовление таких ЭП во взрывозащищенном рудничном исполнении сопряжено со сложными техническими задачами, например, с защитой от токов утечки, охлаждением силовых полупроводниковых приборов. Поэтому в существенной доле асинхронных ЭП для ГМ в качестве электрического преобразователя используются коммутационные устройства [13, 14], а управление сводится лишь к пуску прямым включением в сеть и останову отключением от сети.

Очевидно, что применение таких ЭП является энергетически неэффективным решением, но в силу естественной инерционности промышленного горного машиностроения применение регулируемых асинхронных ЭП в ГМ до сих пор не приняло массовый характер. Тем не менее, существуют многочисленные положительные эксперименты по внедрению на ГМ регулируемого ЭП на базе ПЧ—АД, которые свидетельствуют, что именно такой электропривод позво-

лит обеспечить качественное регулирование движения рабочего органа ГМ, повышение надежности, а также энергосбережение посредством грамотного управления.

Так, существует широкий спектр работ [15—22], посвященный внедрению регулируемого асинхронного ЭП на ГМ разрушающего действия (буровые станки, очистные и проходческие комбайны, экскаваторы), рассматривающие такие вопросы, как оптимизация режима работы электропривода, защита от экстренных стопорений исполнительного органа и др. В частности, в статье [15] отмечается лучшее быстродействие таких ЭП по сравнению с гидравлическими приводами и лучшие габаритные размеры по сравнению с регулируемым приводом постоянного тока. Общей чертой перечисленных работ является их ориентированность на надежность и производительность ГМ, в то время как вопросы энергосбережения как таковые не поднимаются.

Высокую актуальность представляет внедрение регулируемого асинхронного ЭП на конвейерный транспорт. Этой тематике посвящены работы [14, 20, 23—25]. Большинство из них направлено на обеспечение плавного пуска и решение вопросов надежности, однако вопросам энергосбережения также уделяется достаточное внимание. Например, в статье [23] проводится сравнительный анализ ЭП скребковых конвейеров и отмечается, что система ПЧ—АД обеспечивает как надежный и плавный пуск без повышения скольжения, так и плавное регулирование скорости цепи, что способствует рациональному энергопотреблению.

В ряде публикаций [13, 26—29] предлагается использовать ПЧ для шахтного электрического транспорта. В них наиболее часто применение системы ПЧ—АД рассматривается как способ согласования работы электроприводов колес, однако упоминается возможность энергосбережения посредством рекуперации энергии при торможении.

Регулируемый асинхронный электропривод эффективен также на шахтном подъемном транспорте [30—32], однако в большинстве публикаций говорится об использовании режима динамического торможения в целях повышения

надежности шахтной подъемной установки за счет дублирования механического тормоза.

Достаточно широко представлено направление по внедрению электропривода на базе ПЧ—АД для шахтных турбомеханизмов. Так, в статьях [33, 34] описывается использование частотно-регулируемого АД в шахтных вентиляторных и компрессорных установках, где отмечается высокий уровень энергосбережения. В автореферате [35] приведен положительный опыт внедрения таких электроприводов для шахтных водоотливных установок.

Подводя итог анализу разработок по внедрению для ГМ частотно-регулируемых ЭП на базе АД, можно отметить, что в каждой из них достигается уникальное решение поставленных авторами задач. Однако задача обеспечения энергоэффективности в явном виде практически не ставится. Конечно, в ряде описанных выше исследований отмечается снижение уровня энергопотребления или повышение энергетических характеристик, таких как повышение КПД и $\cos\phi$. Однако данный результат в существенной мере является следствием рациональной организации работы электропривода в конкретных технологических условиях, а не целенаправленным решением задачи энергосбережения.

Подходы к энергосберегающему управлению

Основные подходы для энергосбережения в ЭП достаточно четко сформулированы еще в книге [36], обобщая в рамках пяти направлений все возможные разработки в этой области. Как показал обзор, способов энергосбережения, выходящих за рамки данных направлений, для электропривода в его сегодняшнем представлении объективно не существует.

Первое направление энергосбережения предполагает рациональный выбор мощности двигателя для конкретной установки. Его энергоэффективность объясняется тем, что для обеспечения надежности ЭП зачастую выбирается двигатель завышенной мощности (это особенно характерно для ГМ), а при нерациональной мощности и отсутствии регулирования двигателя функционирует с высокими удельными потерями, обусловленными пониженными КПД и $\cos\phi$ при нагрузке, меньшей номинальной.

Необходимо отметить, что совершенствование процедур выбора двигателей проводится непрерывно по мере накопления опыта их эксплуатации, например, как это представлено в [37] для электропривода бурения, однако для ГМ в целом, учитывая постоянно изменяющуюся нагрузку, которую преодолевают их ЭП, этого подхода недостаточно.

Второе направление заключается в использовании в ЭП двигателей специальной конструкции, изначально обладающих улучшенными энергетическими характеристиками, например, менее интенсивным снижением КПД при уменьшении нагрузки.

В частности, в статьях [38, 39] рассматривается вопрос энергосбережения при использовании АД с применением индивидуальной компенсации реактивной мощности, для чего традиционная конструкция двигателя подвергается модернизации. Применение данного подхода в электроприводах ГМ может оказаться вполне обоснованным, однако задача исследования такого электропривода в условиях резко переменной нагрузки, характерной для ГМ, авторами не ставилась.

Следует отметить также методики проектирования АД с учетом его работы в условиях частотно-регулируемого ЭП [40, 41]. Они позволяют проектировать АД без существенного увеличения габаритных размеров и одновременно обеспечивают энергоэффективную работу двигателя с ПЧ без завышения магнитных потерь. Вместе с тем следует учитывать, что внедрение новых типов двигателей сдерживается требованиями нормативной документации, накладывающими ограничения на материалы и конструкции в условиях необходимости обеспечить взрывозащиту.

Третье направление предполагает использование устройств плавного пуска, которые осуществляют управление режимами пуска и торможения АД, одновременно способствуя энергосбережению.

Данное направление получило широкое распространение в шахтном конвейерном транспорте. Например, в [14, 25] представлены как схемные решения, так и варианты управления тиристорными регуляторами напряжения для

асинхронных электроприводов ГМ. Однако управления только пуском и торможением для ГМ недостаточно, чтобы в полном объеме обеспечить качество выполнения технологических операций, надежность и энергосбережение, поскольку режимы их работы существенно меняются во времени, что требует соответствующего управления ЭП.

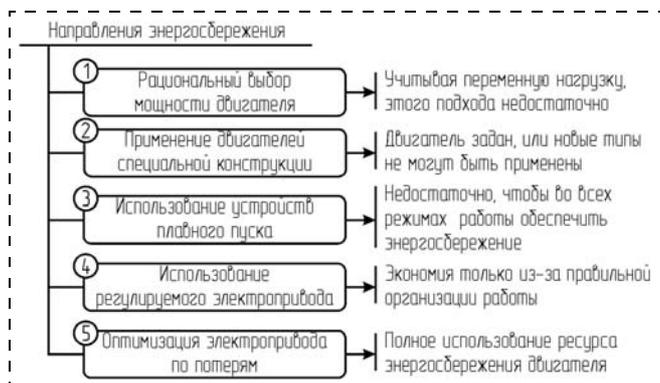
Четвертое направление предусматривает переход от нерегулируемого ЭП к регулируемому. Получаемый при этом эффект энергосбережения может отличаться в зависимости от того, какой принцип заложен в систему управления (СУ) электропривода. Принципы управления достаточно точно можно разделить на скалярные и векторные.

Скалярные СУ по определенному закону изменяют амплитуду подводимого к двигателю напряжения (реже амплитуду тока, протекающего по цепи статора) в зависимости от его частоты. Например, принцип скалярного управления использован для ГМ в [20, 42]. От выбранного закона во многом зависят показатели качества работы электропривода, в том числе энергетические, при этом большинство скалярных СУ при высокой динамичности работы ЭП в сравнении уступают векторным.

Векторные СУ характеризуются тем, что управляют взаимным пространственным положением векторов переменных состояния АД в целях регулирования его потокосцеплений, электромагнитного момента, а также угловой скорости или других механических координат ЭП.

Наиболее известными разновидностями векторных СУ являются полеориентированное управление, часто именуемое векторным управлением, и прямое управление моментом. Данные СУ обладают высокими динамическими характеристиками и, например, в работах [43, 44] рекомендуются в качестве эффективной меры повышения качества управления ГМ. При этом согласно [45] для регулирования угловой скорости в ЭП с высокими динамическими требованиями наилучшим выбором будут системы прямого управления моментом.

В приведенных примерах отдельной задачи энергосбережения перед электроприводами ГМ не ставится, поэтому можно утверждать, что ре-



Специфика подходов к энергосбережению в электроприводах ГМ

зерв энергосбережения ГМ используется не полностью.

Пятое направление энергосбережения как раз и заключается в учете помимо прочих еще и энергетических критериев оценки его качества и представляет собой оптимизацию ЭП по потерям. К сожалению, проведенный анализ не выявил работ, в которых данная задача напрямую ставилась бы применительно к электроприводам ГМ.

Схематично изложенные принципы энергосбережения показаны на рисунке. При этом можно отметить, что большинство направлений энергосбережения для электроприводов ГМ в разной степени применяются, однако наибольший эффект энергосбережения может принести решение непроработанного в настоящее время вопроса оптимизации электропривода ГМ по потерям.

Энергооптимальный электропривод горных машин

Поскольку подходы к электроприводу ГМ как к энергооптимальной системе до сих пор четко не сформированы, для их построения следует использовать опыт, накопленный для общепромышленных электроприводов.

Анализируя варианты создания энергооптимального частотного ЭП общепромышленного назначения [46, 47], можно отметить, что по принципу управления их СУ могут относиться как к скалярным, так и к векторным, хотя в некоторых случаях граница между этими способами достаточно условна и обязательно содержат в своей структуре регулятор, реализующий оптимизацию по потерям. Оптимизация СУ может быть выполнена поисковыми и беспойсковыми

методами, причем беспойсковые имеют большее быстроедействие, поскольку оптимальное управление формируется аналитическими или интеллектуальными регуляторами и не создает значимых расчетных задержек. В свою очередь поисковые энергооптимальные СУ не требуют знания параметров двигателя, так как в них проводится поиск по текущим энергетическим показателям.

Рассматривая данные результаты с точки зрения организации энергооптимального управления электроприводами ГМ, можно отметить следующие основные моменты.

1. Независимо от типа регуляторов скалярные СУ осуществляют энергетическую оптимизацию в недостаточной мере для ГМ, поскольку не обеспечивают полного контроля за переменными состояниями АД, а условия интенсивно меняющихся нагрузок исключают их применение в силу невысоких динамических показателей регулирования механических координат.

2. Среди векторных СУ предпочтение следует отдавать тем, которые не имеют в своем составе поисковых регуляторов, поскольку поисковые методы изначально предполагают инерционность управления, и для ГМ в условиях резкопеременных нагрузок не дадут ожидаемого эффекта.

3. Регуляторы векторных СУ для обеспечения эффективности функционирования в условиях работы ГМ должны учитывать, с одной стороны, сложное математическое описание ЭП, с другой стороны, иметь быстроедействие, позволяющее оптимизировать работу электропривода в условиях резкопеременных нагрузок.

К сожалению, задача создания системы управления электроприводом ГМ, отвечающей всем перечисленным условиям, в настоящее время не решена. Исходя из этого поиск способов управления, обеспечивающих повышение эффективности асинхронных электроприводов горных машин, представляет собой важную задачу, решение которой позволит снизить себестоимость добычи угля.

