

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

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

Редакционный совет:

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

Редакционная коллегия:

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

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Степанов А.Г. Математическое моделирование динамических процессов дискового тормоза шахтных подъемных машин 2

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Козярук А.Е., Васильев Б.Ю. Повышение энергоэффективности электропривода переменного тока 16

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Рудь А.В. Влияние сцепления материала на эксплуатационные характеристики вертикального транспортирующего шнека 22

Афанасьев А.И., Косенко Е.А., Суслов Д.Н. Рациональный режим работы резонансных вибротранспортных машин с линейным электромагнитным вибровозбудителем 27

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Заслов В.Я. Вентиляторное оборудование для метрополитенов 31

Курнаков В.А., Груцынов М.В., Груцынов А.М. Энергосберегающая эксплуатация шахтных стационарных установок 34

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Сойфер В.В., Королёв В.Н. О варианте системы управления приводами струга струговой установки 2СН3413 (СН.06) с двухскоростными асинхронными электродвигателями 37

Махно Д.Е. Состояние и перспективы развития средств комплексной механизации очистных работ на угольных шахтах 40

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Коротков В.А. Новое в поверхностной закалке 42

Кравченко В.М., Сидоров В.А., Буцукин В.В. Влияние несоосности элементов муфты на работу подшипников качения 46

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 622.673.1

А.Г. Степанов, д-р техн. наук, проф., г. Бостон, США

Email: AGStepanov@mail.ru

Математическое моделирование динамических процессов дискового тормоза шахтных подъемных машин

Выполнено математическое моделирование динамических процессов высоконапорного привода дискового тормоза шахтных подъемных машин. Определено влияние конструктивных характеристик на быстродействие и устойчивость тормозной системы. Предложена новая система управления приводом дискового тормоза, которая обеспечивает высокое быстродействие и аperiodичность переходных режимов. Тормозная система создает предпосылки для успешного создания системы автоматического поддержания заданного замедления с демпфированием колебаний усилий в канатах при предохранительном торможении, которая существенно повысит безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

Ключевые слова: дисковый тормоз, гидропривод, регулятор, давление, математическая модель, шахтный подъем, торможение, демпфирование.

A.G. Stepanov

Mathematical Modelling of Dynamic Processes of the Disk Brake of Mine Hoisting

This article discusses mathematical modeling of dynamic processes of the disk brake of a mine hoist. Influence of constructive characteristics on speed and stability of brake system is defined. The new control system of a disk brake is offered. The system provides high speed and aperiodicity's transition mode. The brake system creates preconditions for successful creation of system of an automatic damping and maintenance of the given deceleration. The new system will significantly improve safety of operation of mine hoist.

Keywords: a disk brake, hydraulic drive, regulator, pressure, mathematical model, mine hoist, braking, damping.

Современные шахтные подъемные машины оборудуются дисковыми тормозами с высоконапорным гидроприводом, обладающими высоким быстродействием, малой инерционностью. Применение дисковых тормозов позволило поднять на новый уровень безопасность и надежность эксплуатации шахтных подъемных установок. Фирма "АВВ" (Швеция) в 1962 г. провела модернизацию и перешла на производство шахтных подъемных машин с дисковыми тормозами [1]. Одна из таких машин фирмы "SIEMAG" (Германия) показана на рис. 1 (см. 2-ю стр. обложки) [2].

В СССР первая подъемная машина с дисковым тормозом фирмы "SIEMAG" была смонтирована в начале 1970-х гг. на Сибайском руднике в Башкирии.

По данным НПФ "МИДИЭЛ" (Украина) [3], в последние десятилетия Россия приобрела 15 подъемных машин, изготовленных в Украине.

Машины оборудованы дисковыми тормозами на базе узлов фирмы "АВВ" (Швеция). Кроме того, было поставлено 13 комплектов оборудования подъемных машин фирмы "SIEMAG" [4, с. 172].

В Советском Союзе научно-исследовательские работы по дисковым тормозам шахтных подъемных машин были начаты в 1960-е гг. В отраслевой лаборатории шахтных стационарных установок Минуглепрома СССР при Пермском политехническом институте на базе подъемной машины 2Ц-1,6×0,8 был разработан и смонтирован дисковый тормоз с комплексом гидроаппаратуры высокого давления. На базе научно-исследовательских работ, выполненных Институтом горной механики имени академика М.М. Федорова (г. Донецк) и отраслевой лабораторией шахтных стационарных установок Минуглепрома СССР, в 1974 г. было разработано техническое задание на изготовление первой отечественной подъемной машины с дисковыми тор-

ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД

мозами. Техническое задание было утверждено Минуглепромом СССР и Минтяжмашем СССР. Для управления высоконапорным пружинно-гидравлическим приводом тормоза были разработаны регуляторы высокого давления [5, 6].

Экспериментальные исследования опытного образца дискового тормоза с комплексом гидроаппаратуры высокого давления дали положительные результаты. Теоретические исследования динамики пружинно-гидравлического привода дискового тормоза были проведены с применением электронных моделей МН-7 [7], а потом с использованием программ Фортран и Паскаль [8, с. 192]. В 1980 г. Донецким машиностроительным заводом была изготовлена первая отечественная подъемная машина с дисковым тормозом, которая была смонтирована на шахте им. 9-й пятилетки в Донбассе. В промышленных условиях регулятор высокого давления, к сожалению, не дал положительных результатов. Главной причиной неудовлетворительных результатов были, во-первых, склонность регулятора к перерегулированию в переходных режимах, а во-вторых, завышенные требования к построению замкнутой системы автоматического поддержания заданного замедления при предохранительном торможении. В настоящее время автором доказано, что на подъемных установках, у которых массы поступательно движущихся частей соизмеримы с массами вращающихся частей, замкнутая система автоматического поддержания заданного замедления без демпфирования колебаний грузовой ветви нецелесообразна, так как не обеспечивает снижения динамических нагрузок [8, с. 80], [9, с. 217], [10].

К сожалению, ситуация, которая сложилась в 1980-е гг., привела к прекращению финансирования научно-исследовательских работ и не позволила довести до положительного конца работы по созданию отечественной системы плавного и непрерывного регулирования давления в тормозных цилиндрах.

В настоящее время современные персональные компьютеры и математические программы (MathCad 14, MatLab) позволяют на новом уровне решить задачу о динамических процессах пружинно-гидравлического привода дискового тормоза шахтных подъемных машин.

Основными элементами дискового тормоза являются пружинно-гидравлический привод и комплекс гидрооборудования, главным в котором является аппарат для регулирования величины тормозного усилия (регулятор давления).

Дисковый тормоз шахтной подъемной машины состоит из четырех постаментов (блоков), на которых расположены тормозные модули и гидрораспределительная аппаратура. Тормозной модуль состоит из двух тормозных элементов, представляющих из себя цилиндры, поршни которых нагружены тарельчатыми пружинами. На каждом блоке монтируется 2...4 тормозных модуля со своим комплектом гидроаппаратуры. Таким образом, на подъемной машине может быть 16...32 тормозных цилиндра. Такое решение приводит к уменьшению габаритов привода и гидроаппаратов, а следовательно, к уменьшению расхода рабочей жидкости и увеличению его быстродействия. Конструкция тормозного привода с большим количеством дублирующих элементов и высоким быстродействием позволяет существенно повысить надежность и безопасность шахтных подъемных машин. Схема дискового тормозного элемента показана на рис. 2.

Используя принцип Д'Аламбера, дифференциальное уравнение, характеризующее движение поршня, можно записать:

$$M_{\text{пр}} x'' = S_1 - c_{\text{п}} x - \Delta F P_x - c_{\text{к}} (x - xx) - S_{\text{тр}} \text{sign}(x') \quad (1)$$

при $x \leq xx$, $c_{\text{к}} = 0$,

где $M_{\text{пр}}$ — масса поршня и присоединенных к нему элементов тормоза, кг; x — текущее значение перемещения поршня тормозного цилиндра, м; xx — величина холостого хода тормоза, м; S_1 — усилие блока тарельчатых пружин при максимальном давлении в тормозном цилиндре, Н; ΔF — площадь поршня в полости, в которой изменяется давление, м²; P_x — текущее значение давления в тормозном цилиндре, Па; $c_{\text{п}}$ — жесткость пружинного блока, Н/м; $c_{\text{к}}$ — жесткость тормозных колодок, Н/м; $S_{\text{тр}} = \pi D_{\text{пр}} b_{\text{ум}} P_x f_{\text{ум}}$ — сила трения при движении поршня, Н; $D_{\text{пр}}$ — диаметр поршня, м; $b_{\text{ум}}$ — ширина уплотнительной манжеты, м; $f_{\text{ум}}$ — коэффициент трения манжеты; sign — функция Кронеккера, которая показывает, что при изменении знака скорости меняется направление силы трения.

Из уравнения (1) при $P_x = 0$, $x' = 0$, $x'' = 0$, $x = x_{\text{max}}$ определяется максимальное перемещение поршня тормозного привода

$$x_{\text{max}} = \frac{S_1 + c_{\text{к}} xx}{c_{\text{п}} + c_{\text{к}}}.$$

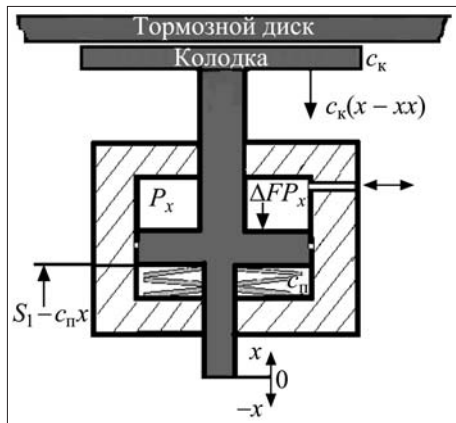


Рис. 2. Дисковый тормозной элемент

Усилие, развиваемое тормозным приводом при перемещении поршня на величину x_{\max} , будет $F_{\max} = S_1 - c_n x_{\max}$ или $F_{\max} = c_k(x_{\max} - xx)$.

Из этих зависимостей можно определить соотношение, которое характеризует величину усилия блока тарельчатых пружин от тормозного усилия F_{\max} и конструктивных параметров тормоза: $S_1 = \frac{c_n + c_k}{c_k} F_{\max} + c_n xx$.

Вместе с тем $S_1 = \Delta F P_{\max}$, здесь P_{\max} – максимальное давление гидросистемы, Па.

Таким образом, функцию зависимости максимального давления от максимального тормозного усилия можно представить:

$$P_{\max}(F_{\max}) = \frac{1}{\Delta F} \left(\frac{c_n + c_k}{c_k} F_{\max} + c_n xx \right). \quad (2)$$

Эта функция показана на рис. 3. На рисунке видно, что при принятых параметрах тормозной привод при давлении 15 МПа развивает усилие 165 кН. Если допустить, что на каждом постаменте подъемной машины монтируются четыре

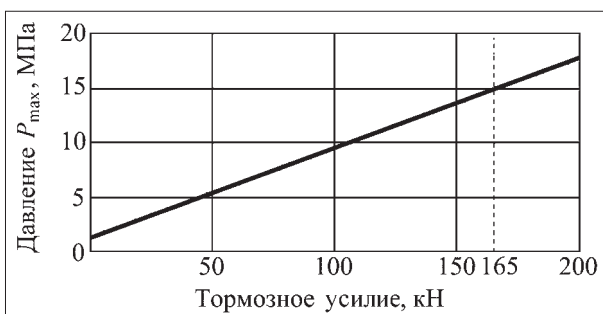


Рис. 3. Максимальное давление в гидросистеме в зависимости от максимального тормозного усилия:

$$c_n = 9 \cdot 10^6 \text{ Н / м}; c_k = 5 \cdot 10^7 \text{ Н / м}; \Delta F = 0,014 \text{ м}^2; xx = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

тормозных модуля, то суммарное количество тормозных цилиндров будет 32, тогда при коэффициенте трения 0,3 суммарное тормозное усилие будет $165 \cdot 32 \cdot 0,3 = 1584 \text{ кН}$. В соответствии с требованиями правил безопасности подъемные установки должны иметь трехкратный запас тормозного усилия, следовательно, в рассматриваемом примере тормозной привод может обеспечить безопасную эксплуатацию подъемной установки, имеющей максимальную разность статических натяжений 528 кН. Основная масса подъемных установок, находящихся в эксплуатации в России, имеют статическое сопротивление меньше этой величины. Подъемные машины меньшей грузоподъемности можно комплектовать меньшим числом тормозных модулей или уменьшать максимальное давление гидросистемы. Таким образом, один типоразмер тормозного привода обеспечит весь парк подъемных машин. Однако НПФ "МИДИЭЛ" (Украина) в отличие от фирмы "АВВ" было принято решение, что нецелесообразно комплектовать весь типоразмерный ряд подъемных машин одинаковыми тормозными элементами и было определено три типоразмера тормозных элементов [11, с. 178].

РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ

Для управления тормозным приводом необходимы гидроаппараты, позволяющие регулировать величину тормозного усилия. Так как дисковые тормоза подъемных машин представляют многомодульные конструкции, то регулирование величины тормозного усилия можно осуществлять двумя способами: дискретно и плавно. При дискретном регулировании определенное количество модулей управляется двухпозиционными золотниками, число которых зависит от принятых решений. Например, на подъемной машине установлено 16 тормозных модулей и доказано, что 8 ступеней тормозного усилия достаточно для рабочего торможения. В этом случае на каждом постаменте (блоке) должно быть два двухпозиционных золотника. Такой способ управления для подъемных установок с приводом постоянного тока, на которых функции рабочего торможения могут быть выполнены электроприводом, применяется зарубежными фирмами [1, 2].

Подъемные установки, на которых для выполнения рабочего цикла необходимо рабочее торможение, должны иметь гидроаппарат плавного регулирования тормозного усилия. Этот ап-

парат позволит выполнить все возможные вспомогательные и маневровые операции. Кроме того, гидроаппарат плавного регулирования тормозного усилия позволит реализовать системы автоматического поддержания заданного замедления с демпфированием колебаний усилий в канатах при предохранительном торможении шахтных подъемных установок, возможность создания которых доказана в работе [10].