Заключение

В результате анализа научных информационных источников и запатентованных технических решений в области энергосбережения в электроприводах ГМ выявлено, что:

несмотря на высокую актуальность, в настоящее время данной проблеме уделяется недостаточное внимание;

максимально эффективным решением для ГМ, с учетом особенности их эксплуатации, является сочетание векторных систем управления электроприводом с беспоисковыми методами оптимизации по потерям.

Список литературы

1. **Энергетическая** стратегия России на период до 2030 года // Прил. к обществ.-дел. журн. "Энергетическая политика". М.: ГУ ИЭС, 2010. 184 с.
2. **Экономический** анализ качества прибыли угольного предприятия / Галиева Н. В., Янкевич П. А., Галиев Ж. К. // Известия вузов. Горный журнал. 2008. № 3. С. 23—26.
3. **Пивняк Г. Г.** Методы и средства энергоконтроля процессов подземной угледобычи / Г. Г. Пивняк, В. Т. Заика, В. В. Самойленко // Электрика. 2006. № 6. С. 3—7.
4. **Бабокин Г. И.** Развитие теории, методы и средства управления и защиты электромеханических систем горных машин с преобразователями частоты: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1996. 35 с.
5. **Портной Т. З.** Современное состояние и направления развития электротехнических комплексов одноковшовых экскаваторов / Т. З. Портной, Б. М. Парфенов, А. И. Коган. М.: Знак, 2002. 114 с.
6. **Микитченко А. Я.** Трудности перехода систем управления одноковшовых экскаваторов на переменный ток / А. Я. Микитченко, А. Н. Шевченко, Д. Е. Насырев // Автоматизированный электропривод и промышленная электроника в металлургической и горно-топливной отраслях: Тр. Третьей Всероссийской науч.-практ. конф., 16—18 мая 2006. Новокузнецк: СибГИУ, 2006. С. 57—58.
7. **Вареник Е. А.** Перспективы развития электропривода и электроснабжения для угольных шахт и рудников / Е. А. Вареник и др. // Электротехника. 2004. № 12. С. 46—51.
8. <http://www.yumz.ru/> (дата обращения 10.06.12).
9. <http://www.mmc.kiev.ua/> (дата обращения 10.06.12).
10. <http://www.joy.com/> (дата обращения 10.06.12).
11. <http://www.eickhoff-bochum.de/en/> (дата обращения 10.06.12).
12. <http://www.omz.ru/rus/segments/mineq/> (дата обращения 10.06.12).
13. **Аникин А. С.** Внедрение частотно-регулируемого асинхронного электропривода на шахтный самоходный вагон В15К // Вестник ЮУрГУ. 2009. № 15. С. 67—71.
14. **Переверзев С. С.** Управление режимами пуска асинхронных электроприводов горных и транспортных машин: дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2006. 174 с.
15. **Бабокин Г. И.** Частотно-регулируемый электропривод механизмов подачи очистных комбайнов /

Г. И. Бабокин, Е. Б. Колесников // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2004. № 3. С. 330—331.

16. **Иванов А. С.** Разработка нелинейной системы управления нагрузкой электропривода резания проходческого комбайна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новокузнецк, 2010. 20 с.

17. **Ещин Е. К.** О приводе поворота экскаватора-драглайна ЭШ-10/70 / Е. К. Ещин, В. И. Янцен, Ю. Г. Кузечев, Б. С. Никешин // Управление электромеханическими объектами в горной промышленности: Сб. науч. тр. Кемерово: КузГТУ, 1982. С. 112—118.

18. **Терехов Н. И.** Регулирование и управление режимами бурения взрывных скважин / Н. И. Терехов, И. С. Авраамов, П. Д. Гаврилов, П. Н. Кунинин. Л.: Недра, 1980. 223 с.

19. **Ещин Е. К.** Исследование условий эффективного использования частотно-управляемого электропривода забойных машин с целью улучшения их динамики: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1975. 19 с.

20. **Гаврилов П. Д.** Автоматизированный электропривод горных и транспортных машин. Специальные главы. Кемерово: КузПИ, 1976. 63 с.

21. **Регулируемый** электропривод горного комбайна: пат. 2204715 Рос. Федерация: МПК E21C35/24 / Открытое акционерное общество "Подмосковный научно-исследовательский и проектно-конструкторский угольный институт". № 2001126642/03; заявл. 01.10.2001; опубл. 20.05.2003.

22. **Регулируемый** электропривод горного комбайна: пат. 14741 Рос. Федерация: МПК E21C35/24 / Открытое акционерное общество "Подмосковный научно-исследовательский и проектно-конструкторский угольный институт". № 2000105041/20; заявл. 01.03.2000; опубл. 20.08.2000.

23. **Бабокин Г. И.** Автоматизированный электропривод конвейеров / Г. И. Бабокин, В. И. Шуцкий, Т. В. Насонова // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2003. № 10. С. 240—241.

24. **Ребенков Е. С.** Система управления электроприводом конвейера / Е. С. Ребенков, Г. И. Бабокин // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. Т. 8. № 12. С. 327—329.

25. **Каширских В. Г.** Сравнительный анализ способов плавного пуска асинхронных электроприводов горных машин / В. Г. Каширских, С. С. Переверзев // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № 10. С. 308—311.

26. **Battery-powered** vehicle with ac driven traction and pump motors for mining applications: WO/2006/034217 H02P 7/00, H02P 3/00, H02P 5/00 / Rudinec, Stephen, A. [us/us] (us) (for us only); Oldenburg group incorporated [us/us] 1717 west civic drive, glendale, wi 53209 (us) (for all designated states except us). pct/us 2005/033519; 19.09.2005; 30.03.2006.

27. **Variable** speed ac electric drive vehicle: 1992/07473 B 62 D B 60 K / Wagner mining and construction equipment co. 1992/07473 29.09.1992 30.06.1993.

28. **Variable** speed ac electric drive vehicle: WO/1993/004887 B60L 11/18, B60L 9/08 / Wagner mining and con-

struction equipment co. [us/us]; 4424 n.e. 158th, portland, or 97220-0307 (us). — pct/us 1992/007443 03.09.1992; 18.03.1993.

29. **Волков Д. В.** Асинхронный частотно-регулируемый привод шахтного электровоза с автоматическим выравниванием нагрузок тяговых двигателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 2010. 16 с.

30. **Довгань С. М.** Улучшение динамических характеристик скиповых подъемных установок средствами электропривода / С. М. Довгань, А. А. Самойленко // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2004. № 10. С. 290—293.

31. **Малиновский А. К.** Исследование режима одновременного действия электрического и механического тормозов при аварийной остановке шахтной подъемной машины / А. К. Малиновский, А. Т. Мазлум // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. № 3. С. 66—70.

32. **Малиновский А. К.** К вопросу повышения эффективности аварийного торможения шахтных подъемных машин / А. К. Малиновский, А. Т. Мазлум // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. Т. 8. № 12. С. 122—130.

33. **Соболев В. В.** Энергосбережение электроприводов главного проветривания горнодобывающих предприятий // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2007. № 7. С. 391—395.

34. **Сарваров А. С.** Энергосберегающий электропривод вентиляторных механизмов по системе НПЧ—АД с программным формированием напряжения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2002. 36 с.

35. **Боченков Д. А.** Энергосберегающее регулирование режимов работы главных водоотливных установок шахт и рудников средствами электропривода: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 2010. 19 с.

36. **Ильинский Н. Ф.** Энергосбережение в электроприводе / Н. Ф. Ильинский, Ю. В. Рожанковский, А. О. Горнов // Энергосберегающая технология электрооборудования народного хозяйства: практ. пособие в 5 кн. Кн. 2. М.: Высш. шк. 1989. 127 с.

37. **Бобров М. Г.** Особенности использования винтовых забойных двигателей при бурении скважин / М. Г. Бобров, С. Г. Трапезников // Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2009. № 1. С. 15—18.

38. **Мугалимов Р. Г.** Концепция повышения энергоэффективности асинхронных двигателей и электроприводов на их основе // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2011. № 1. С. 59—63.

39. **Мугалимова А. Р.** Электропривод насосного агрегата на основе энергосберегающего асинхронного двигателя: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Магнитогорск, 2010. 20 с.

40. **Муравлева О. О.** Совершенствование асинхронных двигателей для регулируемого электропривода / О. О. Муравлева, П. В. Тютеева // Известия Томского политехнического университета. 2007. Т. 310. № 2. С. 177—181.

41. **Тюков В. А.** Оптимизация обмоток частотно-регулируемых асинхронных двигателей // Электротехника, электромеханика и электротехнологии ЭЭЭ-2007: Материалы Третьей науч.-техн. конф. с междунар. участием, 25—26 октября 2007. Новосибирск: НГТУ, 2007. С. 11—14.

42. **Ещин Е. К.** Теория предельных режимов работы горных машин. Томск: ТГУ, 1995. 232 с.

43. **Козярук А. Е.** Прямое управление моментом в электроприводе переменного тока машин и механизмов горного производства: учеб. пособие для студ. вузов / А. Е. Козярук, В. В. Рудаков. СПб.: С.-Петерб. гос. ин-т им. Г. В. Плеханова, 2008. 99 с.

44. **Zavyalov V. M.** Raising efficiency of mining machines by improvement of electric drives / V. M. Zavyalov, I. Yu. Semykina // Advances in geotechnical and structural engineering: proceedings of fifth China-Russia symposium on underground and building engineering of city and mine, 26—28 September 2008. Qingdao, China: China University of Mining and Technology Press. P. 445—448.

45. **Семькина И. Ю.** Энергетические и динамические характеристики регулируемого асинхронного электропривода / И. Ю. Семькина, В. М. Завьялов, С. Г. Нехлебова // Вестник КузГТУ. 2011. № 6 С. 45—49.

46. **Thanga Raj C.** Energy Efficient Control of Three-Phase Induction Motor - A Review / C. Thanga Raj, S. P. Srivastava, Pramod Agarwal // International Journal of Computer and Electrical Engineering. April 2009. Vol. 1. № 1. P. 61—70.

47. **Blanusa B.** New Trends in Efficiency Optimization of Induction Motor Drives // New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems. 2008. P. 341—358.

УДК 622.232

С. А. Хорошавин, асп., В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: Shestakov.v.s@mail.ru

Определение параметров экскаватора с рабочим оборудованием "прямая лопата" при эскизном проектировании

Рассмотрены методика определения основных параметров экскаватора с использованием регрессионных зависимостей, модель для кинематического и силового анализа. Приведены результаты расчетов.

Ключевые слова: экскаватор, методика, основные параметры.

S. A. Horoshavin, V. S. Shestakov

Determination Main Parameters Excavator with Operating Equipment Straight Shovel by Draft

In the article are considered method determination main parameters of excavator with using regression dependences. Presented from of leading in and out elaborated computer program, examples of realization obtained formulas.

Keywords: excavator, method, main parameters.

При эскизном проектировании экскаваторов одной из задач является определение основных конструктивных решений и вычисление значений параметров основных узлов экскаватора.

В общем расчете должны быть определены: основные параметры экскаватора; размеры рабочего оборудования; массы основных узлов и всей машины в целом; усилия, мощности и скорости основных рабочих движений;

передаточные отношения механизмов; уравновешенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора; давление на грунт; производительность.

Расчет необходимо проводить в соответствии с типоразмером машины и ее назначением в предстоящих условиях работы.

Для предварительного определения параметров используют метод аппроксимации [1, стр. 127], при котором по известным пара-

метрам существующих моделей определяются параметры новой модели.