По мнению автора, тормозное устройство целесообразно оборудовать по следующей предлагаемой схеме: два тормозных блока должны иметь двухпозиционные золотники, а два других – управляться двумя аппаратами плавного регулирования. При работе сочетание двух аппаратов дискретного регулирования и аппаратов плавного регулирования позволит получить все желаемые характеристики тормоза. Например, при создании системы автоматического поддержания заданного замедления с демпфированием колебаний усилий в канатах тормоз работает следующим образом. При подъеме груза срабатывает один двухпозиционный золотник и приводы одного тормозного блока создают усилие, соответствующее этим тормозным модулям. При спуске груза двухпозиционные золотники дают сигнал на выпуск жидкости из цилиндров двух тормозных блоков. Обмотки управления аппаратов плавного регулирования включены в систему формирования сигнала, который обеспечивает поддержание заданного замедления с учетом демпфирования колебаний в канатах.

В качестве аппаратов плавного регулирования были разработаны регуляторы высокого давления [5, 6]. Уже отмечалось, что при наладке первого отечественного дискового тормоза регуляторы высокого давления не дали положительного результата. По этой причине фирмой "МИДИЭЛ" было принято решение оборудовать подъемные машины дисковым приводом тормоза низкого давления, при этом в качестве регулятора давления использовать существующий, хорошо себя зарекомендовавший регулятор низкого давления РДУ-1МГ [11, с. 179]. При создании регуляторов высокого давления возникло несколько проблем.

1. При увеличении давления увеличивалась мощность электромагнитной головки управления. При давлении выше 10 МПа она становилась технически неприемлемой.

2. В регуляторе РДУ-1МГ в целях компенсации веса золотника под золотником расположена пружина небольшой жесткости. В принцип действия этого регулятора положено условие,

что золотник начинает движение в нейтральное положение ("отсечка") при давлении в распределительной камере регулятора, большем давления в камере управления. За время движения золотника в положение "отсечка" давление в распределительной камере, а следовательно, и в тормозном цилиндре достигнет величины, превышающей заданное давление. Золотник переставится в положение, при котором начнется слив жидкости (уменьшение избыточного давления). Аналогичный процесс снова приведет к движению золотника в положение "отсечка". Гидравлические сопротивления трубопровода, соединяющего тормозной цилиндр и регулятор, а также гидродинамическая сила и имеющиеся перекрытия золотником сливных и нагнетательных окон и сила трения приведут к затуханию колебательного процесса. При работе регулятора РДУ-1МГ с тормозным приводом низкого давления, в котором используются большие рабочие объемы жидкости, эти колебания незначительны и не влияют на качество регулирования.

На рис. 4 показана принципиальная схема предлагаемых регуляторов высокого давления [5, 6]. В регуляторе используется ступенчатый золотник, размеры которого принимаются из условия $F_3 P_y = \Delta F_3 P_p$, где F_3 – площадь золотника в верхней (над золотниковой) камере, m^2 ; P_y – текущее значение давления в камере управления, Па; ΔF_3 – разность площадей золотника в над- и

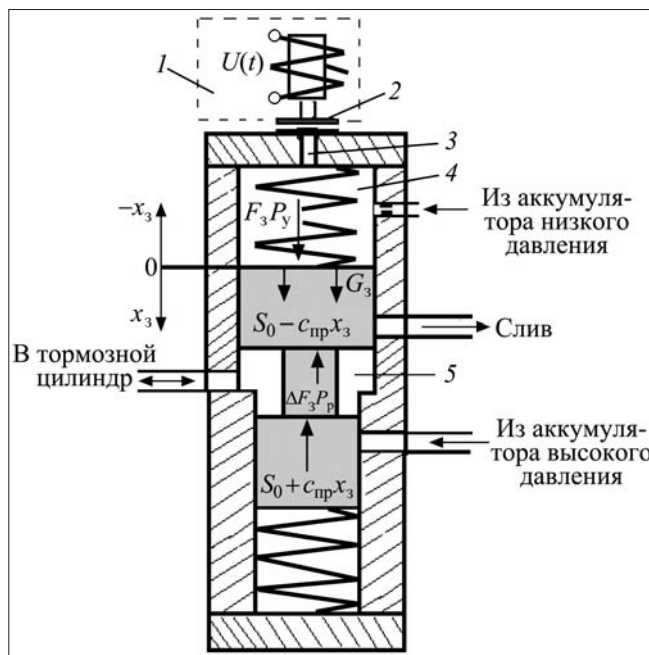


Рис. 4. Регулятор высокого давления

подзолотниковой камере, m^2 ; P_p – текущее значение давления в распределительной камере, Па.

В качестве электромагнитной головки управления 1 принимается серийная головка регулятора РДУ-1МГ, рассчитанная на работу при давлении до 1,2 МПа. Если уменьшить диаметр сопла, то можно получить нормальную работу устройства при давлении до 1,6 МПа.

При подаче на катушку управления 1 сигнала $U(t)$ якорь электромеханического преобразователя, подвешенного на двух плоских пружинах, перемещает заслонку 2 вниз, увеличивая гидродинамическое сопротивление истечению жидкости через сопло 3. В камере управления 4 формируется давление P_y . Под действием этого давления золотник, преодолевая реакцию нижней пружины, перемещается вниз. После того, как золотник пройдет расстояние, соответствующее зоне перекрытия a_0 , откроются окна, соединяющие трубопровод от аккумулятора высокого давления с распределительной камерой 5 золотника. Рабочая жидкость поступает в тормозной цилиндр и в распределительной камере повышается давление.

Под действием этого давления создается сила $\Delta F_3 P_p$, которая совместно с силой от реакции деформированной пружины возвращает золотник в положение "отсечка". Пружины должны быть предварительно деформированными под действием усилия S_0 . Подбирая жесткость пружин и величину перекрытия, можно получить аperiодический закон изменения заданного давления.

Математическая интерпретация работы регулятора состоит в описании: тягового усилия при подаче на катушку управления напряжения $U(t)$; создания в камере управления давления P_y ; перемещения золотника и расходных характеристик через распределительную камеру.

Переходный процесс в цепи постоянного тока с одним индуктивным элементом характеризуется неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка [12, с. 133]:

$$Li' + Ri = U(t), \quad (3)$$

где i – ток в обмотке управления, А; L – индуктивность обмотки управления, Гн; R – активное сопротивление обмотки управления, Ом.

Дифференциальное уравнение, характеризующее перемещение заслонки, можно записать [8, с. 187]

$$m_{\text{зас}} \rho'' = F_{\text{эл}} - c_{\text{пр}} \rho - h_{\text{пр}} \rho' - f_c P_y, \quad (4)$$

где $m_{\text{зас}}$ – масса подвижных частей преобразователя и заслонки, кг; ρ – текущее значение перемещения заслонки, м; $F_{\text{эл}} = k_{\text{эл}} i$ – электромагнитная сила преобразователя, Н; $k_{\text{эл}}$ – коэффициент пропорциональности, Н/А; $c_{\text{пр}}$ – жесткость пружин преобразователя, Н/м; $h_{\text{пр}}$ – коэффициент демпфирования, Н·с/м; f_c – площадь сечения сопла, m^2 .

Перемещение заслонки ρ приводит к изменению гидравлического сопротивления истечению жидкости из камеры управления. При этом за счет разности расходов через сопло и питающий дроссель перемещается золотник, изменяя объем камеры управления. Этот процесс описывается уравнением расходов:

$$x'_3 F_3 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} [\mu_{\text{др}} f_{\text{др}} \sqrt{P_{\text{аку}} - P_y} - \mu_c \pi d_c (E_{\text{max}} - \rho) \sqrt{P_y}],$$

где x'_3 – скорость золотника, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; γ – объемный вес тормозной жидкости, Н/м³; $\mu_{\text{др}}$, μ_c – коэффициенты расхода соответственно дросселя и сопла; $f_{\text{др}}$ – площадь сечения дросселя, м²; $P_{\text{аку}}$ – давление в аккумуляторе низкого давления, Па; d_c – диаметр сопла, м²; E_{max} – максимальное перемещение заслонки в зоне регулирования, м.

Из этого уравнения можно определить текущее значение давления в камере управления P_y в зависимости от положения заслонки и скорости золотника.

Введем обозначения: $\alpha = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_c \pi d_c \times$
 $\times (E_{\text{max}} - \rho)$; $\beta = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_{\text{др}} d_{\text{др}}$, тогда

$$P_y = \frac{-\alpha x'_3}{(\alpha^2 + \beta^2)^2} [-2\alpha x'_3 2\sqrt{\beta^4 P_{\text{аку}} - \beta^2 (x'_3)^2 + \alpha^2 \beta^2 P_{\text{аку}}}] + \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} [\beta^2 P_{\text{аку}} - (x'_3)^2]. \quad (5)$$

Если в уравнении (5) скорость золотника принять равной нулю ($x'_3 = 0$), то получим зависимость давления в камере управления от перемещения заслонки:

$$P_y = \frac{\beta^2}{\alpha^2 + \beta^2} P_{\text{аку}}.$$

Приняв за базовую величину $P_{\text{аку}}$, эту зависимость выразим в относительных единицах. Подставив значения α и β , получим

$$\frac{P_y}{P_{\text{аку}}} = \frac{d_{\text{др}}^4}{d_{\text{др}}^4 + 16d_c^2(E_{\text{max}}^2 - 2E_{\text{max}}\rho + \rho^2)}. \quad (6)$$

Максимальную величину перемещения заслонки в соответствии с рекомендациями [13, с. 77] следует принимать $E_{\text{max}} = \frac{d_c}{4}$. Тогда уравне-

ние (6) при $\rho = 0$ будет представлено как $\frac{P_y}{P_{\text{аку}}} = \frac{1}{n_c^4 + 1}$, где $n_c = \frac{d_c}{d_{\text{др}}}$. Графическая зависи-

мость этой формулы показана на рис. 5. На рис. 5, б характеристика для n_c показана в укрупненном масштабе – от 2 до 3. Видно, что для того, чтобы давление в камере управления при нулевом сигнале управления ($i = 0, \rho = 0$) находилось в пределах $P_y = (0,012...0,059)P_{\text{аку}}$, диаметр сопла d_c должен быть равен $(2...3)d_{\text{др}}$. На рисунке видно, что, например, при $n_c = 1$ (диаметр сопла равен диаметру дросселя) давление в камере управления $P_y = 0,5P_{\text{аку}}$.

Уравнение (6) характеризует относительную величину давления в камере управления в зависимости от перемещения заслонки ρ и соотношения диаметров сопла d_c и дросселя $d_{\text{др}}$ при заданном максимальном перемещении заслонки E_{max} . Эту зависимость назовем статической характеристикой и покажем на рис. 6. Характеристика 1 построена для значений $d_c = 6 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{\text{др}} = 2 \cdot 10^{-3}$ м, а характеристика 2 – для значений $d_c = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{\text{др}} = 2 \cdot 10^{-3}$ м. Какой характеристике следует отдать предпочтение, зависит от тяговой способности электромеханического преобразователя и от величины остаточного давления при нулевом сигнале управления.

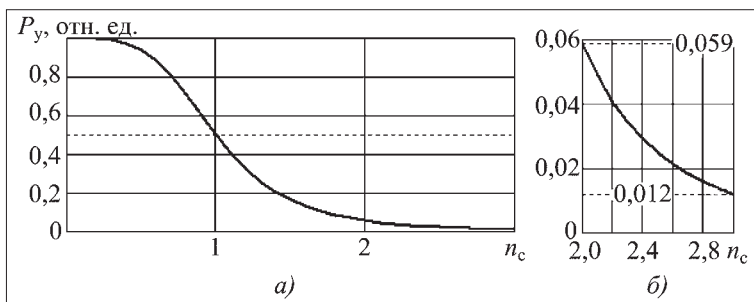


Рис. 5. Зависимость давления управления от величины n_c

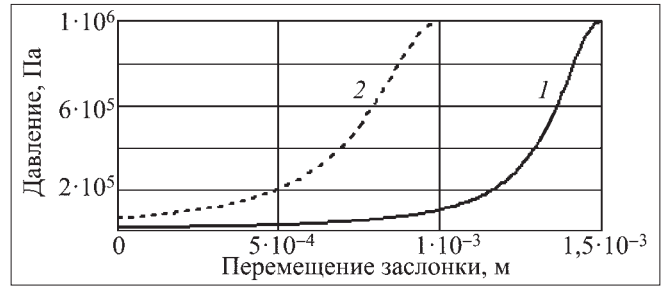


Рис. 6. Статическая характеристика

Используя принцип Д'Аламбера и рис. 4, дифференциальное уравнение движения золотника регулятора давления запишется:

$$m_3 \ddot{x}_3 = G_3 + F_3 P_y + (S_0 - c_{\text{прз}} x_3) - (S_0 + c_{\text{прз}} x_3) - \Delta F_3 P_p - S_{\text{трз}} \text{sign}(x'_3) - h_3 \text{sign}(x'_3) - R_\Gamma, \quad (7)$$

где m_3 – масса золотника, кг; x_3 – перемещение золотника, м; G_3 – вес золотника; S_0 – усилие предварительного сжатия пружин, Н; $c_{\text{прз}}$ – жесткость пружин золотника, Н/м; h_3 – коэффициент демпфирования, Н·м/с; $S_{\text{трз}}$ – сила трения, Н; R_Γ – гидродинамическая сила, Н.

Источником силы трения являются твердые частицы загрязнений жидкости. Усилие, требующееся для страгивания плунжера, зависит также от физических свойств жидкости и связано с зарастиванием (облитерацией) щели адсорбированными на поверхностях деталей молекулами, т.е. от свойств граничного слоя жидкости. В этом случае, чтобы сдвинуть золотник с места, необходимо приложить усилие, способное разрушить прослойку из этих молекул, связывающую поверхности втулки и золотника. На распределительный золотник действует также осевая сила, вызываемая гидродинамическим (реактивным) действием потока жидкости. Сила трения и гидродинамическая сила могут увеличить колебательный процесс при отработке заданного давления, что может привести к потере устойчивости и к перерегулированию при торможении шахтной подъемной машины. Перерегулирование величины тормозного усилия приводит к опасному режиму торможения, который может быть причиной серьезной аварии на шахтной подъемной установке. В соответствии с рекомендациями [14, с. 78] гидродинамическая сила определяется: $R_\Gamma = \mu_p b_3 x_3 P_x \cos\theta$, здесь μ_p – коэффициент расхода через рас-

пределительный золотник; b_3 — эквивалентная ширина проходных окон золотника, м;
 $\theta = \frac{\pi}{180} \cdot 69$ — угол наклона струи жидкости, рад.

СИСТЕМА РЕГУЛЯТОР–ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД

В зависимости от положения золотника распределительная камера регулятора работает в трех режимах.

Режим нагнетания жидкости, когда тормозной цилиндр через открываемую щель и распределительную камеру соединяется с аккумулятором высокого давления ($x_3 \geq a_0$) и происходит растормаживание. В этом режиме расход жидкости Q зависит от суммарной площади поршней тормоза, от их скорости и параметров, характеризующих сжимаемость жидкости и гибкого трубопровода (РВД), а также от скорости распределительного золотника. Этот расход равен расходу из аккумулятора высокого давления в распределительную камеру Q_1 и расходу из распределительной камеры регулятора в тормозной цилиндр Q_2 . Эти условия характеризуются уравнениями расходов:

$$\begin{cases} Q = \Delta F n_{ц} x' + \left(\frac{\Delta F n_{ц} x + V_0}{\xi_{ж}} + \frac{V_0}{\xi_{тр}} \right) \frac{dP_p}{dt} + \Delta F_3 x'_3; \\ Q_1 = \mu_p b_3 (x_3 - a_0) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_{max} - P_p)}; \\ Q_2 = \mu_{тр} f_{тр} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_p - P_x)}, \end{cases} \quad (8)$$

где $\mu_{тр}$ — коэффициент расхода, характеризующий сопротивление гидравлической линии, соединяющей тормозной цилиндр с регулятором; $f_{тр}$ — площадь сечения трубопровода, м²; V_0 — начальный объем соединительных трубопроводов (РВД-рукавов высокого давления); $\xi_{ж}$ — модуль упругости жидкости, Па; $\xi_{тр}$ — модуль упругости трубопровода, Па; $n_{ц}$ — количество тормозных цилиндров, управляемых регулятором давления.

Если пренебречь изменением объема за счет перемещения ступенчатого золотника ($\Delta F_3 x' = 0$), сжимаемостью жидкости и РВД, то из этих уравнений можно определить давление в распределительной ка-

мере в зависимости от давления в тормозном цилиндре регулятора:

$$P_p = P_{max} - \frac{(\mu_{тр} f_{тр})^2}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2} (P_{max} - P_x). \quad (9)$$

Режим перекрытия, когда тормозной цилиндр отсоединен от аккумулятора высокого давления и от сливного трубопровода, ($|x_3| \leq |a_0|$). Так как регулятор имеет ступенчатый золотник, то при перемещении золотника изменяется объем распределительной камеры. Математическая интерпретация этого условия будет выражаться как

$$\Delta F_3 x'_3 = \mu_{тр} f_{тр} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_p - P_x)}.$$

Давление в распределительной камере определится выражением

$$P_p = P_x + \frac{\gamma (\Delta F_3 x'_3)^2}{2g (\mu_{тр} f_{тр})^2}.$$

Режим выпуска жидкости (торможение). Тормозной цилиндр соединяется со сливным трубопроводом ($x_3 \leq -a_0$). В этом режиме расход жидкости из тормозного цилиндра равен расходу из распределительной камеры золотника в сливной трубопровод. Режим характеризуется уравнениями:

$$\begin{cases} Q_1 = \mu_p b_3 (x_3 + a_0) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_p - P_c)}; \\ Q_2 = \mu_{тр} f_{тр} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_x - P_p)}; \\ P_p = \frac{P_x (\mu_{тр} f_{тр})^2 + P_c (\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2}{(\mu_{тр} f_{тр})^2 + (\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2}, \end{cases} \quad (10)$$

здесь P_c — давление в сливном трубопроводе, Па.

Если пренебречь сжимаемостью жидкости и считать, что изменение объема в распределительной камере $\Delta F_3 x'_3$ пренебрежительно мало по сравнению с изменением объема тормозного цилиндра, т.е. принять $\Delta F_3 x'_3 = 0$, то из уравнений (8)–(10) определяется давление в тормозном цилиндре:

$$\begin{cases} P_x = P_{max} - \frac{\gamma (\Delta F n_{ц})^2}{2g} \left[\frac{1}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2} + \frac{1}{(\mu_{тр} f_{тр})^2} \right] (x'_3)^2 & \text{при } x_3 \geq a_0; \\ P_x = P_c + \frac{\gamma (\Delta F n_{ц})^2}{2g} \left[\frac{1}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2} + \frac{1}{(\mu_{тр} f_{тр})^2} \right] (x'_3)^2 & \text{при } x_3 \leq -a_0. \end{cases} \quad (11)$$

Таким образом, для исследования динамических процессов высоконапорного пружинно-гидравлического привода дискового тормоза необходимо решить систему, содержащую уравнения (1), (3)–(5), (7), (11). Эта задача может быть решена численным методом с использованием современной математической программы MathCad 14. Из уравнений (11) видно, что в зависимостях, характеризующих давление в тормозных цилиндрах P_x , имеются функции, которые содержат член $\frac{1}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 \pm a_0)^2}$. При $x' = 0$ и

$x_3 \mp a_0 \approx 0$ (золотник находится в зоне перекрытия) функция представляет неопределенность вида $\frac{0}{0}$. Эта функция также не может быть использована и для малых значений $x_3 \mp a_0$. Для преодоления этой трудности решим систему уравнений, сделав допущение, что после подачи сигнала золотник регулятора перемещается мгновенно:

$$\begin{cases} M_{\text{тр}} x'' = S_1 - c_{\text{п}} x - \Delta F P_x - c_{\text{к}} (x - xx) - S_{\text{тр}} \text{sign}(x') \\ \text{при } x \leq xx, c_{\text{к}} = 0; \\ P_x = P_{\text{max}} - \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{\Delta F n_{\text{ц}} x'}{\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}}} \right)^2 - \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{\Delta F n_{\text{ц}} x'}{\mu_p b_3 (x_3 - a_0)} \right)^2 \\ \text{при } x_3 \geq a_0; \\ P_x = P_c + \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{\Delta F n_{\text{ц}} x'}{\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}}} \right)^2 + \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{\Delta F n_{\text{ц}} x'}{\mu_p b_3 (x_3 + a_0)} \right)^2 \\ \text{при } x_3 \leq -a_0. \end{cases} \quad (12)$$

При растормаживании (левая группа графиков) золотник перемещается на величину $x_3 = x_{3\text{max}}$. После того, как переходный процесс закончится (через 0,4 с), золотник занимает положение, при котором $x_3 = -x_{3\text{max}}$, начинается процесс торможения (правая группа графиков). Тормозное усилие определяется по формуле $F_{\text{т}} = c_{\text{к}}(x - xx)$ при $x \geq xx$. Для того, чтобы показать характеристики, имеющие разные величины на одном графике, представим их в относительных величинах. В качестве базовых величин приняты максимальные значения исследуемых характеристик. Характеристики показаны на рис. 7. Видно, что тормозной привод обладает высоким быстродействием. Тормозное усилие 1 снижается до нуля примерно за 0,1 с. В этот момент в первом уравнении системы (12) жесткость тор-

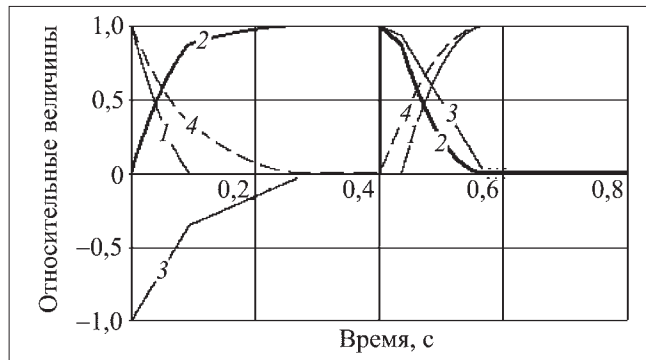


Рис. 7. Характеристики тормозного привода: 1 — тормозное усилие; 2 — давление; 3 — скорость; 4 — перемещение

мозных колодок $c_{\text{к}} = 0$ и характеристики изменения давления 2 и скорости 3 имеют характерные перегибы. Кривая 4 характеризует перемещения поршня тормоза. Процесс заканчивается через 0,28 с. На отметке времени 0,4 с поступает сигнал на торможение и золотник мгновенно занимает положение $x_3 = x_{3\text{max}}$. Эти характеристики позволяют определить влияние основных конструктивных размеров регулятора давления и тормозного привода на быстродействие системы. Основным достоинством высоконапорного привода дискового тормоза является его малая масса. По этой причине, в первом уравнении системы (12) можно предположить, что при малых значениях $|x_3|$ величина $M_{\text{тр}} x''$ будет значительно меньше остальных составляющих и ею можно пренебречь.

При этом условии текущее значение давления в тормозном цилиндре:

$$P_x = \frac{1}{M_{\text{тр}}} [S_2 - c_{\text{п}} x - c_{\text{к}} (x - xx) - S_{\text{тр}} \text{sign}(x')] \quad (13)$$

при $x \leq xx, c_{\text{к}} = 0$.

Характеристика, построенная с использованием уравнения (13), показана на рис. 7, которая полностью совпадает с кривой 2, построенной по уравнениям системы (12). Поэтому давление в тормозном цилиндре (12) можно определять и по уравнению (13).

Скорости поршня тормозного привода соответственно определяются:

при впуске жидкости в цилиндр (растормаживание)

$$x' = \frac{\mu_p b_3 (x_3 - a_0) (\mu_{тр} f_{тр})}{\Delta F n_{II}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{(P_{ак} - P_x)}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2]}} -$$

$$- \frac{1}{\Delta F n_{II}} \left(\frac{\Delta F x + V_0}{\xi_{ж}} + \frac{V_0}{\xi_{тр}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 \leq -a_0;$$

при выпуске (торможение)

$$x' = - \frac{\mu_p b_3 (x_3 + a_0) (\mu_{тр} f_{тр})}{\Delta F n_{II}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{P_{max} - P_x}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2]}} -$$

$$- \frac{1}{\Delta F n_{II}} \left(\frac{\Delta F x + V_0}{\xi_{ж}} + \frac{V_0}{\xi_{тр}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 \leq -a_0.$$

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Для изучения динамических процессов высоконапорного привода дискового тормоза необходимо решить систему уравнений (14). Система уравнений решена с помощью математической программы MathCad 14 с использованием встроенной функции gkfixed, реализующей метод Рунге-Кутты

$$\left\{ \begin{array}{l} Li' + Ri = U(t); \\ \alpha = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_c \pi d_c (E_{max} - \rho), \quad \beta = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_{др} d_{др}; \\ P_y = \frac{-\alpha x'_3}{(\alpha^2 + \beta^2)^2} \left[-2\alpha x'_3 + \right. \\ \left. + 2\sqrt{\beta^4 P_{ак} - \beta^2 (x'_3)^2 + \alpha^2 \beta^2 P_{ак}} \right] + \\ + \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} [\beta^2 P_{ак} - (x'_3)^2]; \\ m_{зас} \rho'' = F_{эл} - c_{нр} \rho - h_{нр} \rho' - f_c P_y; \\ P_x = \frac{1}{M_{нр}} [S_1 - c_n x - c_k (x - xx) - S_{тр} \text{sign}(x')] \\ \text{при } x \leq xx, \quad c_k = 0; \\ P_p = P_{max} - \frac{(\mu_{тр} f_{тр})^2}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2} (P_{max} - P_x) \\ \text{при } x_3 \geq a_0; \\ P_p = \frac{P_x (\mu_{тр} f_{тр})^2 + P_c (\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2}{(\mu_{тр} f_{тр})^2 + (\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2} \\ \text{при } x_3 \leq -a_0; \end{array} \right. \quad (14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_r = \mu_p b_3 \Delta x_3 \Delta P_p \cos \theta, \quad x_3 \geq a_0, \quad \Delta x_3 = (x_3 - a_0), \\ \Delta P_p = P_{max} - P_p; \\ |x_3| \leq |a_0|, \quad \Delta P_p = 0, \quad x_3 \leq -a_0, \quad \Delta x_3 = (x_3 + a_0), \\ \Delta P_p = P_p - P_c; \\ m_3 x_3'' = G_3 + F_3 P_y - 2c_{нр3} x_3 - \Delta F_3 P_p - S_{тр3} \text{sign}(x'_3) - \\ - h_3 \text{sign}(x'_3) - R_r; \\ x'_3 = - \frac{\mu_p b_3 (x_3 - a_0) (\mu_{тр} f_{тр})}{\Delta F n_{II}} \times \\ \times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{(P_{max} - P_x)}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 - a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2]}} - \\ - \frac{1}{\Delta F n_{II}} \left(\frac{\Delta F x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 \geq a_0; \\ x'_3 = - \frac{\mu_p b_3 (x_3 + a_0) (\mu_{тр} f_{тр})}{\Delta F n_{II}} \times \\ \times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{P_x - P_c}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 + a_0)^2 + (\mu_{тр} f_{тр})^2]}} + \\ + \frac{1}{\Delta F n_{II}} \left(\frac{\Delta F x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 \leq -a_0. \end{array} \right. \quad (14)$$

ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Изучение динамических процессов привода дискового тормоза позволяет определить влияние конструктивных параметров тормоза на его быстродействие и устойчивость, оценить влияние жесткостей жидкости и гибкого трубопровода на переходный процесс. Численный эксперимент проводился при следующих параметрах тормозной системы: $P_{ак} = 1$ МПа, $P_{max} = 10$ МПа, $L = 20$ Гн, $R = 1000$ Ом, $k_{эл} = 133$ Н/А, $F_3 = 7,85 \cdot 10^{-4}$ м², $\Delta F_3 = 7,85 \cdot 10^{-6}$ м², $\Delta F = 0,014$ м², $f_{тр} = 3,14 \cdot 10^{-4}$ м², $\gamma = 9,8 \cdot 10^3$ Н/м³, $\mu_c = \mu_{др} = \mu_p = 0,69$, $\mu_{тр} = 0,9$, $d_c = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{др} = 2 \cdot 10^{-3}$ м, $n_{II} = 6$, $xx = 2 \cdot 10^{-3}$ м, $E_{max} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $m_{зас} = 15 \cdot 10^{-3}$ кг, $m_3 = 0,06$ кг, $M_{нр} = 20$ кг, $h_3 = 20$ Н·с/м, $h_{нр} = 20$ Н·с/м, $c_n = 9 \cdot 10^6$ Н/м, $c_k = 25 \cdot 10^6$ Н/м, $c_{нр} = 370$ Н/м, $c_{нр3} = 335$ Н/м, $F_{zol} = 7,854 \cdot 10^{-5}$, $a_0 = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, $b_3 = 0,01$ м, $S_{тр3} = 0,6$ Н, $\xi_{ж} = 1700$ МПа, $\xi_{тр} = 1000$ МПа. Характеристики, полученные при эксперименте, приведены в относительных единицах. За базовые величины приняты их максимальные значения. На рис. 8 показаны характеристики переходного процесса при $U(t) = 9,5$ В, через промежуток времени 0,4 с, когда переходный процесс практически

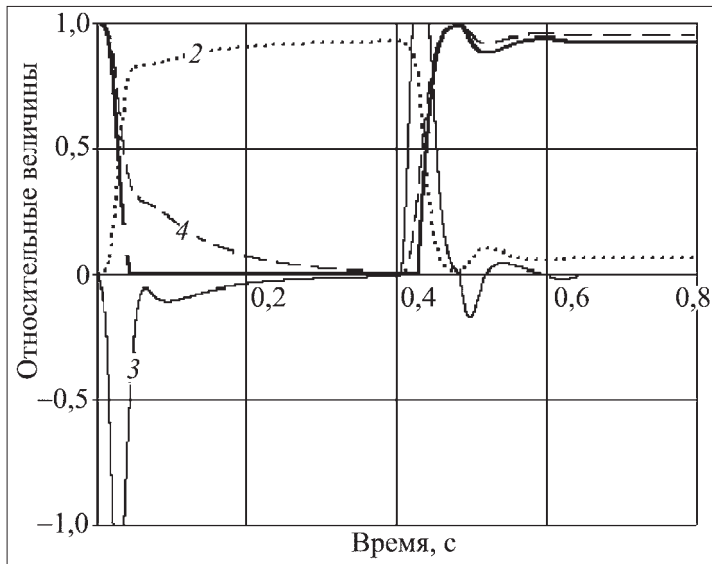


Рис. 8. Характеристики при растормаживании и торможении:
1 – тормозное усилие; 2 – давление; 3 – скорость; 4 – перемещение

закончился, напряжение снимается ($U(t) = 0$). Эти характеристики можно сравнить с кривыми, показанными на рис. 7, которые были получены без учета переходного процесса в регуляторе давления.

Видно, что тормозная система обладает высоким быстродействием. Переходный процесс при выпуске жидкости из тормозного цилиндра (торможение) близок по своим характеристикам к закономерностям при мгновенном перемещении золотника (см. рис. 7). Скорость тормозного привода и тормозное усилие имеют небольшие колебания. Полученные характеристики не дают полного представления о работе исследуемой системы, так как при сигналах "включено-выключено" максимальное и минимальное давления ограничены.

Рассмотрим динамический процесс при подаче напряжения $U(t) = 70$ В, которое через промежуток времени 0,4 с снижается до $U(t) = 20$ В. Характеристики этого процесса представлены на рис. 9. Перемещение заслонки 1 достигает установившейся величины с колебаниями,

которые объясняются, очевидно, колебаниями распределительного золотника 7, 8. Давление в тормозном цилиндре 3 повторяет давление в камере управления 2 с небольшим запаздыванием. Перемещение поршня 5 и тормозное усилие 4 через 0,1 с, с небольшими колебаниями, достигают значений, близких к установившимся. Колебания этих величин хорошо подтверждаются кривой 6, характеризующей скорость привода. Перемещение золотника 7 и его скорость 8 имеют высокочастотные колебания. Процесс нарастания тормозного усилия (выпуск жидкости из цилиндров) имеет более плавный характер. Время переходного процесса при растормаживании и при торможении практически одно и то же. В системе уравнений (14), в двух последних уравнениях имеют

$$\text{ся члены } \frac{1}{\Delta F n_{\text{ц}}} \left(\frac{\Delta F x + V_0}{\xi_{\text{ж}}} + \frac{V_0}{\xi_{\text{тр}}} \right) \frac{dP_p}{dt}, \text{ которые}$$

характеризуют изменение скорости поршня тормозного привода за счет упругости жидкости и РВД, соединяющих распределительный золотник с тормозными цилиндрами. РВД (ГОСТ 25452–90) согласно исследованиям [15] в рабочей зоне давления от 15 до 30 МПа имеют расширение камеры от 2 до 10 см² на 1 пог. м рукава. При этих параметрах модуль упругости РВД $\xi_{\text{тр}} = 785 \dots 1225$ МПа. Рассмотрим три варианта про-

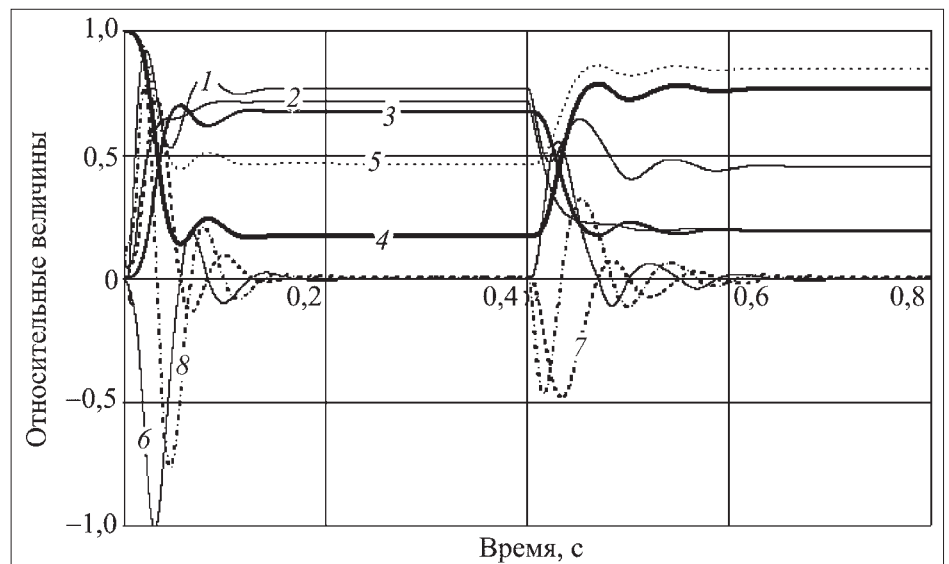


Рис. 9. Динамические характеристики процессов:
1 – перемещение заслонки; 2 – давление в камере управления; 3 – давление в тормозном цилиндре; 4 – тормозное усилие; 5 – перемещение привода; 6 – скорость привода; 7 – перемещение золотника; 8 – скорость золотника

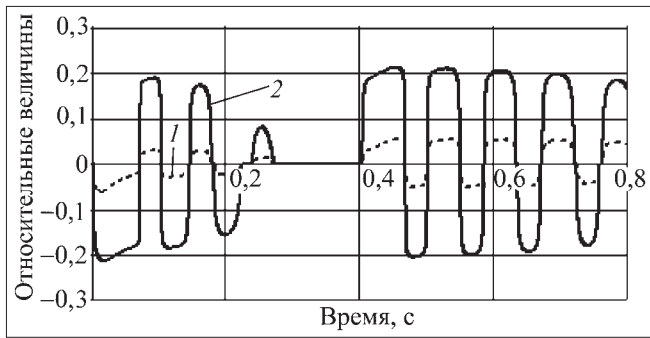


Рис. 10. Влияние упругости жидкости и РВД на скорость поршня:
 1 — $\xi_{ж} = 1700$ МПа, $\xi_{тр} = 1000$ МПа; 2 — $\xi_{ж} = 1700$ МПа, $\xi_{тр} \rightarrow \infty$

цессов: 1) без учета сжимаемости жидкости и РВД; 2) с учетом сжимаемости жидкости при абсолютно жестком РВД; 3) с учетом сжимаемости жидкости и упругости РВД. Соответственно с этим скорости поршня тормозного цилиндра обозначим $v_1(t)$, $v_2(t)$, $v_3(t)$. Тогда величины $\frac{v_1(t) - v_2(t)}{v_1(t)}$ и $\frac{v_1(t) - v_3(t)}{v_1(t)}$ будут характеризовать

влияние сжимаемости жидкости и упругости РВД на скорость поршня тормозного привода. Эти характеристики показаны на рис. 10. Видно, что в процессе с учетом сжимаемости жидкости и упругости РВД скорость поршня тормозного привода может изменяться на относительную величину до 0,2. Если считать РВД абсолютно жесткими, то за счет упругости жидкости скорость поршня может изменяться в пределах 5%.

Если промоделировать процессы для различных величин сигнала управления U и зафиксировать установившиеся величины давления в камере управления и в тормозном цилиндре, а также

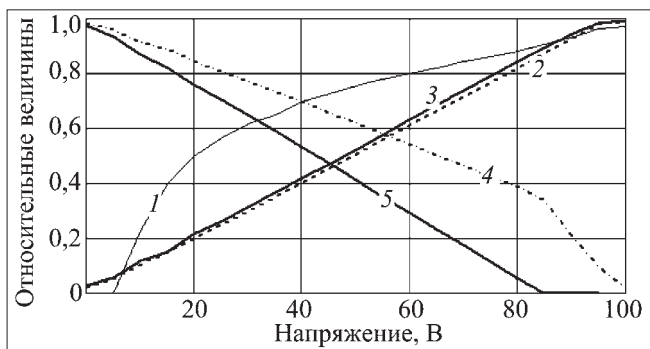


Рис. 11. Зависимость ряда параметров от величины сигнала управления:
 1 — перемещение заслонки; 2 — давление в камере управления;
 3 — давление в тормозном цилиндре; 4 — перемещение поршня;
 5 — тормозное усилие

перемещение поршня, заслонки и тормозное усилие, получим характеристики $1 - x_3 = f(U)$, $2 - P_y = f(U)$, $3 - P_x = f(U)$, $4 - x = f(U)$, $5 - F_T = f(U)$, которые в относительных единицах приведены на рис. 11. На рисунке видно, что при нулевом сигнале управления ($U = 0$) в камере управления и в тормозном цилиндре имеется небольшое давление, величина которого согласуется с рис. 5, б. При напряжении $U = 80$ В поршень тормозного цилиндра входит в зону холостого хода, в системе уравнений (14) жесткость тормозных колодок равна нулю ($c_k = 0$), и как следствие, характеристика 4 изменяет наклон. Перемещение заслонки характеризуется экспонентой 1, а остальные характеристики, в зоне упругой деформации, практически линейны. Это заключение чрезвычайно важно и позволяет достаточно точно укрупнено описать дисковый тормоз в качестве исполнительного элемента систем автоматического демпфирования и поддержания заданного замедления.

Математическое моделирование динамических процессов исследуемой системы показало высокие скоростные характеристики привода дискового тормоза и наличие колебательных процессов. Исследуемая система при ручном управлении тормозом должна дать положительные результаты. Однако при использовании тормозного привода в качестве исполнительного элемента системы автоматического поддержания заданного замедления с демпфированием колебаний усилий в канатах наличие колебательных процессов может создать проблемы. Для решения этой задачи необходима разработка системы регулирования дисковым приводом тормоза, в которой переходные режимы будут апериодическими.

НОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДИСКОВЫМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗА

В целях исключения перерегулирования тормозного момента и повышения устойчивости предлагается устройство для регулирования высоконапорного привода дискового тормоза шахтной подъемной машины (рис. 12). На корпусе тормозного цилиндра 1 монтируются головка электромеханического преобразователя 2, цилиндр задающего элемента 3 и датчик давления 4. На верхней крышке задающего элемента мон-

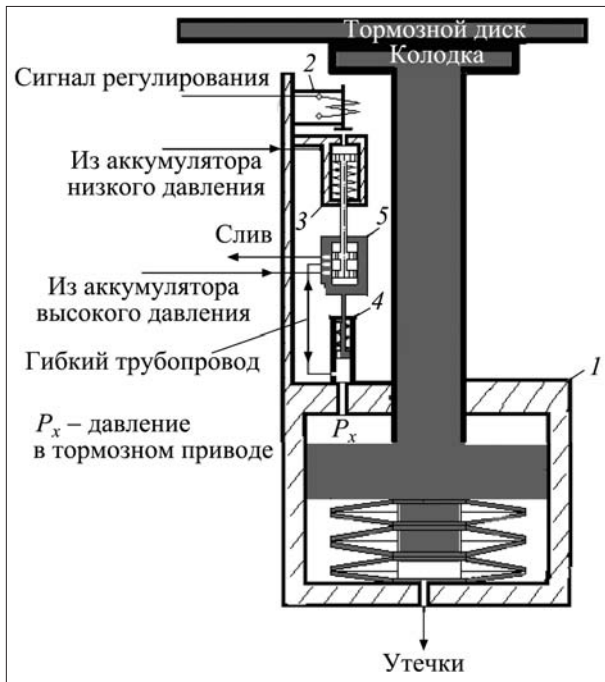


Рис. 12. Принципиальная схема системы регулирования высоконапорного привода дискового тормоза шахтной подъемной установки:

1 – тормозной цилиндр; 2 – электрохимический преобразователь; 3 – задающий элемент; 4 – датчик давления; 5 – распределительный золотник

тируется сопло, которое в паре с заслонкой осуществляет регулирование давления в надпоршневой полости цилиндра 1. Между поршнем и нижней крышкой цилиндра 1 размещена пружина. Ее жесткость принимается такой, которая обеспечивает желаемое перемещение задающего элемента (например, 5...10 величин хода поршня тормозного привода). Шток задающего элемента жестко связан с распределительным золотником 5, а корпус распределительного золотника – с поршнем датчика давления 4. Жесткость пружины датчика давления выбирается такой, чтобы перемещение поршня датчика при максимальном давлении в тормозном цилиндре равнялось перемещению поршня задающего элемента при максимальном давлении в камере управления.