Многие линейные, массовые, энергетические и скоростные параметры, а также время рабочего цикла с достаточной для инженерных расчетов точностью могут быть определены в зависимости от вместимости ковша E_K , м³, длины стрелы L_c , м, высоты черпания и выбранного типа рабочего оборудования по эмпирическим зависимостям [1, стр. 127, 2, стр. 184].

В настоящее время известно несколько методик расчета параметров, в которых расчет одних и тех же параметров проводят по разным формулам. Так, массу одноковшового экскаватора $m_э$, т, можно определить по формуле

$$m_э = K_э E_K,$$

где $K_э$ — коэффициент металлоемкости, т/м³ (для карьерных лопат $K_э = 38...55$ т/м³ [2, стр. 184]).

По массе одноковшового экскаватора и коэффициенту пропорциональности K_i могут

Таблица 1

Исходные данные

Тип экскаватора	Вместимость ковша, м ³	Масса экскаватора, т	Радиус копания, м
ЭКГ-5А	5,2	196,0	17,8
РН 1900 AL	9,5	379,0	18,4
ЭКГ-10	10	395,0	20,0
РН 2100 BL	11,5	492,0	21,0
ЭКГ-12	12	660,0	22,6
201М	16	621,0	21,4
РН 2300	18	782,0	23,4
ЭКГ-20А	20	1060,0	23,9
РН 2800	22	1019,0	23,9
301М	24,5	1116,0	24,4
РН 4100 А	29	1271,0	29,1
РН 5700	39	1905,0	29,1

быть определены линейные размеры конструктивных элементов:

$$L_i = K_i m_{\Sigma}^{1/3}.$$

Недостатком методики при использовании таких формул является большой диапазон изменения коэффициента K_{Σ} , поэтому масса определяется с большой погрешностью, а это, в свою очередь, приводит к погрешностям при расчете всех остальных параметров.

Для устранения указанного недостатка нами разработана программа для ЭВМ по выбору уравнений и расчета для них коэффициентов. Исходными данными являются данные существующих моделей экскаваторов (табл. 1), при оп-

ределении коэффициентов использован метод наименьших квадратов. В табл. 1 представлены значения трех параметров для 12 экскаваторов, используемые при получении уравнений для других параметров, требуемых при проектировании.

Используемая в настоящее время программа включает 14 уравнений, но имеется возможность их дополнения. Ограничение на вид уравнения — возможность математическими преобразованиями (логарифмированием, введением новых коэффициентов и т. п.) приводить вводимое уравнение к линейному виду.

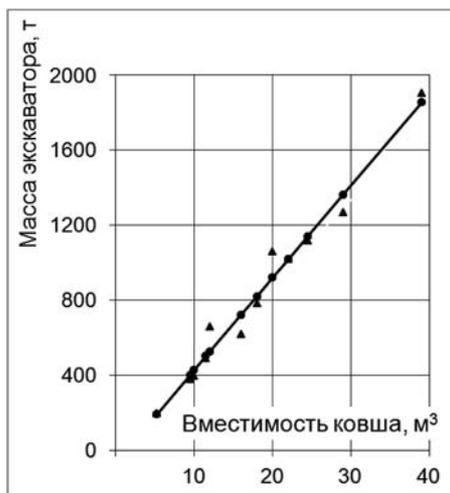
В программе определяются коэффициенты для каждого уравнения, затем проводится расчет параметра по каждому уравнению и определяется сумма квадратов ошибок между расчетными и исходными значениями. Выбор "наилучшего" уравнения выполняется по наименьшей ошибке.

В табл. 2 представлены введенные в программу уравнения и результаты расчета коэффициентов уравнений для расчета массы и радиуса копания экскаватора через вместимость ковша. Результаты расчета квадрата ошибки позволяют выбрать "наилучшее" уравнение для расчета каждого требуемого параметра. В уравнениях x — вместимость ковша, м³; y — масса экскаватора, т, радиус копания, м.

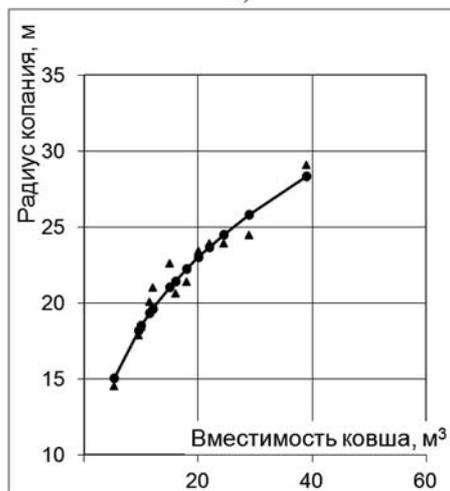
Таблица 2

Результаты расчета коэффициентов уравнений расчета массы и радиуса копания

Уравнение	Коэффициенты для расчета массы		Сумма квадрата ошибки	Коэффициенты для расчета радиуса копания		Сумма квадрата ошибки
	b_0	b_1		b_0	b_1	
$y = b_0 + b_1 x$	-64,63	49,24	6285	15,00	0,37	1,57
$y = b_0 + b_1/x$	1447,77	-8474,7	86877	27,11	-75,22	2,55
$y = 1/(b_0 + b_1 x)$	0,00359	-0,0001	1916913	0,0613	0,00125	3,76
$y = x/(b_0 + b_1 x)$	0,0203	0,034	6340	1,19	-5,51	79,59
$y = b_0 b_1^x$	230,005	1,063	55832	15,71	1,02	2,15
$y = b_0 e^{b_1 x}$	230,006	0,062	55831	15,71	0,02	2,15
$y = 1/(b_0 + b_1/e^x)$	0,00142	0,672	239434	0,05	4,26	9,24
$y = b_0 + b_1 \lg x$	-1388,9	1847,32	28993	3,62	15,04	0,92
$y = b_0 x^{b_1}$	32,533	1,11	6449	8,99	0,3136	0,91
$y = b_0/(b_1 + x)$	-9733,5	-34,96	1916913	-1228	-76,21	3,76
$y = b_0 x/(b_1 + x)$	-3620,9	-99,13	30698	29,87	5,76	1,43
$y = b_0 e^{b_1/x}$	1832,33	-13,11	45489	28,06	-3,76	1,90
$y = b_0 + b_1 x^2$	381,261	1,0815	18104	18,56	0,01	3,32
$y = b_0 + b_1 x^3$	539,47	0,025	42226	19,74	0,00	4,98



а)



б)

Рис. 1. Зависимость массы (а) и радиуса копания экскаватора (б) от вместимости ковша:

▲ — исходные данные (параметры экскаваторов)

Программа составлена на *VBA* применительно к *Microsoft Excel*. Для зрительного анализа адекватности полученного выражения в форме вывода программы выводится график, на котором приведены опытные данные и результаты расчета по выбранному в соответствии с критерием "сумма квадрата ошибки" уравнению регрессии (рис. 1). Наряду с такой проверкой в программе рассчитываются коэффициенты корреляции.

Проведен поиск уравнений для других параметров. Полученные выражения представлены ниже:

радиус копания наибольший

$$R_K = b_{0R_K} E_K^{b_{1R_K}} = 8,99 E_K^{0,3136}, \text{ м};$$

длина стрелы

$$L_C = b_{0L_C} + b_{1L_C} R_K = 0,66 + 0,74 R_K, \text{ м};$$

длина рукояти

$$L_P = b_{0L_P} + b_{1L_P} R_K = -3,55 + 0,716 R_K, \text{ м};$$

высота копания наибольшая

$$H_K = b_{0H_K} + b_{1H_K} L_C = 0,9 + 0,89 L_C, \text{ м};$$

радиус разгрузки

$$R_P = b_{0R_P} + b_{1R_P} L_C = 0,12 + 1,14 L_C, \text{ м};$$

высота разгрузки

$$H_P = b_{0H_P} + b_{1H_P} L_C = 1,98 + 0,48 L_C, \text{ м};$$

радиус копания на уровне стоянки

$$R_{\text{зач}} = b_{0R_{\text{зач}}} + b_{1R_{\text{зач}}} R_K = -1,98 + 0,48 R_K, \text{ м};$$

радиус хвостовой части

$$R_{\text{хв.ч}} = b_{0R_{\text{хв.ч}}} + b_{1R_{\text{хв.ч}}} E_K = 4,83 + 0,28 E_K, \text{ м};$$

координаты оси пяты стрелы

$$X_{\text{пс}} = b_{0X_{\text{пс}}} + b_{1X_{\text{пс}}} R_K = 0,654 + 0,03632 R_K, \text{ м};$$

$$Y_{\text{пс}} = b_{0Y_{\text{пс}}} + b_{1Y_{\text{пс}}} R_K = -0,328 + 1255 R_K, \text{ м};$$

координаты оси напорного вала

$$X_{\text{нв}} = b_{0X_{\text{нв}}} + b_{1X_{\text{нв}}} L_C = -0,611 + 0,21741 L_C, \text{ м};$$

$$Y_{\text{нв}} = b_{0Y_{\text{нв}}} + b_{1Y_{\text{нв}}} L_C = 0,595 + 0,5349 L_C, \text{ м};$$

просвет под поворотной платформой

$$H_{\text{прос}} = b_{0H_{\text{прос}}} + b_{1H_{\text{прос}}} E_K = 1,51 + 0,87 E_K, \text{ м};$$

подъемное стопорное усилие

$$F_{\text{п.макс}} = b_{0F_{\text{п}}} + b_{1F_{\text{п}}} E_K = 170 + 87 E_K, \text{ кН};$$

напорное стопорное усилие

$$F_{\text{н.макс}} = b_{0F_{\text{н}}} + b_{1F_{\text{н}}} E_K = 154 + 32,1 E_K, \text{ кН};$$

мощность привода подъема

$$N_{\Pi} = b_{0N_{\Pi}} + b_{1N_{\Pi}} E_{\kappa}^2 = 458 + 1,19 E_{\kappa}^2, \text{ кВт};$$

мощность привода напора

$$N_{\text{Н}} = b_{0N_{\text{Н}}} + b_{1N_{\text{Н}}} E_{\kappa} = 4,7 + 15,7 E_{\kappa}, \text{ кВт};$$

рабочая масса экскаватора

$$m_{\text{Э}} = b_{0m_{\text{Э}}} + b_{1m_{\text{Э}}} E_{\kappa} = -64,6 + 49,25 E_{\kappa}, \text{ т};$$

момент инерции поворотной части

$$J_{\text{ПЧ}} = b_{0J_{\text{ПЧ}}} + b_{1J_{\text{ПЧ}}} m_{\text{Э}} = -5,07 + 0,06 m_{\text{Э}}, \text{ т} \cdot \text{м}^2;$$

мощность привода поворота

$$N_{\text{В}} = \frac{b_{0N_{\text{В}}} E_{\kappa}}{b_{1N_{\text{В}}} + E_{\kappa}} = \frac{-2703 E_{\kappa}}{-124,2 + E_{\kappa}}, \text{ кВт}.$$

Под b_0 и b_1 с соответствующими индексами обозначены коэффициенты уравнений регрессии, после знака равенства приведены численные значения этих коэффициентов.

После определения по уравнениям регрессии линейных размеров экскаватора и, при необходимости их уточнения, на втором этапе эскизного проектирования выполняется кинематический и силовой анализ. В данной статье представлен только первый раздел силовых расчетов — определение усилий при копании. Разработанная программа позволяет выполнять и иные расчеты: определять усилия при транспортировании ковша, усилия в надстройке, коэффициенты загрузки приводов, найти минимально возможное приближение ковша к гусеничной тележке и др.