При изменении величины сигнала регулирования, изменяется положение золотника задающего элемента. Например, при увеличении тока в обмотке электрохимического преобразователя в надпоршневой полости задающего элемента (сопло-заслонка) повышается давление и поршень, преодолевая реакцию пружины, опускается, допустим, на 2 мм. Золотник 5 соединяет ак-

кумулятор высокого давления с тормозным цилиндром. В тормозном цилиндре повышается давление. Поршень датчика давления, преодолевая усилие пружины, перемещается вверх вместе с корпусом распределительного золотника 5 на расстояние 2 мм. Золотник занимает положение "отсечка", тормоз обрабатывает заданное усилие. Такая система регулирования имеет высокую (абсолютную) степень устойчивости.

В предлагаемой системе регулирования появился новый элемент – пружинный датчик давления. Дифференциальное уравнение, характеризующее движение поршня датчика, будет: $m_d x_d'' = \Delta F_d P_x - c_d x_d - h_d x_d'$, где m_d – масса движущихся элементов датчика (поршень датчика и корпуса распределительного золотника), кг; x_d – перемещение поршня датчика, м; ΔF_d – эффективная площадь поршня датчика; c_d – жесткость пружины, Н/м; h_d – коэффициент демпфирования, Н·с/м.

Движение распределительного золотника определяется уравнением

$$m_3 x_3'' = G_3 + F_3 P_y - c_{пр3} x_3 - S_{тр3} \text{sign}(x_3') - h_3 \text{sign}(x_3') - R_T.$$

Во всех остальных уравнениях системы (14) вместо величины x_3 должна присутствовать разность перемещений золотника и поршня датчика давления: $x_3 - x_d$. При этих условиях математическая модель динамических процессов предлагаемой системы будет характеризоваться системой уравнений

$$\begin{cases} Li' + Ri = U(t); \\ \alpha = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_c \pi d_c (F_{\max} - \rho), \beta = \frac{1}{F_3} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \mu_{др} d_{др}; \\ P_y = \frac{-\alpha x_3'}{(\alpha^2 + \beta^2)^2} \left[-2\alpha x_3' + \right. \\ \left. + 2\sqrt{\beta^4 P_{аку} - \beta^2 (x_3')^2 + \alpha^2 \beta^2 P_{аку}} \right] + \\ + \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} [\beta^2 P_{аку} - (x_3')^2]; \\ m_{зас} \rho'' = F_{эл} - c_{пр} \rho - h_{пр} \rho' - f_c P_y; \\ P_x = \frac{1}{M_{пр}} [S_1 - c_n x - c_k (x - xx) - S_{тр} \text{sign}(x')] \\ \text{при } x \leq xx, c_k = 0; \end{cases} \quad (15)$$

$$\left. \begin{aligned}
P_p &= P_{\max} \frac{(\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2}{(\mu_p b_3)^2 (x_3 - x_d)^2 + (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2} \times \\
&\times (P_{\max} - P_x) \text{ при } x_3 - x_d \geq a_0; \\
P_p &= \frac{P_x (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2 + P_c (\mu_p b_3)^2 (x_3 - x_d)^2}{(\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2 + (\mu_p b_3)^2 (x_3 - x_d)^2} \\
&\text{при } x_3 - x_d \leq -a_0; \\
R_T &= \mu_p b_3 \Delta x_3 \Delta P_p \cos \theta, \quad x_3 - x_d \geq a_0, \\
\Delta x_3 &= (x_3 - x_d), \quad \Delta P_p = P_{\max} - P_p; \\
|x_3 - x_d| &\leq |a_0|, \quad \Delta P_p = 0; \quad x_3 - x_d \leq -a_0, \\
\Delta P_p &= P_p - P_c; \\
m_3 x_3'' &= G_3 + F_3 P_y - c_{\text{тр}3} x_3 - S_{\text{тр}3} \text{sign}(x_3') - \\
&- h_3 \text{sign}(x_3') - R_T; \\
x_3' &= -\frac{\mu_p b_3 (x_3 - x_d) (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})}{\Delta F n_{\text{ц}}} \times \\
&\times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{(P_{\max} - P_x)}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 - x_d)^2 + (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2]}} - \\
&- \frac{1}{\Delta F n_{\text{ц}}} \left(\frac{\Delta F x + V_0}{\xi_{\text{ж}}} + \frac{V_0}{\xi_{\text{тр}}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 - x_d \geq a_0; \\
x_3' &= -\frac{\mu_p b_3 (x_3 - x_d) (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})}{\Delta F n_{\text{ц}}} \times \\
&\times \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{P_x}{[(\mu_p b_3)^2 (x_3 - x_d)^2 + (\mu_{\text{тр}} f_{\text{тр}})^2]}} + \\
&+ \frac{1}{\Delta F n_{\text{ц}}} \left(\frac{\Delta F x + v_0}{\xi_{\text{ж}}} + \frac{v_0}{\xi_{\text{тр}}} \right) \frac{dP_p}{dt} \text{ при } x_3 - x_d \leq -a_0; \\
m_d x_d' &= \Delta F_d P_x - c_d x_d - h_d x_d'.
\end{aligned} \right\} (15)$$

Характеристики динамических процессов при растормаживании и торможении для данных, которые аналогичны для процессов показанных на рис. 9, приведены на рис. 13 (данные датчика давления: $m_d = 0,223$ кг, $\Delta F_d = 5,96 \cdot 10^{-5}$ м², $c_d = 3,5 \cdot 10^4$ Н/м, $h_d = 20$ Н·с/м).

При подаче напряжения на головку управления $U(t) = 70$ В заслонка (кривая 1) с небольшим перерегулированием занимает положение, соответствующее 0,92 максимальной величины. Давление в камере управления (кривая 2) и давление в тормозном цилиндре (кривая 3) с небольшим запаздыванием занимают установив-

шее значение. Тормозное усилие (кривая 4) и перемещение поршня (кривая 5) достигают установившегося значения за 0,2 с. Перемещения распределительного золотника (кривая 7), поршня датчика давления (кривая 9) и их разность (кривая 10) обрабатывают задание без перерегулирования. Для наглядности на рисунке приведены кривые, характеризующие скорости привода (кривая 6) и распределительного золотника (кривая 8). Через 0,4 с заданное напряжение скачком уменьшается до $U(t) = 20$ В и все характеристики, практически за 0,2 с, занимают установившиеся значения без перерегулирования.

Исследуемая система управления высоконапорным приводом дискового тормоза имеет высокое быстродействие и обрабатывает заданную величину тормозного усилия без перерегулирования. Такое тормозное усилие создает предпосылки для успешного создания системы автоматического поддержания заданного замедления с демпфированием колебаний усилий в канатах при предохранительном торможении, которая существенно повысит безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

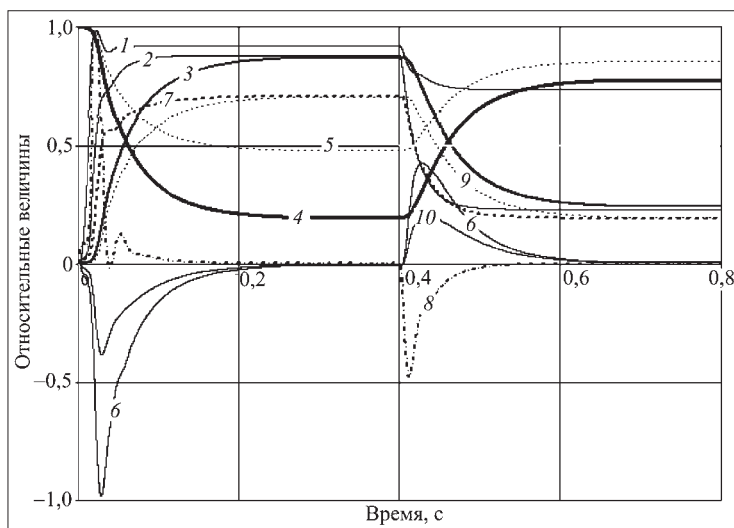


Рис. 13. Характеристики переходных процессов в новой системе управления дисковым приводом тормоза:

1 — перемещение заслонки; 2 — давление в камере управления; 3 — давление в тормозном цилиндре; 4 — тормозное усилие; 5 — перемещение поршня; 6 — скорость привода; 7 — перемещение распределительного золотника; 8 — скорость распределительного золотника; 9 — перемещение поршня датчика; 10 — разность перемещений поршня датчика и золотника

Список литературы

1. Mine hoist disc brake systems. www.05.abb.com.
2. SIEMAG. <http://www.siemag-tecberg.com/html/brake-systems-216.html?lng=en>
3. Шахтные подъемные машины. <http://reakol.net/blog1/2007/12/25/shaxtnyepodemnye-mashiny/>
4. Бежок В.Р., Калинин В.Г. и др. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. Донецк: Донеччина, 2009. 672 с.
5. А.с. 280915. Электрогидравлический регулятор давления / А.Г. Степанов и др. Бюл. № 28, 1970.
6. А.с. 383016. Электрогидравлический регулятор высокого давления / А.Г. Степанов и др. Бюл. № 23, 1973.
7. Степанов А.Г. и др. Динамика пружинно-гидравлического привода дискового тормоза шахтных подъемных машин с учетом податливости трубопроводов и сжимаемости рабочей жидкости. Известия вузов. Горный журнал. 1979. № 1. С. 110–113.
8. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъемных установок. М.: Наука, 1994. 203 с. <http://www.twirpx.com/file/59220/>
9. Степанов А.Г. Динамика машин. Екатеринбург: УроРАН, 1999. 392 с. <http://www.twirpx.com/file/59217/>
10. Степанов А.Г. Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъемной установке // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 24–35. [http://www.twirpx.com/file\(221040\)](http://www.twirpx.com/file(221040))
11. Бежок В.Р., Двориков В.И. и др. Шахтный подъем. Донецк, 2007. <http://www.twirpx.com/file/88919/>
12. Касаткин А.С., Немцов М.В. Электротехника. 9-е изд., М., 2005. <http://www.twirpx.com/file/98278/>
13. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с. <http://www.twirpx.com/file/119072/>
14. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с. <http://www.twirpx.com/file/15478/>
15. Черненко С.И. Обоснование конструкции и параметров гидравлических амортизаторов к виброоборудованию для устройства буронабивных свай. 2006. <http://www.dissercat.com/content/obosnovanie-konstruktsii-i-parametrov-gidravlicheskih-amortizatorov-k-vibrooborudovaniyu-dl>

ИНФОРМАЦИЯ

С 23 по 27 января 2012 г.
в Московском государственном горном университете
будет проходить юбилейный XX Международный научный симпозиум
"НЕДЕЛЯ ГОРНЯКА – 2012",
посвященный 100-летию со дня рождения
Бориса Федоровича БРАТЧЕНКО – выпускника Московского горного института,
выдающегося горняка, Министра угольной промышленности СССР с 1965
по 1985 г., Героя Социалистического Труда

В мероприятиях "Недели горняка" примут участие представители высших учебных заведений, научных и промышленных организаций ведущих российских и зарубежных фирм.

В соответствии с тематикой журнала предполагается публикация статей, подготовленных на основании докладов, представленных в семинары научного симпозиума "Неделя горняка–2012" и рекомендованных руководством семинаров (перечень семинаров – см. на стр. 21, 30, 39).

Требования и рекомендации по оформлению статей представлены на сайте журнала <http://novtex.ru/gormash>.

Консультации можно получить у Ольги Владимировны Белянкиной (тел. 8 (499) 230-94-40, e-mail olgabelyankina@mail.ru).

Дополнительная информация о "Неделе горняка–2012" размещена на WEB-сайтах: www.msmu.ru, <http://science.msmu.ru/>.

Оргкомитет "Недели горняка–2012".
Телефон: 8 (499) 230-27-51, Королёва Валентина Николаевна,
факсы: (499) 237-31-63, (499) 236-32-16, (499) 237-64-88,
e-mail: koroleva@msmu.ru.

АДРЕС ДЛЯ ПЕРЕПИСКИ:

Россия, 119991, Москва, Ленинский проспект, д. 6, Московский государственный горный университет.

УДК 62-533.7, 621.638

А.Е. Козярук, д-р техн. наук, проф., **Б.Ю. Васильев**, асп., СПГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, г. Санкт-Петербург

E-mail: kozjaruk@mail.ru, vasilev.bu@mail.ru

Повышение энергоэффективности электропривода переменного тока

Рассмотрены способы и средства повышения электромагнитной совместимости электропривода с сетью электроснабжения и их сравнительная эффективность. Приведены результаты исследования электропривода с активными выпрямителями. Даны рекомендации по их использованию. Вопросы рассмотрены в приложении к электроприводу турбомеханизма вентиляционной системы рудника.

Ключевые слова: электропривод, турбомеханизм, энергоэффективность, качество электрической энергии, электромагнитная совместимость.

A.E. Kozyaruk, B.Yu. Vasiliev

Improving AC Drives Efficiency

The ways and means of electric and electromagnetic compatibility rising and their's comparative effectiveness are watched. Results of research of electrical drives with active rectifiers are shown. The recommendations for their use are given. This problems are watched in the annex to the electrical drive for the mine ventilation system's turbomechanism.

Keywords: electrical drive, turbomechanism efficiency, quality of electrical energy, electromagnetic compatibility.

ВВЕДЕНИЕ

Энергосбережение и повышение энергоэффективности промышленности являются одним из основных векторов инновационного развития страны. Обеспечение эффективного расходования электроэнергии на горных предприятиях за счет внедрения новейших достижений в области машиностроения, электроники, компьютерной техники является наиболее перспективным и дает наиболее сильный экономический эффект.