Исходные параметры для силового и кинематического анализа представлены ниже:

плотность горной массы γ ;

коэффициент сопротивления породы копанью $K_{\text{Ф}}$;

коэффициент разрыхления породы $K_{\text{р}}$;

коэффициент наполнения ковша $K_{\text{НК}}$;

коэффициент пропорциональности расчета усилия $P_{02} K_{02}$;

координаты оси пяты стрелы $x_{\text{А}}, y_{\text{А}}$;

длина стрелы $L_{\text{АВ}}$;

угол наклона стрелы $\alpha_{\text{С}}$;

диаметр головного блока по оси каната $D_{\text{БЛ}}$;

расстояние от оси пяты стрелы до оси напорного вала $L_{\text{АС}}$;

расстояние от оси головных блоков до оси напорного вала $L_{\text{ВС}}$;

масса стрелы без напорного механизма $m_{\text{С}}$;

длина рукояти $L_{\text{р}}$;

расстояние между шарнирами UF по горизонтали L_{UF_x} ;

расстояние между шарнирами UF по вертикали L_{UF_y} ;

делительный диаметр кремальберной шестерни $d_{\text{ш}}$;

масса рукояти без головной отливки (части) $m_{\text{р}}$;

масса головной отливки рукояти $m_{\text{рГ}}$;

размеры ковша $L_{\text{КТ}}, L_{\text{ТУ}}, L_{\text{КЛ}}, L_{\text{ЛМ}}, L_{\text{МУ}}$;

расстояние от точки крепления подъемных канатов до ковша $L_{\text{ТР}}, L_{\text{КР}}$;

длина тяги крепления ковша к верхнему шарниру $TF L_{\text{ТФ}}$;

ширина ковша $B_{\text{К}}$;

масса порожнего ковша $m_{\text{К}}$;

емкость ковша $E_{\text{К}}$.

Дополнительно к этим параметрам измеряются или вычисляются значения углов между отрезками расчетной схемы. Далее в уравнениях такие углы обозначаются с указанием точек отрезков, например, $\angle_{\text{ТКЛ}}$ — угол профиля ковша между отрезками TK и KL у вершины зуба.

Целью кинематического анализа являются: построение возможной рабочей зоны экскаватора;

определение координат для силового анализа.

Для вывода уравнений модели кинематического и силового анализа использована расчетная схема, представленная на рис. 2.

При определении рабочей зоны меняется начальная точка копания $K(x_{\text{К}}, y_{\text{К}})$ на уровне стояния от положения ковша у гусеничной тележки до максимального значения, определенного вылетом рукояти с учетом наклона передней стенки ковша. Траектория копания из начальной точки формируется работой напорного и подъемного механизмов, при интегрировании скоростей этих механизмов определяются вылет рукояти $L_{\text{Н.и}}$ — длина отрезка $L_{\text{РУ}}$ и длина подъемных канатов от головных блоков до ковша $L_{\text{П.и}}$ — длина отрезка $L_{\text{БР}}$.

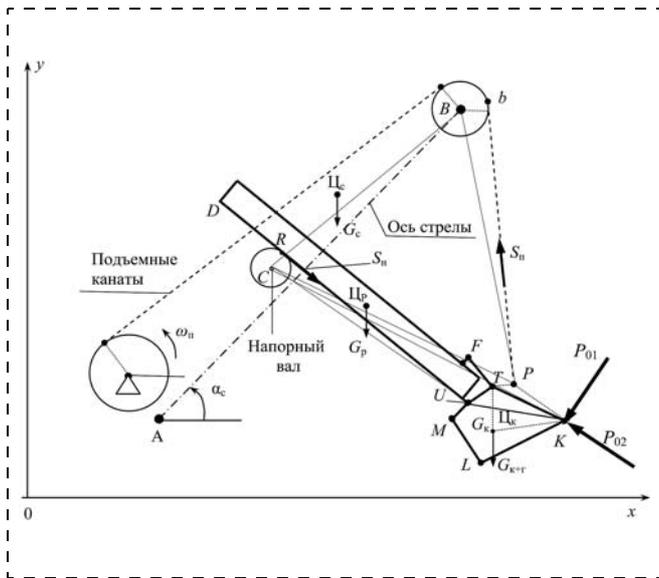


Рис. 2. Схема к составлению выражений кинематического анализа

Ниже приведены выражения для кинематического анализа:

координат оси головного блока

$$x_B = x_A + L_{AB} \cos \alpha_c;$$

$$y_B = y_A + L_{AB} \sin \alpha_c;$$

координат оси напорного вала

$$x_C = x_A + L_{AC} \cos(\alpha_c + \angle CAB);$$

$$y_C = y_A + L_{AC} \sin(\alpha_c + \angle CAB);$$

длины отрезка CK

$$L_{CK} = \sqrt{(x_K - x_C)^2 + (y_K - y_C)^2};$$

длины отрезка CU

$$L_{CU} = \sqrt{(d_{ш}/2)^2 + L_{н.и}^2};$$

угла треугольника RUC

$$\angle_{RUC} = \arctg \frac{d_{ш}}{2L_{н.и}};$$

угла треугольника CUP

$$\angle_{CUP} = \angle_{DUP} + \angle_{RUC};$$

длины отрезка CP

$$L_{CP} = \sqrt{L_{CU}^2 + L_{PU}^2 - 2L_{CU}L_{PU} \cos \angle_{CUP}};$$

длины отрезка PB

$$L_{PB} = \sqrt{(D_{бл}/2)^2 + L_{п.и}^2};$$

угла BCP

$$\angle_{BCP} = \arccos \frac{L_{BC}^2 + L_{CP}^2 - L_{PB}^2}{2L_{BC}L_{CP}};$$

угла наклона отрезка BC к оси Ox

$$\angle_{BCx} = \arctg \frac{y_B - y_C}{x_B - x_C};$$

угла наклона отрезка PC к оси Ox

$$\angle_{PCx} = \angle_{BCP} - \angle_{BCx};$$

угла CPU

$$\angle_{CPU} = \arccos \frac{L_{CP}^2 + L_{PU}^2 - L_{CU}^2}{2L_{CP}L_{PU}};$$

координат точки P

$$x_P = x_C + L_{CP} \cos \angle_{PCx};$$

$$y_P = y_C - L_{CP} \sin \angle_{PCx};$$

угла наклона UP к оси x

$$\angle_{UPx} = \angle_{CPx} + \angle_{CPU};$$

координат точки U

$$x_U = x_P + L_{PU} \cos \angle_{UPx};$$

$$y_U = y_P + L_{PU} \sin \angle_{UPx};$$

угла UPK

$$\angle_{UPK} = \arccos \frac{L_{PU}^2 + L_{KP}^2 - L_{KU}^2}{2L_{PU}L_{KP}};$$

координат вершины зуба ковша

$$x_K = x_P + L_{KP} \cos(\angle_{UPx} + \angle_{UPK});$$

$$y_K = y_P + L_{KP} \sin(\angle_{UPx} + \angle_{UPK});$$

угла наклона PU к оси x

$$\angle_{PUx} = \arctg \frac{y_P - y_U}{x_P - x_U};$$

угла наклона рукоятки к горизонту

$$\alpha_p = \angle_{PUx} + \angle_{DUP};$$

координат точки R

$$x_R = x_C + d_{III} \sin(\alpha_p)/2;$$

$$y_R = y_C - d_{III} \cos(\alpha_p)/2;$$

угла наклона UK к оси x

$$\angle_{UKx} = \arctg \frac{y_U - y_K}{x_U - x_K};$$

координат точки M

$$x_M = x_K + L_{KM} \cos(\angle_{UKx} + \angle_{UKM});$$

$$y_M = y_K + L_{KM} \sin(\angle_{UKx} + \angle_{UKM});$$

координат точки T

$$x_T = x_K + L_{KT} \cos(\angle_{UKx} - \angle_{UKT});$$

$$y_T = y_K + L_{KT} \sin(\angle_{UKx} - \angle_{UKT});$$

координат точки L

$$x_L = x_K + L_{KL} \cos(\angle_{UKx} + \angle_{UKL});$$

$$y_L = y_K + L_{KL} \sin(\angle_{UKx} + \angle_{UKL});$$

координат точки F

$$x_F = x_K + L_{KF} \cos(\angle_{EKx} - \angle_{EKF});$$

$$y_F = y_K + L_{KF} \sin(\angle_{EKx} - \angle_{EKF});$$

длины отрезка CK

$$L_{CK} = \sqrt{(x_K - x_C)^2 + (y_K - y_C)^2};$$

угла наклона линии bP к оси x

$$\angle_{bPx} = \arctg \frac{y_b - y_P}{x_b - x_P};$$

угла наклона линии CP к оси x

$$\angle_{CPx} = \arctg \frac{y_C - y_P}{x_C - x_P}.$$

Для проверки загруженности приводов подъема, напора и поворота, для выполнения прочностных расчетов и расчетов на усталостную выносливость должны быть известны значения усилий на элементы рабочего оборудования при копании и транспортировании ковша.

Усилия в подъемном канате $S_{п.i}$ при черпании определяются из уравнения моментов от сил сопротивления породы копанию P_{01} и P_{02} , веса ковша с грузом $G_{к+г}$ и веса рукоятки: G_p — вес балок, $G_{пр}$ — вес головной отливки относительно оси напорного вала. Значения плеч действия сил задаются из кинематического анализа. Рукоять представляет собой две балки, соединенные концевой отливкой, с которой соединяется ковш. Балки рукоятки учитываются в расчетах распределенной нагрузкой по длине рукоятки, а концевая отливка — сосредоточенной силой.

Уравнение равновесия относительно оси вала (см. рис. 2)

$$\Sigma M_c = 0;$$

$$-q_p(x_R - x_D)^2/2 + q_p(x_U - x_R)^2/2 + G_{пр} \left(\frac{x_U + x_F}{2} - x_R \right) + G_{к+г} \left(\frac{x_U + x_K}{2} - x_R \right) + P_{01} L_{CK} - S_{п.i} L_{CK} \sin(\angle_{CPx} - \angle_{bPx}) = 0,$$

где q_p — распределенная нагрузка рукоятки,

$$q_p = \frac{G_p}{L_{DE}}.$$

Из уравнения равновесия определяется усилие в подъемном канате при копании

$$S_{п.i} = \frac{P_{01} L_{CK} + G_{к+г} \left(\frac{x_U + x_K}{2} - x_R \right) + G_{пр} \left(\frac{x_U + x_F}{2} - x_R \right) + q_p(x_R - x_D)^2/2 - q_p(x_E - x_R)^2/2}{L_{CK} \sin(\angle_{CPx} - \angle_{bPx})}.$$