Одним из важных потребителей электроэнергии в горной промышленности является высоковольтный электропривод переменного тока большой мощности. Одним из способов повышения энергоэффективности электроприводов переменного тока является обеспечение высокого уровня электромагнитной совместимости электропривода с сетью электроснабжения.

Введенные в последние годы международные и государственные стандарты жестко ограничивают эмиссию в сеть высших гармоник тока и создаваемые преобразователями искажения на-

пряжения сети. Стандартом, устанавливающим показатели и нормы качества электроэнергии в сетях электроснабжения в России, является ГОСТ 13109–97 "Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения". Международными стандартами, которые определяют допустимые величины искажения формы тока и напряжения, являются IEEE-519, IEC 61000, IEC 50160.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Появление мощных высокочастотных полностью управляемых полупроводниковых ключей (например, IGBT-транзисторов) позволяет эффективно решать задачу обеспечения электромагнитной совместимости. Для электропитания и управления электродвигателем используют двухзвенные преобразователи частоты, которые состоят из двух коммутаторов (выпрямителя и инвертора). Именно применение выпрямителя на IGBT-транзисторах позволяет построить вы-

сокосовместимый энергосберегающий электропривод. Такие коммутаторы назвали активными выпрямителями. В зарубежной литературе они имеют название Active Front End – выпрямители с активным передним фронтом. Активные выпрямители позволяют обеспечить высокий коэффициент мощности сети и регулирование координат электропривода в четырех квадрантах, включая режим рекуперативного торможения.

Цель управления режимами активного выпрямителя заключается в комплексном решении двух основных задач: обеспечение требуемого значения выпрямленного напряжения и стабилизация его в условиях изменения тока нагрузки и напряжения питающей сети; обеспечение требуемого качества потребления, либо рекуперации электроэнергии. Важным критерием являются гармонический состав потребляемого тока и коэффициент мощности активного выпрямителя как элемента системы электроснабжения.

Задача регулирования сводится к тому, чтобы формировать обобщенный вектор тока в синхронных координатах с заданными фазой и частотой вращения, обеспечивающий необходимый угол опережения первой гармоники фазного тока относительно первой гармоники напряжения своей фазы.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АКТИВНОГО ВЫПРЯМИТЕЛЯ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Для управления электродвигателем используется векторный алгоритм, принцип которого заключается в раздельном управлении магнитным потоком и электромагнитным моментом с помощью независимых составляющих тока статора, соответствующих проекциям вектора тока на оси системы координат, ориентированной по направлению вектора магнитного потока.

В целях унификации алгоритмов управления коммутаторами управление активным выпрямителем, так же, как и автономным инвертором, осуществляется по векторному ал-

горитму. Регулирование потребляемой мощности осуществляется за счет регулирования потребляемого тока, так как активная и реактивная составляющие мощности являются функциями соответствующих составляющих потребляемого тока:

$$P = f(i_d);$$

$$Q = f(i_q),$$

где P , Q – активная и реактивная мощность; i_d , i_q – составляющие потребляемого тока.

Снижение коэффициента несинусоидальных искажений обеспечивается за счет коммутации ключей коммутатора с высокой частотой. Синтез векторного алгоритма управления активным выпрямителем подробно рассмотрен в [1].

Исследование электропривода с активным выпрямителем выполнялось на основе имитационных моделей, построенных в программной среде MatLab, с помощью стандартных блоков библиотек Simulink и SimPowerSystems.

Имитационная модель электропривода включает в себя синхронный электродвигатель (мощность 2500 кВт, напряжение 6 кВ), преобразователь частоты (мощность 4000 кВт, напряжение 6 кВ) с активным выпрямителем на IGBT-транзисторах, линии электроснабжения 35 и 6 кВ и трансформатор 35/6 кВ.

Имитационная модель системы управления активным выпрямителем представлена на рис. 1.

Регулирование составляющих тока осуществляется путем преобразования его из трехфазной системы координат в двухфазную, ориентиро-

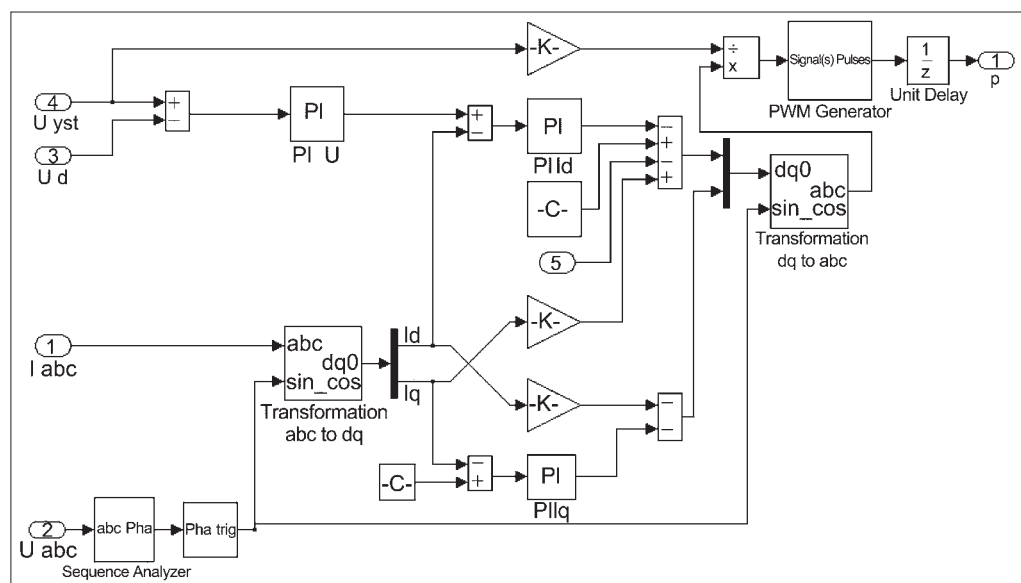


Рис. 1. Имитационная модель системы управления активным выпрямителем

ванную по вектору сетевого напряжения и вращающуюся синхронно с ним. Для этого в системе управления установлены преобразователи координат. В соответствии с рис. 1 – это блоки "Transformation abc to dq", "Transformation dq to abc".

Канал регулирования выпрямленного напряжения содержит внутренний контур регулирования составляющей потребляемого тока i_d с ПИ-регулятором (PI Id) и внешний контур регулирования выпрямленного напряжения с ПИ-регулятором (PI U). Канал регулирования реактивной мощности содержит один контур регулирования составляющей потребляемого тока i_q с ПИ-регулятором (PI Iq).

Выходные сигналы каналов регулирования поступают на входы преобразователя координат. В результате обратного преобразования формируются управляющие воздействия для ключей активного выпрямителя.

Исследования коэффициента нелинейных искажений тока

Осциллографирование линейных токов проводилось в установившемся режиме работы электропривода при номинальной частоте вращения. Результаты моделирования представлены на рис. 2 и 3.

Анализ спектрального состава тока в линиях 35 и 6 кВ выполнен встроенными средствами MatLab и представлен в табл. 1.

Исследования показали, что коэффициент несинусоидальных искажений (КНИ) тока в ли-

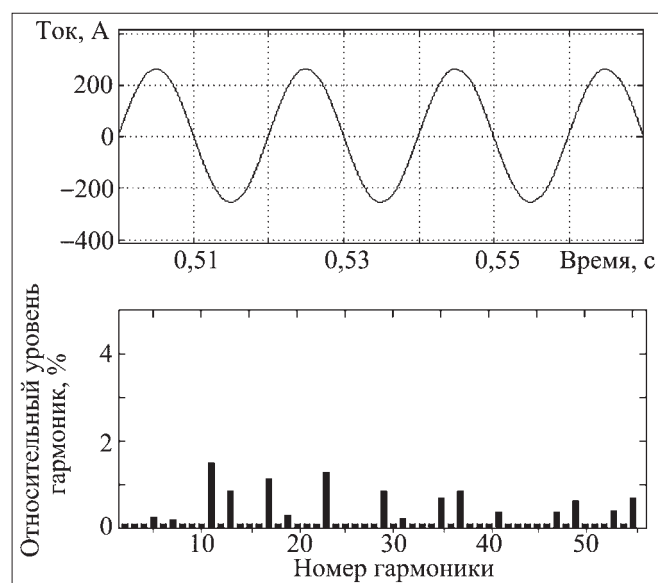


Рис. 2. Ток линии 35 кВ и его спектр

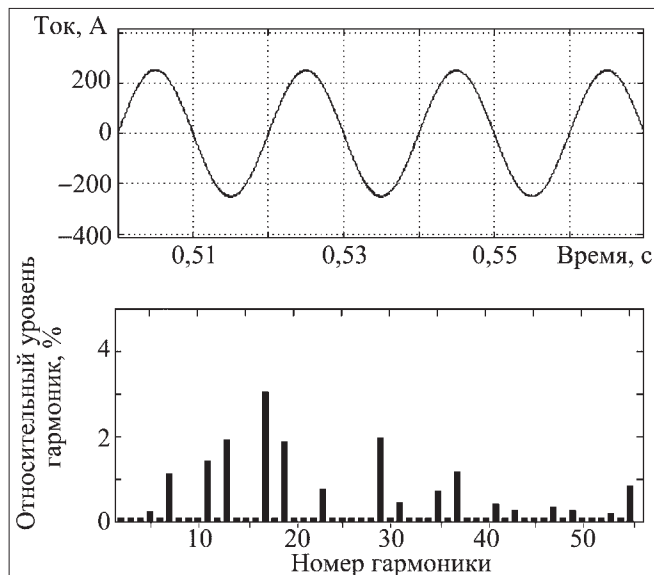


Рис. 3. Ток линии 6 кВ и его спектр

нии 35 кВ составляет 1,31 %, а в линии 6 кВ – 1,93 %. Уровни 5-й, 7-й, 11-й и 13-й гармоник не превышают 2 %. Это подтверждает положительный эффект от применения активных фильтров, который заключается в снижении коэффициента несинусоидальных искажений тока.

При моделировании работы электропривода проводилось измерение коэффициента несинусоидальных искажений тока в линиях 35 и 6 кВ при изменении частоты вращения электродвигателя от 0 до 100 % от номинальной, которым соответствуют кривые 2 и 1 на рис. 4. Из графика можно заключить, что коэффициент несинусоидальных искажений электропривода с активным выпрямителем не превышает нормально допустимого уровня в линиях электроснабжения во всем диапазоне регулирования частоты вращения электродвигателя без использования фильт-

Таблица 1

Спектр тока в линиях 35 и 6 кВ

Номер гармоники	Ток в линии 6 кВ, %	Ток в линии 35 кВ, %	Номер гармоники	Ток в линии 6 кВ, %	Ток в линии 35 кВ, %
1	100	100	31	0,66	0,21
5	0,33	0,3	35	0,85	0,76
7	1,1	0,25	37	1,25	0,92
11	1,51	1,78	41	0,63	0,43
13	1,93	0,91	43	0,39	0,33
17	3,06	1,33	47	0,53	0,35
19	1,93	0,37	49	0,44	0,75
23	0,79	1,41	53	0,47	0,53
29	2,13	0,97	55	0,62	0,74

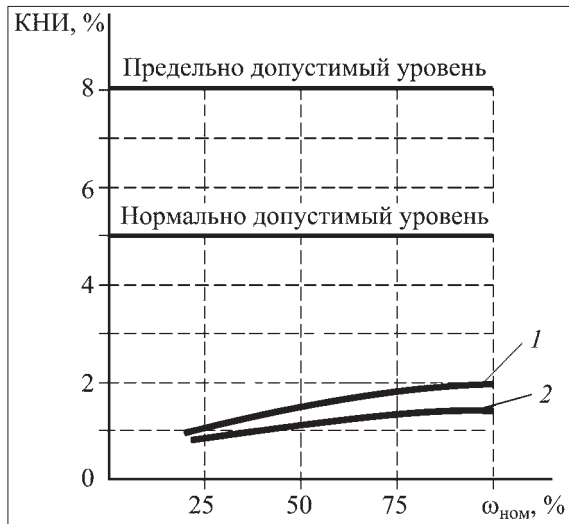


Рис. 4. Зависимость коэффициента несинусоидальных искажений от частоты вращения электродвигателя

ров. Значительное снижение искажений доказывает эффективность применения активных фильтров.

Исследование активной и реактивной мощности, потребляемой из сети

Другой актуальной проблемой является повышение коэффициента мощности. Система управления активного выпрямителя отслеживает величину активной мощности, потребляемой двигателями, и формирует задание активной мощности таким образом, чтобы обеспечить поддержание коэффициента мощности, близко-

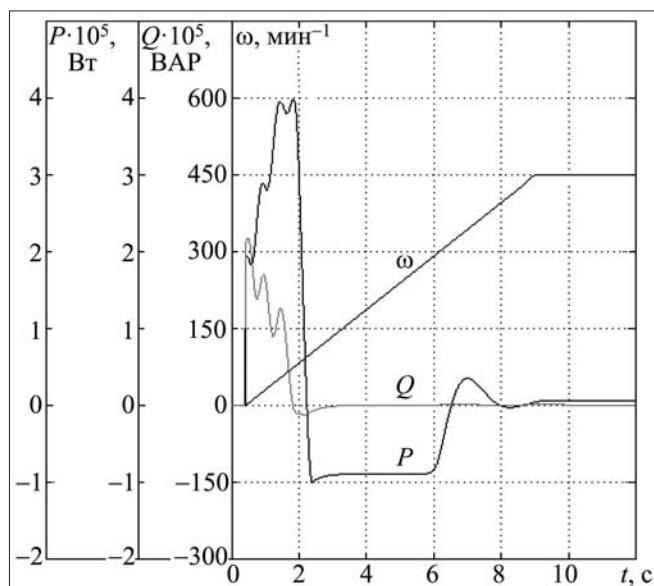


Рис. 5. Графики активной и реактивной мощности и частоты вращения электродвигателя

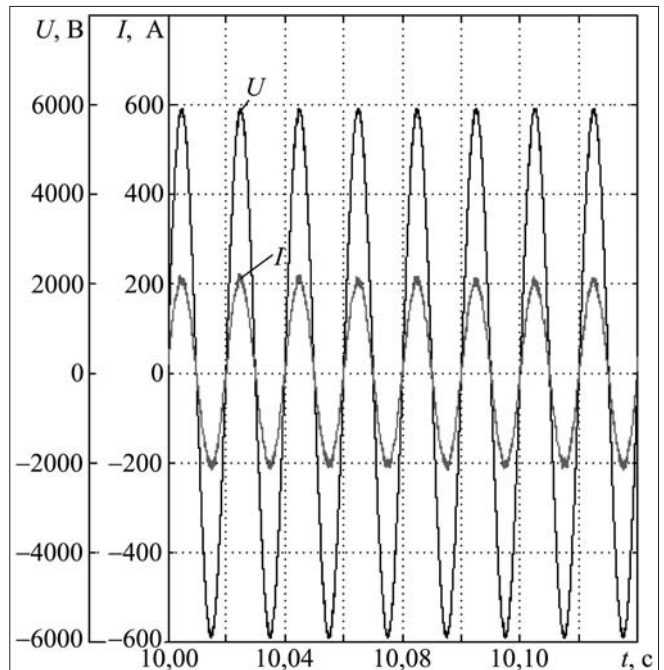


Рис. 6. Графики тока и напряжения в сети 6 кВ

го к единице. Результаты моделирования представлены на рис. 5. С 0 до 9 с происходит разгон электродвигателя до номинальной частоты вращения. После чего он работает на номинальной частоте вращения.