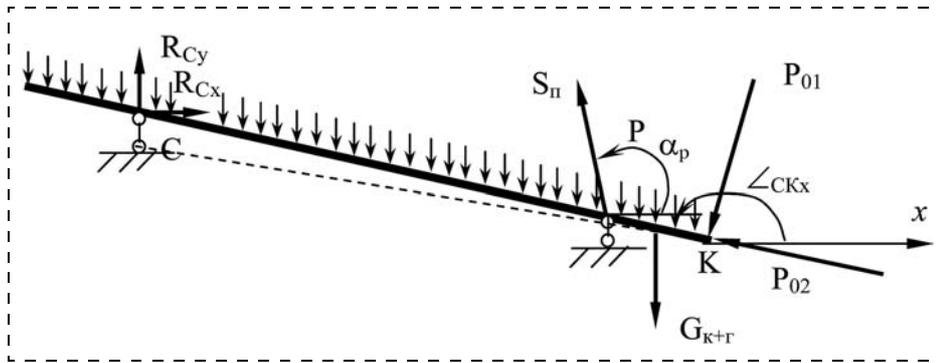


Рис. 3. Схема к определению реакций в седловом подшипнике при копании

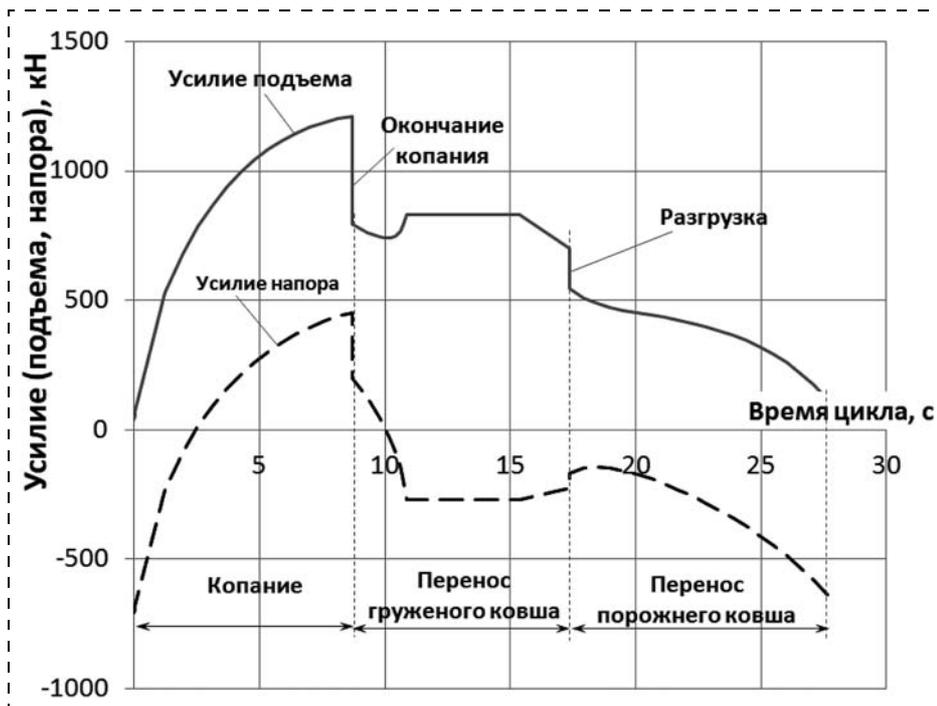


Рис. 4. Результаты расчета усилий в течение рабочего цикла

При копании без стопорения напорное усилие в рукояти зависит от усилий копания, положения ковша и его загруженности горной массой.

Напорное усилие определяется из суммы проекции всех действующих сил на образующую зубчатой рейки или ось рукояти (см. рис. 2)

$$S_{н.і} = S_{п.і} \cos(\alpha_p - \angle_{bPx}) + P_{02} \cos(\angle_{CKx} - \alpha_p) - P_{01} \sin(\angle_{CKx} - \alpha_p) - G_{к+г} \sin \alpha_p - (G_p + G_{рг}) \sin \alpha_p.$$

Для определения реакции в седловом подшипнике при копании составлена схема (рис. 3).

Реакции определяются по уравнениям проекций на оси координат x и y

$$R_{Cx} = P_{01} \sin(\pi - \angle_{CKx}) + P_{02} \cos(\pi - \angle_{CKx}) + S_{п.і} \sin(\angle_{bPx} - \frac{\pi}{2});$$

$$R_{Cy} = P_{01} \cos(\pi - \angle_{CKx}) - P_{02} \sin(\pi - \angle_{CKx}) - S_{п.і} \cos(\angle_{bPx} - \frac{\pi}{2}) + G_p + G_{рг} + G_{к+г}.$$

Для проведения кинематического и силового анализов разработан алгоритм и по нему составлена программа для ЭВМ. На рис. 4 представлены результаты расчета усилий подъема $S_{п.і}$ и напора $S_{н.і}$ при копании и транспортировании ковша

Выводы

Разработанное программное обеспечение позволяет определять уравнения регрессии, проводить расчет параметров экскаваторов на стадии эскизного проектирования.

Список литературы

1. **Машиностроение.** Энциклопедия. Горные машины. Т. IV-24 / Ю. А. Лагунова, А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков и др. М.: Машиностроение, 2011. 496 с.
2. **Подэрни Р. Ю.** Механическое оборудование карьеров: учебн. для вузов. М.: Изд. МГГУ, 2007. 680 с.

УДК 621-839

М. С. Островский, д-р техн. наук, проф., М. В. Алексеев, асп., МГГУ, г. Москва

E-mail: kaftmr@msmu.ru

Повышение фреттингостойкости подшипниковых узлов горных машин

Проведен анализ причин возникновения повреждений подшипниковых узлов горных машин. Предложен экспресс-метод оценки фреттингостойкости при широких возможностях моделирования условий испытаний. Описаны лабораторные опыты, связанные с применением износостойких покрытий. Выявлен положительный эффект от применения современных вакуумных покрытий.

Ключевые слова: фреттинг, покрытия, экспресс-метод контроля качества противоизносных покрытий.

M. S. Ostrovskiy, M. V. Alexeev

Improving the Fretting Durability of Bearing Units of Mining Machines

The analysis of the causes of the damage the bearing assemblies of mining machines was carried out. Propose a rapid method for estimating fretting durability with extensive modeling capabilities of the test conditions. The paper describes laboratory experiments involving the use of wear resistant coatings. The positive effect of the use of modern vacuum coating was detected.

Keywords: fretting corrosion, coatings, bearing, quality monitoring of coatings.

Повышение долговечности деталей машин и механизмов является одной из первоочередных задач горного машиностроения, где условия эксплуатации характеризуются наиболее высокими динамическими нагрузками. Несмотря на достаточную высокую расчетную долговечность подшипников всех горных машин (в большинстве случаев не менее 5000 ч), фактический срок их службы меньше из-за трудных условий эксплуатации (попадание в масло абразивных частиц штыба и шахтных вод), сложности профилактики (промывки и очистки) в условиях шахты, случаев деформации корпусов и т. п. Поэтому нередко при ремонтах машин бракуют подшипники, проработавшие в машинах 1000...3000 ч, причем, как правило, отбраковывается большинство дефектируемых из них. Этим объясняются даже большие затраты на их замену, чем на зубчатые колеса.

Повышенная интенсивность изнашивания деталей, наблюдаемая в горных машинах, как показывает опыт, обусловлена воздействием вибрации на трибосопряжения. Возникающие при этом знакопеременные малые микросмещения (с амплитудой от нескольких до десятков мкм) вызывают снижение прочностных свойств поверхностных слоев. Такой процесс носит название фреттинг, который и является одной из главных первопричин отказа узлов и механизмов горного оборудования [1].

Механизм фреттинга (рис. 1) можно представить при контактном взаимодействии двух поверхностей, нижняя из которых неподвижна, а верхняя прижата усилием Q . К верхнему образцу также приложена тангенциальная периодическая сила частотой ω , которая вызывает малые микросмещения.

При таком взаимодействии наблюдаются интенсивные разрушения поверхностных слоев.

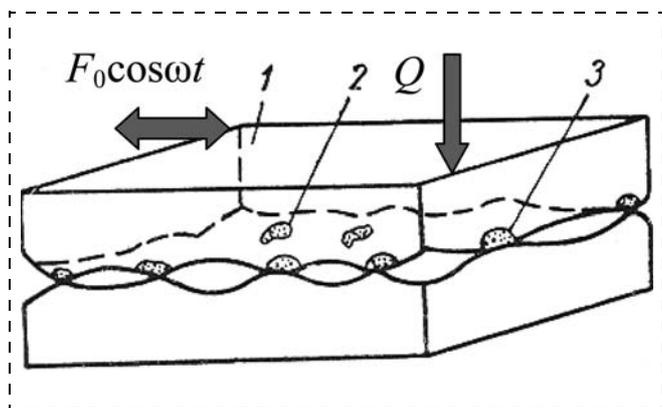


Рис. 1. Механизм фреттинга:

F_0 — периодическая сила; ω — частота колебаний; t — время; Q — усилие прижатия; 1 — вибрирующая поверхность; 2, 3 — места контакта поверхностей

Таблица 1

Статистика по видам повреждений подшипников в ходе эксплуатации

Виды повреждений подшипников	Повреждено подшипников, % от числа исследованных	Подшипники с браковочными повреждениями, % от общего числа	
		исследованные	забракованные
Коррозия	72,6	53,7	61,4
Изнашивание	100	60,6	54,6
Увеличение размера гнезд сепаратора	51,9	51,9	58,4
Усталостное изнашивание в том числе:	44,3	42,2	46,8
отслаивание	27,9	25,8	28,3
выкрашивание	16,0	16,0	18,1
разрушение	0,4	0,4	0,4
Царапание	51,2	2,0	2,3
Пятна цветов побежалости	9,2	8,9	10,6
Излом	3,1	3,1	3,6

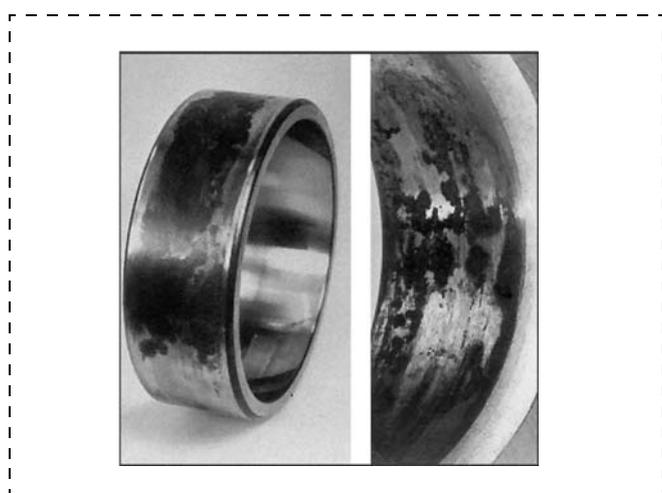


Рис. 2. Пример фреттинг-коррозии на подшипнике

Такое разрушение, как показывают наши исследования и исследования других авторов, обусловлено следующими процессами:

пластическим течением, сопровождаемым наклепом отдельных зон области контакта.

микросхватываниями, сопровождаемыми вырывами, возникающими в отдельных местах, где нарушена сплошность защитных оксидных слоев.

усталостными процессами, возникающими вследствие передеформирования отдельных участков микровыступов в условиях циклических нагрузок;

абразивным действием запертых в зоне контакта продуктов разрушения.

Все названные физико-химические процессы активируют взаимодействие с окислительной средой. В результате всего этого фреттинг имеет особый характер проявления, отличный от того, что наблюдается как при обычных видах износа, так и при атмосферной коррозии.

Практически каждый подшипник в горных машинах, как показывают статистические исследования, подвержен изнашиванию. Диагностируемые виды повреждений подшипников в процентном соотношении приведены в табл. 1 [2].

Под износом понимаются три вида изнашивания (коррозионно-механическое, механическое и молекулярно-механическое). В рамках износа отмечено наличие особого повреждения у подшипников качения, совершающих качательное движение с небольшой амплитудой — фреттинг-коррозия. Возникнуть это повреждение может уже при перемещении одного кольца подшипника относительно другого с амплитудой 0,025 мм (рис. 2). При этом изнашивание может привести к сравнительно быстрому выходу подшипника из строя. Следует отметить, что четко разделить износ по причинам на три вида является невозможным: ни один из них в "чистом" виде не наблюдается, поэтому под износом будем понимать, в том числе износ вследствие фреттинг-коррозии.

Как видно в табл. 1, порядка 60 % подшипников горных машин бракуются вследствие повышенного изнашивания. В то же время следует отметить, что большинство подшипников имеет более одного вида повреждения, а зачастую и более одного браковочного вида повреждения.

Влияние различных видов износа подшипников на их долговечность

Условный номер исследованного подшипника	Долговечность		Непригодные к эксплуатации, % от общего числа	Изнашивание, %	Коррозия, %	Увеличение размера гнезд сепаратора, %	Пятна цветов побежалости, %	Выкрашивание, %	Излом, %	Задир, %
	расчетная, ч	фактическая, % от расчетной								
1	50 000	2,9	81	100	88	—	52	19	26	15
2	19 000	7,6	86	86	62	62	14	14	7	72
3	15 000	9,7	82	95	45	39	9	39	—	64
4	11 000	13,2	88	81	75	47	31	38	—	50
5	4700	30,8	94	77	88	47	65	35	3	53

В данной статье предлагаются методы борьбы с фреттингом, как одной из главных причин возникновения изнашивания. Целью наших исследований является снижение процента забракованных подшипников.

Одним из пагубных факторов, приводящих к увеличению изнашивания (в том числе и изнашиванию вследствие фреттинга), является увеличение радиального зазора. Так, средний износ подшипника до первого капитального ремонта составляет 0,17 мм. За этот период из ремонтных допусков выходят 46,4 % подшипников, а интенсивность изнашивания до первого капитального ремонта составляет 0,13 мкм/тыс. ч [2]. Ситуация является еще менее радужной из-за того, что практически ни один подшипник не достигает своей расчетной долговечности (табл. 2) [2]. Причины кроются и в недостатках конструкции (как в процессе проектирования, так и в процессе изготовления механизмов), и вследствие тяжелых условий эксплуатации.

Все перечисленные выше факторы, обуславливающие низкую эффективность использова-

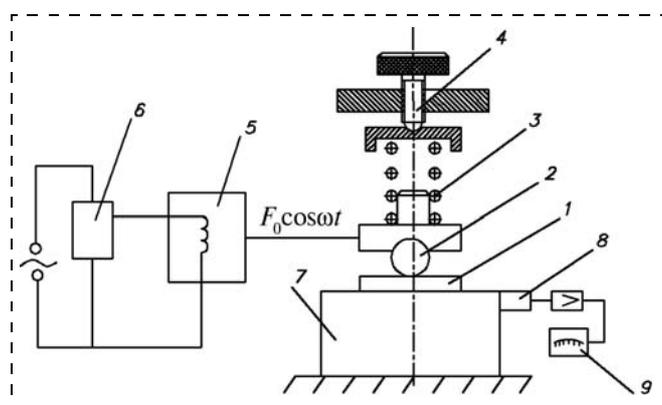


Рис. 3. Вибротрибометр:

1 — образец; 2 — контргрело; 3 — тарированная пружина; 4 — винт; 5 — электромагнитный вибратор; 6 — генератор звуковой частоты; 7 — стол; 8 — пьезоакселерометр; 9 — миллиамперметр

ния подшипников в горных машинах, подвигли нас на поиски решения данной проблемы. Исходя из двух возможных методов борьбы с контактными разрушениями, а именно, конструкторско-технологическими и эксплуатационными, нами была выбрана первая группа. Решение проблем развития изнашивания на этапе изготовления узла имеет большую эффективность, нежели в ходе эксплуатации. Это связано с меньшим числом накопленных ошибок на пути проектирование—изготовление—сборка—эксплуатация.

Снизить вредоносный эффект от фреттинга и тем самым продлить ресурс механизма — те задачи, которые предлагается решать путем нанесения современных триботехнических покрытий [3]. В статье предлагается применение PVD-покрытий*, наносимых методом дугового испарения. Наносимые данным методом покрытия могут быть реализованы как: многослойные, нанокompозитные, градиентные и алмазоподобные (DLC**) покрытия [4, 5].

Многие подшипниковые узлы горных машин имеют большие габаритные размеры, что затрудняет проведение испытаний непосредственно в рабочих условиях. В связи с этим возникает необходимость разработки экспресс-метода оценки технических характеристик покрытий как общего назначения, так и триботехнических. Нами создана установка, которая позволяет проводить испытания покрытий при вибрации (рис. 3). Данная установка, названная нами "Вибротрибометр", позволяет моделировать эф-

* Physical Vapor Deposition — напыление конденсаций из паровой (газовой) среды.

** Diamond Like Carbon — алмазоподобное углеродное покрытие.

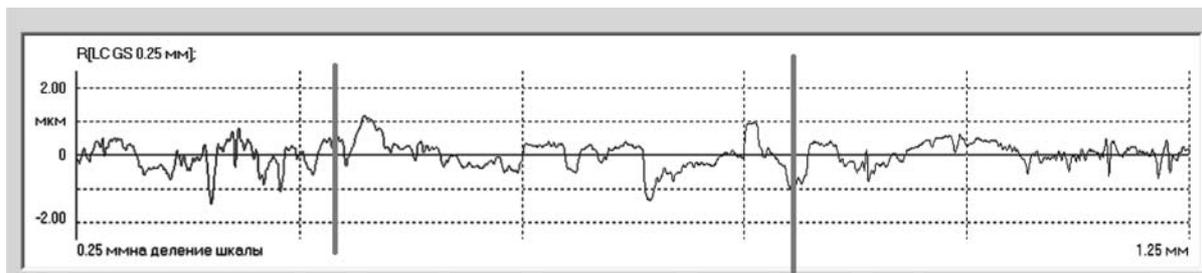


Рис. 5. Профилограмма зоны разрушения при фреттинге

фект фреттинга, который и является наиболее пагубным при работе механизмов.

Техническая характеристика прибора

Частота вибрации, Гц	50
Амплитуда вибрации, мкм	10...30
Контактное давление, МПа	1...60
Потребляемая мощность, Вт	350

В ходе испытаний на плоский образец с покрытием воздействуют сферическим индентором, к которому приложена нормальная и тангенциальная нагрузки. Таким образом индентору задаются знакопеременные микроперемещения (вибрация) с нужной амплитудой. В результате взаимодействия соприкасающихся поверхностей на образце возникают разрушения поверхностного слоя. Изменяя амплитуду и частоту, мы моделируем различные трибосопряжения машин, в том числе и горных.

В комплекс оборудования, применяемого для экспресс-метода определения качества износостойких покрытий, входят оптический микроскоп и профилометр. Данные приборы позволяют получить наиболее полную характеристику применяемому средству защиты от фреттинга. Оптический микроскоп позволяет вести визуальный контроль характера разрушений, а также проводить измерения геометрических размеров пятен контакта. На рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки) представлены фотографии зон разрушения, полученные при помощи оптического микроскопа. Такое разрушение было зафиксировано на образцах без покрытия при частоте вибрации 50 Гц, амплитуде вибрации 10 мкм, контактном давлении 60 МПа, времени испытания 2 мин.

Исследования, проводимые на профилометре, позволяют оценить глубину разрушений в зоне контакта (рис. 5). Как видно на рисунке, зона разрушения, отмеченная вертикальными

сплошными линиями, имеет границы в виде "бугров", образованных деформированным металлом. Также можно оценить, что общая высота неровностей зоны разрушения составляет около 2 мкм.

Комплексное исследование геометрических параметров зон разрушения, проведенное при помощи конфокального микроскопа и программного обеспечения фирмы "Nano Focus AG" (Германия) позволило оценить преимущества фактора присутствия покрытия. При использовании широких

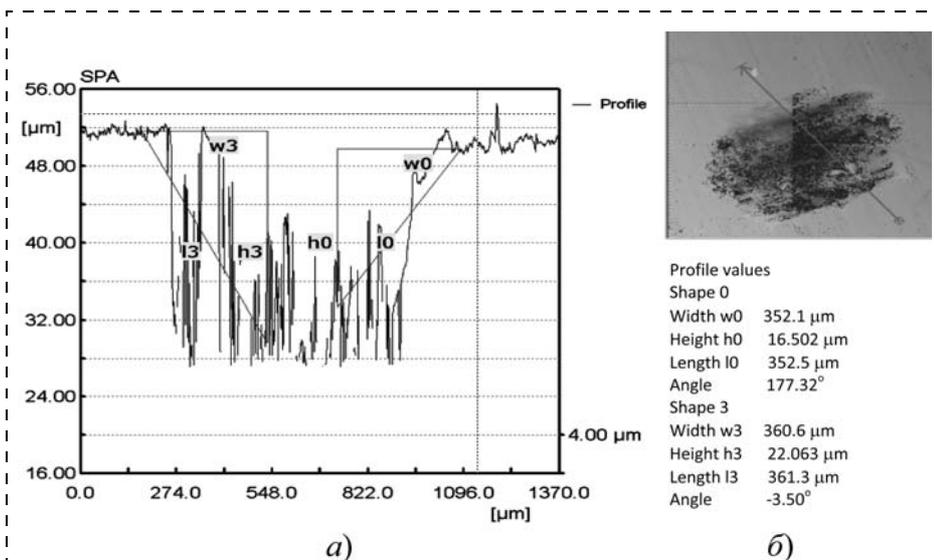


Рис. 7. Профилограмма (а) и геометрические параметры (б) зоны разрушения при фреттинге образцов без покрытия

возможностей конфокального лазерного микроскопа получены 2D- и 3D-модели, позволяющие наглядно выявить все процессы протекания фреттинга, а также оценить геометрические параметры разрушений. На рис. 6–9 представлено распределение глубины локальных повреждений пятен контакта. Рис. 6 и 7 соответствуют испытаниям образцов без покрытия, а рис. 8 и 9 — с алмазоподобным покрытием (рис. 6 и 8 см. на 2-й стр. обложки).

В ходе сравнительного анализа геометрических параметров зон разрушения (см. рис. 7 и 9) было выявлено, что наличие покрытия увеличивает фреттингостойкость. На рис. 7, а представлена профилограмма мест повреждения в зоне контакта без применения покрытия, на которой видно, что максимальная высота разрушения составляет около 24 мкм. На рис. 9, а приведена профилограмма зоны разрушения образцов с алмазоподобным покрытием, на которой видно, что максимальная высота разрушения составляет около 5 мкм. Таким образом глубина повреждений при фреттинге за счет применения алмазоподобных покрытий может быть уменьшена в 3–5 раз.

Выводы

Применение алмазоподобных (DLC) покрытий является перспективным в деталях и механизмах горных машин, особенно для защиты от фреттинга.