Исследования показывают, что применение активного выпрямителя с векторным алгоритмом управления обеспечивает регулирование потребляемой реактивной энергии и потребление чисто активной мощности в установившемся режиме, что также подтверждается синфазностью тока и напряжения (рис. 6).

Результаты компьютерного моделирования электропривода доказывают, что применение активных выпрямителей позволяет эффективно решать задачу обеспечения высокого коэффициента мощности, а именно снижение коэффициента нелинейных искажений и регулирование потребления электроприводом реактивной энергии.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ АКТИВНЫХ ВЫПРЯМИТЕЛЕЙ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ ТУРБОМЕХАНИЗМА УСТАНОВКИ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ (УГП) РУДНИКА "СЕВЕРНЫЙ ГЛУБОКИЙ"

Для проветривания шахт рудника "Северный Глубокий" используется центробежный вентилятор ВЦД-42,5 (рис. 7, см. 2-ю стр. обложки) [2].

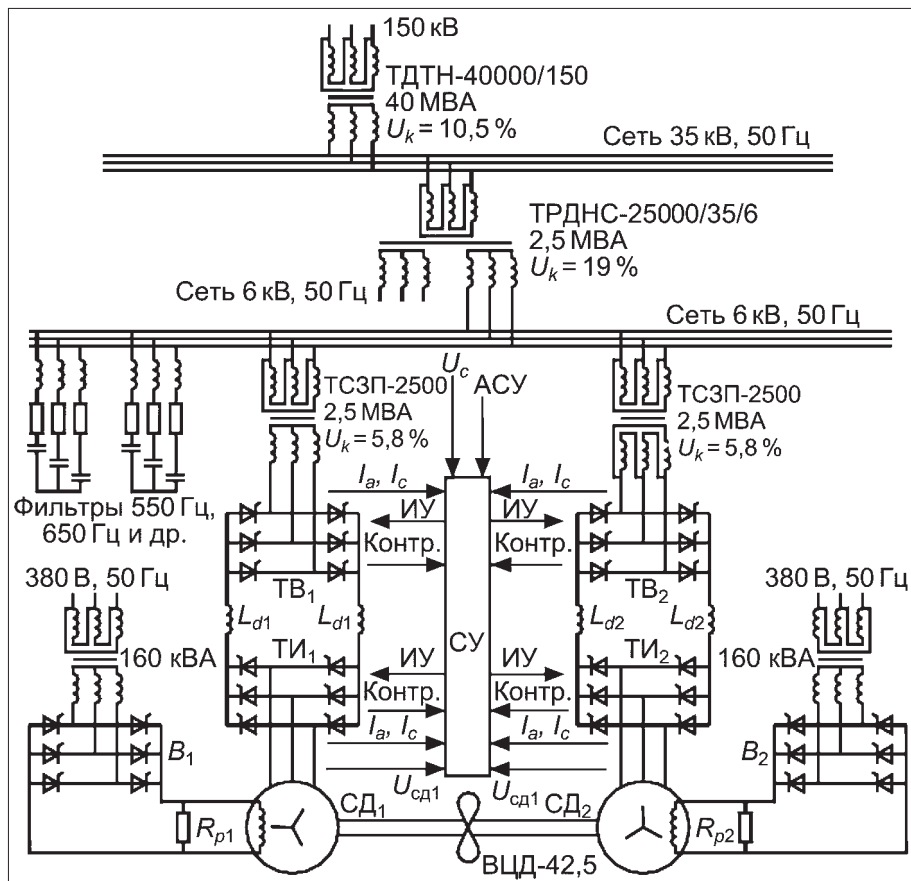


Рис. 8. Схема электропривода УГП западного вентиляционного ствола рудника "Северный Глубокий"

Заданная номинальная мощность на валу вентилятора 3700 кВт, номинальная частота вращения 450 мин⁻¹. Вал вентилятора имеет два свободных конца для подключения двух двигателей и рассчитан на то, что мощность каждого двигателя равна половине мощности вентилятора. Реверсирование потока воздуха в шахте осуществляется системой ляд. Схема электропривода УГП представлена на рис. 8.

Привод турбомеханизма содержит следующее основное оборудование: два трансформатора типа ТСЗП-2500/6/6; один двухканальный тиристорный преобразователь частоты ТПЧ2-6-03; два сглаживающих дросселя L_{d1} и L_{d2} ; два синхронных двигателя СД₁ и СД₂; два тиристорных возбудителя В₁ и В₂ типа ВТЕ-300-400; два трансформатора типа ТСЗП-160; два разрядных сопротивления R_{p1} и R_{p2} для шунтирования обмоток возбуждения двигателей.

Двухканальный тиристорный преобразователь ТПЧ2-6-03 содержит мостовые выпрямители ТВ₁ и ТВ₂ и инверторы ТИ₁ и ТИ₂, а также систему управления. Преобразователь частоты рассчитан на мощность 4000 кВт и напряжение

6 кВ. Выходная частота может изменяться с 0 до 50 Гц. Синхронные двигатели СДН2-18-64-12УХЛ4 имеют следующие технические характеристики: номинальная мощность 2500 кВт; номинальное напряжение 6000 В; номинальный ток возбуждения 260 А; номинальная частота вращения 500 мин⁻¹; номинальный коэффициент мощности 0,9.

Подробное исследование качества электроэнергии питающих сетей 35 и 6 кВ, которое обеспечивает электропривод, изложено в [2], из которого можно заключить, что коэффициент несинусоидальных искажений в сети 6 кВ равен 7,77 % и превышает допустимое по ГОСТ 13109-97 значение (5 %), а в сети 35 кВ не превышает допустимого значения (4 %). Для обеспечения требуемого коэффициента несинусоидальных искажений сети 6 кВ в схеме электропривода используются LC-фильтры, что снижает его технико-экономические и увеличивает массогабаритные характеристики.

Наиболее целесообразным решением для повышения энергоэффективности и уровня электромагнитной совместимости электропривода турбомеханизма УГП является использование высоковольтных активных выпрямителей. Это позволит снизить коэффициент несинусоидальных искажений в сети 6 кВ с 7,77 до 1,93 %, а в сети 35 кВ – до 1,31 %, а также обеспечить синфазность напряжения и тока в сетях, что доказано результатами приведенного выше исследования. Таким образом, при работе установки главного проветривания в установившемся режиме во всем диапазоне регулирования частоты вращения турбомеханизма коэффициент мощности электропривода будет близок к единице. При этом, для обеспечения высокого уровня электромагнитной совместимости нет необходимости в установке фильтрокомпенсирующих устройств.

При реконструкции УГП рудника "Северный Глубокий" и/или строительстве данных установок на других рудниках наиболее целесообразно и экономически обосновано будет применение

Сравнительные характеристики активных выпрямителей

Характеристика	Toshiba	General Electric	ABB
	Tosvert	Innovation MV	ACS800
Входное напряжение, В	3300, 6000	3300, 4160, 6000	400, 500, 690
Мощность, кВт	500...6600	2000...12500	1,5...5600
Коэффициент мощности	0,95	0,98...1,0	0,97
Коэффициент несинусоидальности, %	1,2 – напряжения; 0,9 – ток	1,2 – напряжения; 0,9 – ток	1,5 – напряжения; 1 – ток
Исполнение	IP21	IP21	IP21–IP54,
Охлаждение	Воздушное, форсированное	Воздушное, форсированное	Воздушное

активных выпрямителей, так как исключение фильтров снижает стоимость капитальных вложений, а за счет эффективного использования электроэнергии сокращается срок окупаемости затрат на установку.

На сегодняшний день на рынке электрооборудования представлены высоковольтные преобразователи с активными выпрямителями на IGBT-транзисторах нескольких компаний [3]. Сравнительные характеристики выпрямителей представлены в табл. 2.

При дальнейшем развитии и совершенствовании характеристик полупроводниковых транзисторных приборов IGBT создание высоковольтных коммутаторов с их использованием

является одним из наиболее перспективных направлений для производства энергоэффективных и высокосовместимых электроприводов переменного тока для горной промышленности.

Список литературы

1. Шрейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург: УРО РАН, 2000. 654 с.
2. Пронин М.В., Воронцов А.Г., Калачиков П.Н., Емельянов А.П. Электроприводы и системы с электрическими машинами и полупроводниковыми преобразователями (моделирование, расчет, применение) / под ред. Е.А. Крутякова. СПб.: Силовые машины "Электросила", 2004. 252 с.
3. Лазарев Г.Б. Частотно-регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок // Силовая электроника. 2007. № 3. С. 41–48.

ИНФОРМАЦИЯ

Продолжение, начало см. на стр. 15.

Семинар №1. Горно-промышленная геология

Руководитель: проф. А.М. Гальперин,
ученый секретарь - проф. В.А. Ермолов
(т. 8(499)230-2485).

Семинар №2. Проблемы маркшейдерии, геометрия и квалиметрия недр

Руководители: проф. В.Н. Попов, проф. М.А. Иофис,
ученый секретарь - ст. преподаватель И.И. Ерилова
(т. 8(499)230-2558).

Семинар №3. Проблемы геофизического контроля состояния геологической среды притехногенных воздействий

Руководители: проф. В.Л. Шкуратник,
проф. В.Н. Захаров,
ученый секретарь - доц. И.В. Колодина
(т. 8(499)230-2593).

Семинар №4. Современные проблемы физических процессов горного производства

Руководители: проф. С.А. Гончаров,
проф. С.Д. Викторов,
ученый секретарь - доц. И.М. Шведов
(т. 8(499)230-2570).

Семинар №5. Проблемы угольного метана

Руководители: проф. С.В. Сластунов, д-р техн. наук
В.А. Бобин,
ученый секретарь - д-р техн. наук К.С. Коликов
(т. 8(499)230-2556).

Семинар №6. Проблемы аэрологии и безопасности горных предприятий

Руководители: проф. Н.О. Каледина,
проф. Н.Г. Матвиенко,
ученый секретарь - доц. М.В. Павленко
(т. 8(499)230-2584).

Семинар №7. Проблемы организации и управления горным производством

Руководитель: проф. С.С. Резниченко,
ученый секретарь - доц. Д.А. Бычихина
(т. 8(499)230-2582).

Семинар №8. Экономика и экология недропользования

Руководители: проф. В.А. Харченко,
проф. Н.Н. Чаплыгин,
ученый секретарь - асс. М.К. Коликова
(т. 8(499)230-2465).

Семинар №9. Финансы горного производства

Руководитель: проф. М.Х. Пешкова,
ученый секретарь - асс. Д.С. Кирюшин
(т.8(499)230-0722).

Семинар №10. Инженерная защита окружающей среды

Руководители: проф. Е.А. Ельчанинов, д-р техн. наук
Ю.П. Галченко,
ученый секретарь - асс. Н.П. Удалова
(т. 8(499)230-2556).

УДК 622.23.054.53

А.В. Рудь, канд. техн. наук, доц., ЮРГТУ (НПИ), г. Шахты

E-mail: siurgtu@itsinpi.ru

Влияние сцепления материала на эксплуатационные характеристики вертикального транспортирующего шнека

Представлено математическое описание процесса вертикального винтового транспортирования с учетом величины сцепления транспортируемого материала. Приведены зависимости для определения формы и площади поперечного сечения потока транспортируемого материала от конструктивных и режимных параметров шнека с учетом сцепления материала. Предложенные зависимости могут быть использованы при проектировании вертикальных винтовых конвейеров и буровых ставов.

Ключевые слова: вертикальный винтовой конвейер, коэффициент внутреннего трения, площадь поперечного сечения потока, сцепление материала.

A.V. Rud

Material Adhesion Influence on Vertical Screw Conveyor Operating Factors

The mathematical description of process of vertical screw transportation taking into account size of coupling of a transported material is presented. Dependences for definition of the form and the area of cross-section section of a sweat-current of a transported material from constructive and regime parameters worm taking into account material coupling are resulted. The offered dependences can be used at designing of vertical screw conveyors and chisel machine tools.

Keywords: upright screw conveyor, internal-friction coefficient, material flow cross-section area, material adhesion.

Процессу вертикального винтового транспортирования буровой мелочи посвящено значительное количество как отечественных, так и зарубежных исследований. К ним можно отнести работы Л.М. Александра, Д.Н. Башкатова, А.М. Григорьева, Е.М. Гутьяра, Б.А. Катанова, В.И. Мурашова, S. Bottcher, U. Rieman, W. Suhadi, I. Parsons.

Изучая процесс движения частиц буровой мелочи по вертикальному шнеку, почти все исследователи пришли к выводу, что это сложный процесс, зависящий от большого числа различных факторов, к числу которых можно отнести: радиус и угол подъема шнековой лопасти, частоту вращения шнека, коэффициенты трения продуктов бурения о шнековую лопасть и о внутреннюю цилиндрическую поверхность скважины. Процесс транспортирования буровой мелочи возможен лишь при определенных сочетаниях этих параметров. В противном случае транспортирование ухудшается или совсем прекращается,

что приводит к ведению бурения с большими энергозатратами, а в конечном итоге – к аварийным ситуациям, т.е. заклиниванию буровой штанги и прекращению бурения из-за накопления буровой мелочи в скважине.