Подбор вида покрытия, технологии и метода его нанесения может быть оперативно оценен при помощи предлагаемого нами вибрационного экспресс-метода с последующим анализом зон

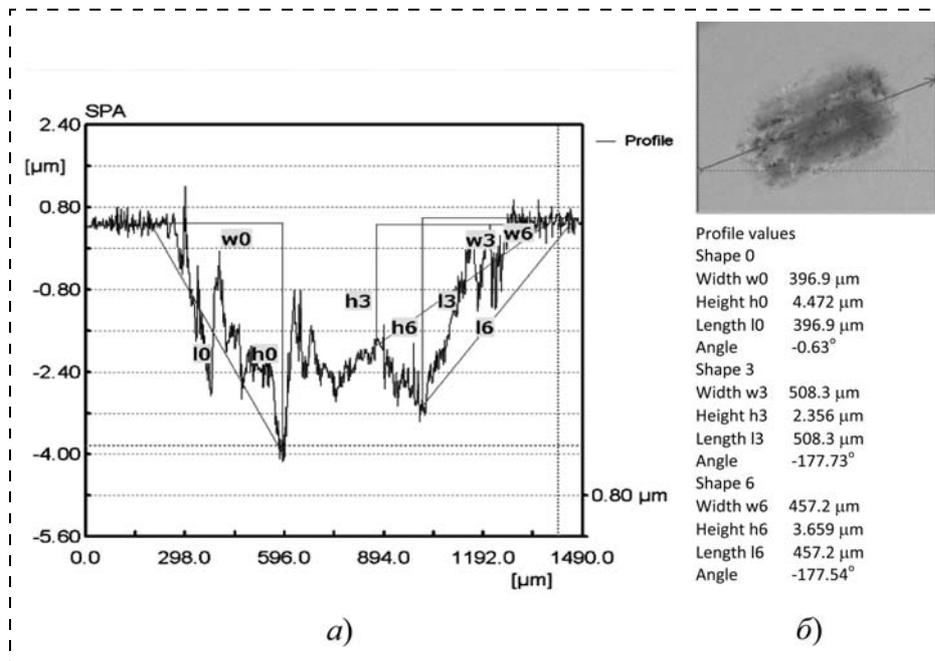


Рис. 9. Профилограмма (а) и геометрические параметры (б) зоны разрушения при фреттинге образцов с алмазоподобным покрытием

разрушения с использованием конфокального лазерного микроскопа.

Исходя из полученных результатов, мы можем судить о возможной эффективности применения современных покрытий в горной технике. Предлагаемые нами технологии позволят значительно повысить ресурс как подшипников, так и других трибосопряжений горных механизмов.

Список литературы

1. **Островский М. С.** Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. М.: МГГУ, 1993.
2. **Молдавский Л. А., Финкельштейн З. Л., Верклов Б. А.** Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин. М.: Недра, 1981.
3. **Локтев Д. А.** Методы нанесения износостойких покрытий и оборудование для их реализации // Стружка. 2004. № 4 (7). С. 6–11.
4. **Локтев Д. А.** Основные виды износостойких покрытий // Стружка. 2004. № 2 (5). С. 22–26.
5. **Harris S., Weiner A., Meng W.** Tribology of metal-containing diamond-like carbon coatings // Wear. 1997. Вып. 211. С. 208–216.

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

¹ Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

² ДонНТУ, г. Донецк, Украина

E-mail: butsukin@mail.ru

Повреждения зубчатых передач вследствие воздействия внутренних факторов

Для предложенной ранее [2] классификации повреждений зубчатых передач, основанной на разделении всех факторов на внутренние и внешние, приведены примеры характерных повреждений под действием внутренних факторов, влияющих на работу зубчатых передач.

Ключевые слова: передача зубчатая, повреждения, классификация, внутренние воздействия, диагностика, эксплуатация.

V. M. Kravchenko, V. A. Sidorov, V. V. Butsukin

Internal Factors Influence on the Gearings Damages

For the classification of damages of gearings, based on dividing of all of factors into internal and external, offered before [2], the examples of characteristic damages are resulted under the action of internal factors, influencing to work of gearings.

Keywords: a transmission is toothed, damages, classification, internal influences, diagnostics, exploitation.

В практике работы ремонтных служб предприятий основным методом оценки степени работоспособности и состояния широко распространенных в горном оборудовании зубчатых передач является визуальный осмотр их элементов. При этом большее внимание уделяют характеру повреждений и расположению пятна контакта на рабочих поверхностях зубьев [1]. Однако как указано в [2], интерпретация результатов осмотра и принимаемые в связи с ним решения существенно зависят от принятой на данном предприятии классификации повреждений зубчатых передач. Анализ современных публикаций [2] показал, что известные классификации повреждений зубчатых передач ориентированы в основном на установление соответствия повреждения и процессов, приведших к его возникновению. Факторы, вызвавшие развитие вредных процессов, при таком подходе нередко остаются вне зоны внимания, что усложняет интерпретацию результатов визуального диагностирования элементов зубчатых передач и затрудняет выбор верного технического решения. В связи с изложенным в [2] предложена

классификация повреждений зубчатых передач, основанная на разделении по вызвавшим повреждение факторам (внешним и внутренним). Такой подход позволяет при анализе результатов визуальной диагностики последствий аварии и во время ревизии оборудования быстрее установить соответствие обнаруженных повреждений и причин разрушения или изнашивания элементов передачи, что, в свою очередь, ускоряет процесс принятия обоснованного решения по выбору ремонтного воздействия на элементы передачи. К внешним факторам, примеры проявления которых рассмотрены в [2], отнесены прикладываемая силовая нагрузка и характер ее приложения, наличие в смазочном материале веществ, вызывающих коррозию, и абразивных частиц. Проявления внутренних факторов (взаимное перемещение посадочных поверхностей зубчатого колеса и вала, характер взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев зацепления, неверное взаимное расположение деталей передачи, накопление усталостных повреждений) в силу ограниченного объема в [2] рассмотрены не были.

В настоящей статье изложены основные положения и приведены примеры классификации повреждений зубчатых передач под воздействием внутренних, согласно классификации [2], факторов.

Взаимное перемещение посадочных поверхностей зубчатого колеса и вала — этот фактор следует оценить как удовлетворяющий проектным требованиям в случае, если сопрягаемые детали неподвижны при приложении нагрузки (рис. 1, а, см. 3-ю стр. обложки). Если данное требование не выполняется, это приводит к появлению малых перемещений сопрягаемых деталей — фреттинг-коррозии, проявляющейся в виде темных пятен на посадочной поверхности детали (см. рис. 1, б на 3-й стр. обложки). В дальнейшем появляются следы взаимного перемещения сопрягаемых поверхностей в виде блестящих полированных участков поверхности. Это увеличивает скорость развития процессов изнашивания, создавая предпосылки для возникновения ударов на последней стадии развития повреждения. При раскрытии стыка сопрягаемых деталей жесткость соединения уменьшается, возникают динамические удары, приводящие к наклепу и разрушению.

Характер взаимодействия контактирующих поверхностей определяется видом трения на этих поверхностях. Если преобладает жидкостное трение, обеспечивающее минимальный коэффициент трения, и происходит полное разделение контактирующих поверхностей слоем масла, то состояние оценивается как хорошее. В этом случае преобладающим является окислительный износ (рис. 2, см. 3-ю стр. обложки). Возникновение граничного трения приводит к контакту двух деталей, проявляясь в виде полирования рабочей поверхности зубчатых передач (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки). Наиболее часто граничное трение проявляется на начальной стадии приработки новых зубчатых колес.

Отсутствие смазки между контактирующими поверхностями приводит к повышению температуры, разрушению поверхностных твердых пленок оксидов и возникновению адгезионных связей между контактирующими зубьями. Силы на площадках контактов должны быть достаточными для разрушения твердых пленок

оксидов. Для тяжело нагруженных высокоскоростных зубчатых передач наиболее характерное проявление — вырывы металла на вершинах зубьев (рис. 4, см. 3-ю стр. обложки). Рекомендации по предотвращению — обеспечить постоянное смазывание контактирующих поверхностей, в том числе путем правильного выбора смазочного материала. Данный вид повреждения нарушает характер зацепления зубьев, увеличивает скорость изнашивания и создает концентраторы напряжений на поверхности зубьев, способствующие развитию усталостных трещин, сколов зубьев.

Взаимное расположение деталей, в данном случае зубчатых колес, оценивается по пятну контакта. Этот вопрос хорошо изучен и наиболее часто упоминается в правилах технической эксплуатации, учебниках и пособиях [1]. Необходимо отметить, что повлиять на расположение пятна контакта в редукторе (при нерегулируемых валах) невозможно. Пятно контакта является одним из критериев качества изготовления и сборки зубчатой передачи.

Правильное расположение пятна контакта показано на рис. 5 (см. 3-ю стр. обложки) (пятно контакта равномерно расположено по высоте и длине зуба).

Непараллельное расположение осей зацепления при уменьшенном расстоянии между осями зубчатых колес, произошедшее из-за износа посадочных мест подшипников валов зубчатых передач, привело к сокращению пятна контакта до недопустимых размеров (рис. 6, см. 3-ю стр. обложки).

Несоосность валов можно зафиксировать по характеру изнашивания элементов зубчатой муфты (рис. 7, см. 4-ю стр. обложки).

Отклонения в расположении валов и зубчатых колес приводит к нарушению **равномерности воздействия прикладываемых сил**, которая может проявляться не только в неравномерном распределении сил по длине зуба и равномерном по окружности зубчатого колеса (рис. 8, см. 4-ю стр. обложки). Возможно неравномерное распределение сил по окружности зубчатого колеса из-за эксцентричного расположения. Отклонения могут быть столь велики, что это приводит к нарушению контакта зубчатого зацепления. Данный

фактор приводит к образованию локальных сколов зубьев в ограниченном секторе (рис. 9, см. 4-ю стр. обложки).

Подрезание ножки зуба (рис. 10, см. 4-ю стр. обложки) происходит при набросе нагрузки из-за уменьшения межцентрового расстояния при износе подшипников скольжения либо при непарной замене элементов передачи (использование неприработанных колес).

Накопление усталостных повреждений проявляется в зарождении, развитии и реализации трещин, следствием чего является разрушение зубьев (рис. 11, см. 4-ю стр. обложки).

Часто зубчатые зацепления испытывают комбинированное воздействие нескольких факторов, один из которых становится доминирующим. Например, вид рабочей поверхности зубчатой передачи (рис. 12, см. 4-ю стр. обложки) редуктора бесцентрового токарного станка позволил установить следующее:

в масле, применяемом для смазки, присутствует вода, используемая в качестве СОЖ при резании, о чем свидетельствуют следы коррозии;

напряжения, возникающие на площадках контакта, превышают предел выносливости, чему способствует снижение несущей способности масляной пленки из-за наличия воды в масле, в результате на рабочей поверхности зубьев возникло осповидное выкрашивание;

напряжения, возникающие на площадках контакта, не превышают предел текучести (отсутствуют следы пластической деформации);

при работе зубчатой передачи возникает трение скольжения из-за возможности относительного смещения контактирующих поверхностей в процессе взаимодействия, на что указывает полированная поверхность;

при изготовлении зубчатой передачи были отклонения в технологии изготовления (волнистые линии на рабочей поверхности).

Предложенная классификация повреждений позволяет последовательно исследовать отклонения в работе зубчатых передач и принимать своевременные решения по увеличению их срока службы.

Выводы

1. Для предложенной в [2] классификации повреждений зубчатых передач, основанной на разделении по вызвавшим повреждение факторам (внешним и внутренним), даны примеры проявления внутренних факторов, полученные в ходе определения причин выхода из строя зубчатых передач в условиях промышленной эксплуатации.

2. Опыт применения предложенной классификации свидетельствует, что ее использование при анализе результатов визуальной диагностики последствий аварии и во время ревизии оборудования позволяет быстрее установить соответствие обнаруженных повреждений и причин разрушения или изнашивания элементов передачи.

3. Использование классификации для анализа реальной производственной ситуации рассмотрено на примере отказа зубчатой передачи редуктора бесцентрового токарного станка, установленного в ремонтном цехе одного из предприятий.

Список литературы

1. Прудюс Б. В., Огурцов Ю. М. Ремонт и монтаж оборудования. Монтаж. Альбом. М.: Машиностроение, 1990. 104 с.

2. Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Классификация повреждений зубчатых передач // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 7. С. 41–43.

Обоснование номенклатуры показателей надежности тоннелепроходческого комплекса для проходки эскалаторного тоннеля

На основе анализа данных об эксплуатации тоннелепроходческого комплекса для проходки эскалаторных тоннелей обоснована номенклатура показателей его надежности.

Ключевые слова: надежность, тоннелепроходческий комплекс, номенклатура показателей.

M. G. Rakhutin, N. A. Pankratenko

Justification of the Nomenclature of Reliability Indices of Tunneling Complex During the Construction of Escalator Tunnel

Based on analysis of data on the operation of tunneling complex during the construction of escalator tunnel proved its reliability indices.

Keywords: reliability, tunneling complex, nomenclature of indices.

При проходке наклонных эскалаторных тоннелей станции метро Марьино [1] впервые в мире были организованы учет и анализ сведений об отказах и простоях, возникавших в процессе строительства при использовании тоннелепроходческого комплекса (ТПК). Применение ТПК при строительстве наклонных эскалаторных тоннелей оказалось весьма перспективно: при его использовании отпала необходимость проводить предварительную заморозку грунта и значительно возросла скорость сооружения выработок. Однако в условиях наклонной выработки (с углом уклона 30°) несколько затруднено применение типовых средств механизации.

Для сооружения наклонных тоннелей в Марьино использовался ТПК с щитом диаметром 10 м и грунтопригрузом канадской фирмы "Lovat" (в настоящее время фирма приобретена корпорацией "Caterpillar" и преобразована в "Caterpillar Tunneling Canada Corporation"). Принципиальных конструктивных отличий от ТПК, используемого для проходки горизонтальных тоннелей, предусмотрено не было, однако в процессе эксплуатации были осуществлены некоторые доработки. Так, горная масса транс-

портировалась на поверхность не насосом, как в обычных условиях, а с помощью специальной емкости, которая поднималась вверх по мере наполнения и разгружалась краном.

При проходке первого эскалаторного тоннеля станции метро в Марьино учет и анализ отказов не выполнялся. Однако поскольку это был первый опыт сооружения эскалаторного тоннеля с применением ТПК, важно было оценить надежность использования ТПК в данных условиях. С этой целью во время сооружения второго эскалаторного тоннеля в 2011 г. был организован учет отказов.

При исследовании надежности оборудования первоочередной задачей является выбор показателей [2], с использованием которых будет проводиться такой анализ.

Широко известен показатель надежности "коэффициент готовности" K_r . На рис. 1 (ряд А) представлены значения K_r ТПК в течение смены (далее "по сменам") за 50 смен, за время которых были возведены 25 колец (с 9-го по 34-й от начала тоннеля). На графике видно, что значения K_r широко варьируются. Среднее значение K_r составляет 0,69, среднеквадратическое

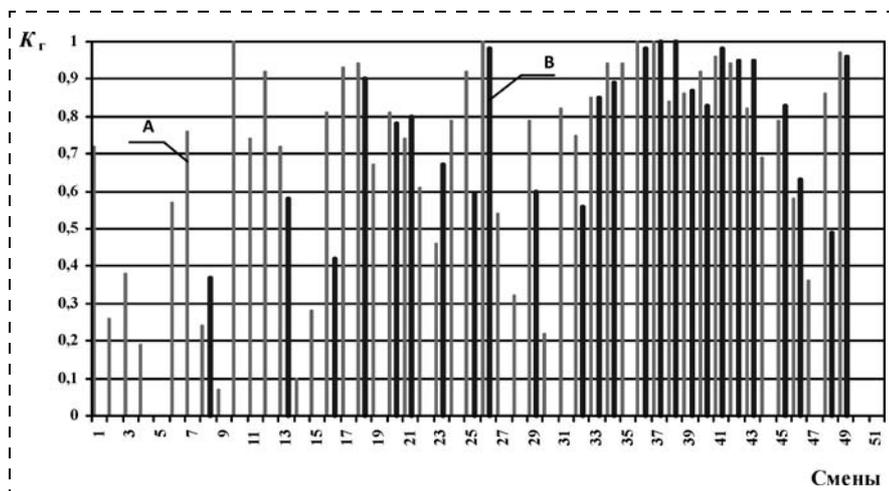


Рис. 1. Значение K_r "по сменам" (ряд А) и "по кольцам" (ряд В) при возведении 25 колец

отклонение — 0,29, коэффициент вариации $v = 0,42$.

При исследовании надежности горных машин анализировались значения K_r за продолжительные интервалы эксплуатации. Оценка K_r по циклам работ не проводилась.

Анализ эксплуатации ТПК показал, что продолжительность полного цикла возведения кольца варьировалась от 570 до 4670 мин, составив

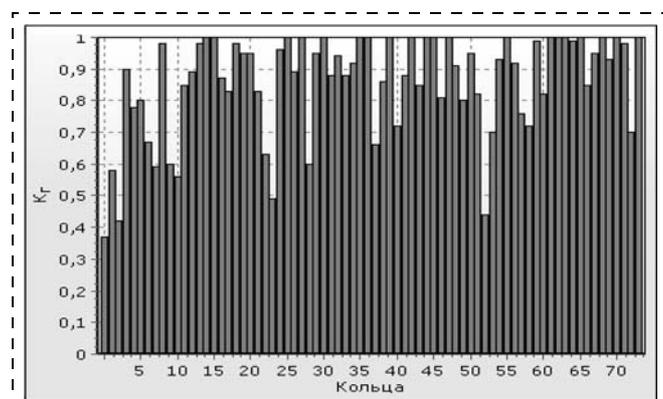


Рис. 2. Значения K_r "по кольцам" при возведении 74 колец

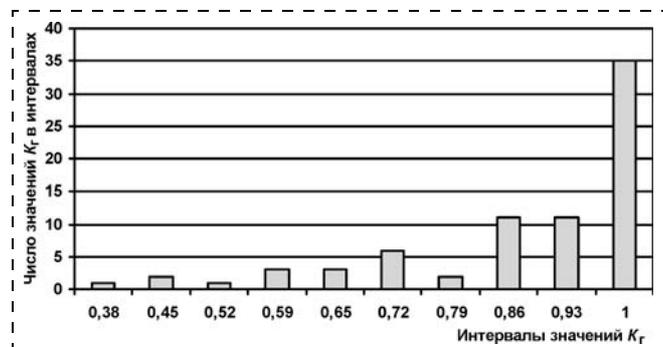


Рис. 3. Гистограмма значений K_r

в среднем 1019 мин, или 1,42 времени смены, в связи с чем была изучена целесообразность использования показателя "коэффициент готовности" за период установки кольца (далее "по кольцам").

Значения K_r при возведении 25 колец представлены на рис. 1, ряд В. На графике наглядно видно, что вариация значений K_r "по кольцам" меньше. Среднее значение K_r по "кольцам" составило 0,8, среднеквадратическое отклонение — 0,18, коэффициент вариации — $v = 0,23$.

Использование показателей надежности с меньшим значением коэффициента вариации, т. е. более статистически устойчивых, позволяет более точно оценивать и прогнозировать надежность, в связи с чем обоснование более статистически устойчивых показателей является важной задачей при разработке мероприятий по повышению надежности.

В связи с изложенным выше предлагается в случае, если цикл выполняемой работы больше или равен продолжительности смены, анализировать значения K_r горной машины по циклам.

На рис. 2 представлены значения K_r "по кольцам", а на рис. 3 — гистограмма значений K_r "по кольцам" при возведении 74 колец (на рис. 3 и 4 на оси абсцисс указаны значения правых границ интервалов).

Проведенный первичный анализ данных показал, что полученные значения K_r не описываются ни одним из стандартных распределений. При этом хорошо заметно, что по виду гистограммы распределение напоминает экспоненциальное, но как бы зеркально отраженное. При этом величина, равная $1 - K_r$, достаточно хорошо описывается экспоненциальным распределением со следующими характеристиками: среднеквадратическое отклонение 0,14, коэффициент вариации $v = 1$. Эту величину предложено назвать коэффициентом доли продолжительности отказов "по кольцам", с обозначением K_0 . На рис. 4 представлена гистограмма значений K_0 при возведении 74 колец.

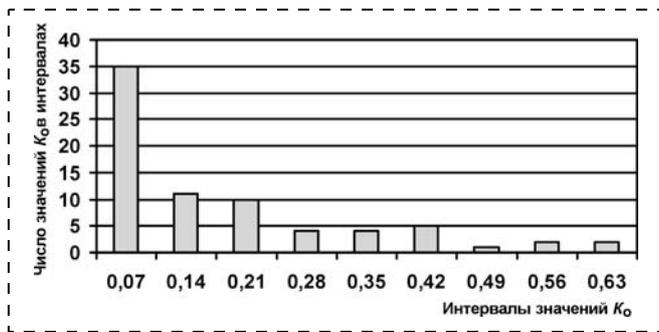


Рис. 4. Гистограмма значений K_0

Несложное преобразование позволяет получить следующее выражение для определения показателя K_0 :

$$K_0 = 1 - K_r = \frac{T_{рк} + T_{уок}}{T_{рк} + T_{уок}} - \frac{T_{рк}}{T_{рк} + T_{уок}} = \frac{T_{уок}}{T_{рк} + T_{уок}},$$

где $T_{рк}$ — время работы ТПК при установке кольца; $T_{уок}$ — время устранения отказов при установке кольца.

Анализируя это выражение, понятен смысл значения коэффициента K_0 , который показывает долю времени устранения отказов от общего времени продолжительности работ и устранения отказов за время установки кольца.

В анализе надежности оборудования известным показателем является также удельное время простоев из-за отказов (время восстановления), отнесенное к различным единицам наработки. При анализе надежности ТПК предлагаются следующие показатели:

среднее удельное число отказов на одно кольцо N_{yo} :

$$N_{yo} = \frac{N_o}{N_k},$$

где N_o — число отказов; N_k — число колец;

среднее удельное время восстановления на одно кольцо $T_{ув}$:

$$T_{ув} = \frac{T_{yo}}{N_k},$$

где T_{yo} — время восстановления (продолжительность устранения) всех отказов.

Выводы

Для анализа надежности ТПК предложено использовать ряд показателей:

коэффициент K_r "по кольцам", имеющий более устойчивые статистические характеристики, чем K_r "по сменам" (значение коэффициентов вариации соответственно 0,23 и 0,42);

коэффициент K_0 , характеризующий долю времени восстановления от общего времени продолжительности работ и восстановления за время установки кольца;

среднее удельное число отказов на одно кольцо N_{yo} и среднее удельное время восстановления на одно кольцо $T_{ув}$, характеризующие число отказов и среднее время, затрачиваемое на их устранение, приведенное к установке одного кольца.

Использование предложенных показателей, на наш взгляд, позволит проводить более качественный анализ надежности ТПК в целях ее повышения в процессе эксплуатации.

Список литературы

1. Сайт ОАО "Мосметрострой" www.metrostroy.com.
2. ГОСТ 27.002—89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.

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

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

Сдано в набор 16.07.2012. Подписано в печать 24.08.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO912. 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 "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.

4–6 декабря 2012

Горное дело Металлургия

Специализированная выставка с международным участием



Место проведения:
МВЦ «Екатеринбург-ЭКСПО»
Бульвар ЭКСПО, 2

Под патронажем ТПП РФ: При поддержке:



Организатор:
УРАЛЬСКИЕ ВЫСТАВКИ
Тел.: +7 (343) 310-03-30
www.uv66.ru