Большинство исследований основано на расчетной схеме, согласно которой движение потока продуктов бурения в шнеке заменяется движением сосредоточенной массы, т.е. частицы, опирающейся на поверхность шнековой лопасти и прижатой к внутренней цилиндрической поверхности скважины [1].

Упрощение расчетной схемы, заключающееся в игнорировании реальных геометрических параметров потока транспортируемого материала, приводит к необоснованному выбору геометрических и кинематических параметров шнекового вала при проектировании и созданию неэффективных транспортирующих шнеков.

В работе [2] рассмотрено равновесие элементарного объема сыпучего материала, занимающего сектор лопасти шнека с центральным уг-

лом $\Delta \varphi$ (рис. 1), для которого условие прочности выражается зависимостью

$$\tau_{\max} \leq f_m \sigma = [\tau],$$

где τ_{\max} – максимальные касательные напряжения на элементарной площадке материала в плоскости сдвига, Па; σ – нормальные напряжения к плоскости сдвига, Па; $[\tau]$ – предел прочности материала при сдвиге, Па; f_m – коэффициент внутреннего трения материала.

Установлены формы свободной поверхности транспортируемого материала и поперечного сечения потока материала. Определены радиус пересечения проекции свободной поверхности материала с лопастью шнека r , м; площади проекций сектора лопасти на координатные плоскости $S_{\text{верт}}$ и $S_{\text{гор}}$, м²; объем материала V , м³, расположенный на секторе лопасти с центральным углом $d\varphi$; радиус центра масс материала ρ_c , м, расположенного на секторе лопасти с центральным углом $d\varphi$.

Получена система уравнений движения потока сыпучего материала в винтовом канале шнека, учитывающая геометрические характеристики поперечного сечения потока

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{ш}} S_{\text{гор}} - f_{\text{ш}} P_{\text{ш}} S_{\text{верт}} - f_{\text{ц}} P_{\text{ц}} S_{\text{ц}} \cos \beta_R - \gamma V &= 0; \\ f_{\text{ц}} P_{\text{ц}} S_{\text{ц}} \sin \beta_R - f_{\text{ш}} P_{\text{ш}} S_{\text{гор}} - P_{\text{ш}} S_{\text{верт}} &= 0; \\ -P_{\text{ц}} S_{\text{ц}} + \frac{\gamma}{g} V \rho_c \omega_0^2 \left(\frac{\sin \alpha_R \sin \beta_R}{\cos(\beta_R - \alpha_R)} \right)^2 &= 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $P_{\text{ш}}$ – давление объема материала, расположенного на секторе лопасти с центральным углом $\Delta \varphi$ на лопасть шнека, Па; $P_{\text{ц}}$ – давление рассматриваемого объема материала на внутреннюю поверхность корпуса конвейера, Па; $S_{\text{ц}}$ – площадь контакта рассматриваемого элемента материала с внутренней поверхностью корпуса конвейера, м²; γ – объемный вес транспортируемого материала, Н/м³; $f_{\text{ш}}$ – коэффициент трения транспортируемого материала о поверхность шнековой лопасти; $f_{\text{ц}}$ – коэффициент трения транспортируемого материала о внутреннюю поверхность корпуса конвейера или скважины; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; ω_0 – частота вращения шнекового вала, с⁻¹; R – радиус шнековой лопасти, м; α_R – угол подъема винтовой линии на кромке шнековой лопасти;

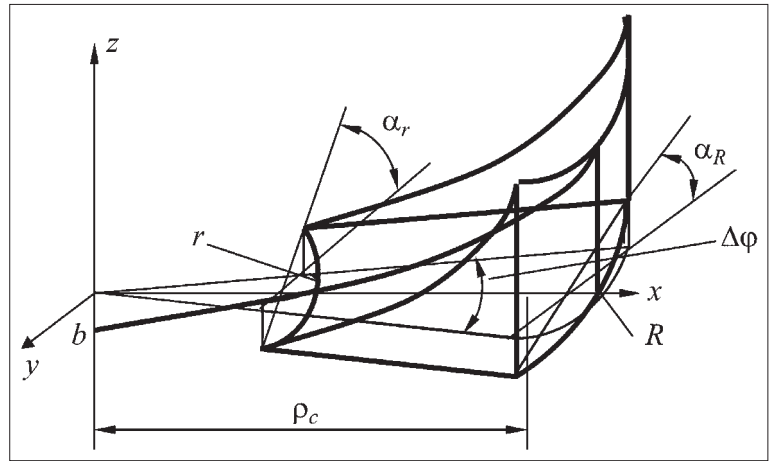


Рис. 1. Объем материала на секторе шнековой лопасти

α_r – угол подъема винтовой линии на расстоянии r от оси шнекового вала.

Решение системы (1) дает условие для определения угла β_R между продольной осью шнека и вектором абсолютной скорости материала, находящегося на кромке шнековой лопасти

$$\frac{f_{\text{ц}} \rho_c \omega_0^2 \left[\frac{\sin \alpha_R \sin \beta_R}{\cos(\beta_R - \alpha_R)} \right]^2}{g} - \frac{f_{\text{ш}} S_{\text{гор}} + S_{\text{верт}}}{(S_{\text{гор}} - f_{\text{ш}} S_{\text{верт}}) \sin \beta_R - (S_{\text{верт}} + f_{\text{ш}} S_{\text{гор}}) \cos \beta_R} = 0. \quad (2)$$

Исследование зависимости (2) позволяет установить влияние на направление движения потока сыпучего транспортируемого материала его физико-механических свойств, геометрических и кинематических параметров шнека.

На рис. 2 представлены зависимости направления движения частицы и потока материала в вертикальном шнеке от угловой частоты вращения вала конвейера при различных значениях угла α_r подъема винтовой линии на кромке шнековой лопасти.

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением угловой частоты вращения шнека увеличивается поступательная составляющая движения материала в направлении транспортирования, как при движении частицы, так и при движении потока материала. При этом количественные показатели процесса движения частицы и потока материала существенно отличаются.

Угол β_R между направлением вектора абсолютной скорости и продольной осью шнекового вала для потока материала на кромке шнековой

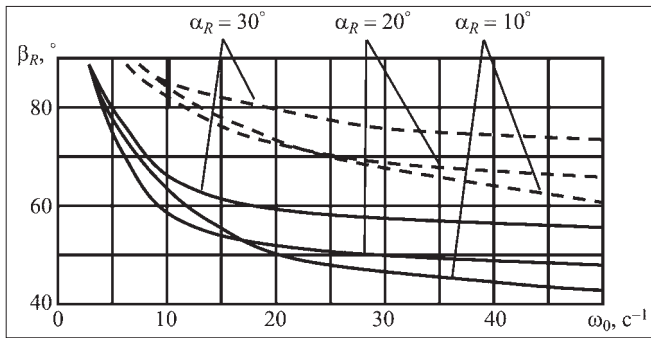


Рис. 2. Зависимости направления движения частицы и потока материала в вертикальном шнеке от частоты вращения шнекового вала при различных значениях угла подъема винтовой линии на кромке шнековой лопасти:

— — частица материала; - - - - поток материала

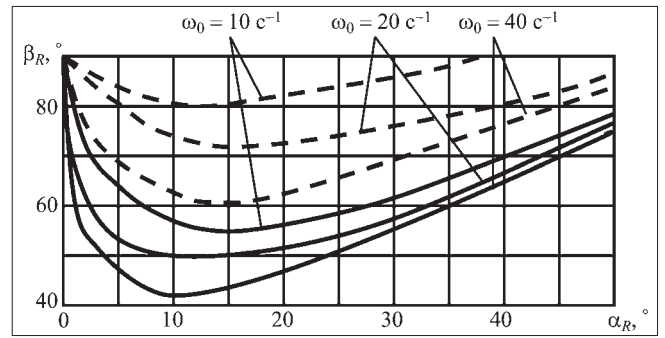


Рис. 3. Зависимости направления движения частицы и потока материала в вертикальном шнеке от угла подъема винтовой линии на кромке шнековой лопасти при различных частотах вращения шнека:

— — частица материала; - - - - поток материала

лопасти значительно больше аналогичного параметра для частицы материала, лежащей на кромке шнековой лопасти и прижатой к стенке конвейера.

На рис. 3 представлены зависимости направления движения частицы и потока материала в вертикальном шнеке от угла подъема винтовой линии на кромке шнековой лопасти при различных частотах вращения шнекового вала.

Анализ полученных результатов показывает, что все кривые, представленные на рис. 3, имеют экстремум, т.е. в каждом случае существует рациональное значение угла подъема винтовой линии шнека, при котором отклонение вектора абсолютной скорости движения частицы или потока материала от продольной оси конвейера будет минимальным. При этом значения угла β_R между направлением вектора абсолютной скорости и продольной осью конвейера на кромке шнековой лопасти при прочих равных условиях для частицы и потока материала существенно отличаются.

Прочностные свойства большинства мелкозернистых и пылевидных материалов, транспортируемых вертикальными шнеками, наиболее точно характеризуются теорией прочности О. Мора, согласно которой условие прочности можно записать в следующем виде:

$$\tau_{\max} \leq c + f_m \sigma = [\tau],$$

где c — величина касательного напряжения, воспринимаемого материалом при нулевом нормальном напряжении, и называемая сцеплением, Па.

Рассмотрим силы, действующие на частицу материала, расположенную на расстоянии x от оси шнекового вала на свободной поверхности потока связанного материала, совершающего вращательное движение с угловой частотой ω (рис. 4).

На частицу материала действуют: сила тяжести $G = mg$; центробежная сила инерции $F_{ц} = m\omega^2 x$; сила нормального давления $N = m(g \cos \xi + \omega^2 x \sin \xi)$; сила трения $F_{тр} = f_m N$. Условие равновесия частицы материала имеет следующий вид:

$$F_{ц} \cos \xi - mg \sin \xi - f_m N = 0, \quad (3)$$

где m — масса частицы материала, кг; $\xi = f(x)$ — угол наклона касательной к образующей свободной поверхности материала на расстоянии x от оси шнекового вала.

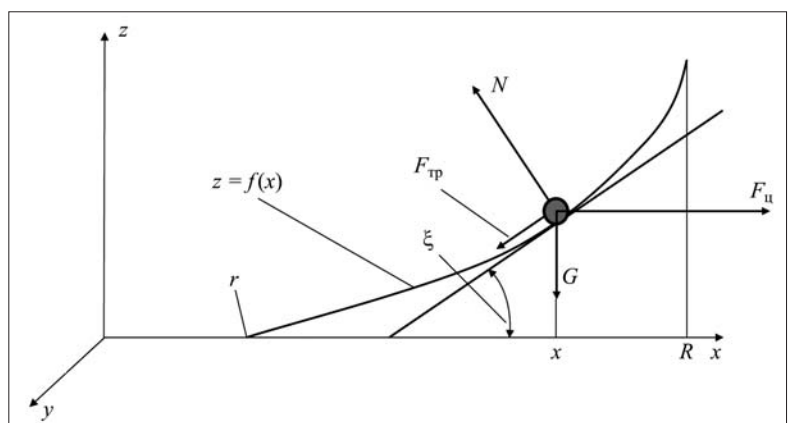


Рис. 4. Схема сил, действующих на частицу материала, расположенную на расстоянии x от оси шнекового вала на свободной поверхности потока материала, совершающего вращательное движение с угловой частотой ω

Нормальные и касательные напряжения на поверхности контакта рассматриваемой частицы с остальным материалом

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{dz}{dx} = \frac{-(f_m \rho h \omega^2 x + \rho g h)}{2c} \pm \frac{\sqrt{f_m^2 \rho^2 h^2 \omega^4 x^2 + 2 \rho h \omega^2 (f_m \rho g h + 2c)x + (\rho^2 g^2 h^2 - 4c^2 - 4c f_m \rho g h)}}{2c}$$

$$\sigma = \frac{mg \cos \xi}{\Delta S} + \frac{m \omega^2 x \sin \xi}{\Delta S}; \quad \tau = \frac{m \omega^2 x \cos \xi}{\Delta S} - \frac{mg \sin \xi}{\Delta S},$$

где ΔS — площадь контакта частицы с остальным материалом, м^2 .

Условие равновесия (3), записанное через напряжения, имеет следующий вид:

$$m \omega^2 x \cos \xi - mg \sin \xi - c(\Delta S_{\text{гор}} \cos \xi + \Delta S_{\text{верт}} \sin \xi) - f_m (mg \cos \xi + m \omega^2 x \sin \xi) = 0$$

или

$$m \omega^2 x - mg \operatorname{tg} \xi - c(\Delta S_{\text{гор}} + \Delta S_{\text{верт}} \operatorname{tg} \xi) - f_m (mg + m \omega^2 x \operatorname{tg} \xi) = 0,$$

где $\Delta S_{\text{гор}}$ — проекция площади контакта рассматриваемой частицы с остальным материалом на горизонтальную плоскость, м^2 ; $\Delta S_{\text{верт}}$ — проекция площади контакта рассматриваемой частицы с остальным материалом на вертикальную плоскость, м^2 .

Так как

$$\Delta S_{\text{верт}} = \Delta S_{\text{гор}} \operatorname{tg} \xi,$$

имеем

$$m \omega^2 x - mg \operatorname{tg} \xi - c \Delta S_{\text{гор}} (1 + \operatorname{tg}^2 \xi) - f_m (mg + m \omega^2 x \operatorname{tg} \xi) = 0.$$

После преобразований получим

$$c \Delta S_{\text{гор}} d \operatorname{tg}^2 \xi + (f_m m d h \omega^2 x + m g d h) \operatorname{tg} \xi + (c \Delta S_{\text{гор}} d h + f_m m g d h - m \omega^2 d h x) = 0,$$

где h — толщина поверхностного слоя материала (размер частицы материала), м .

Так как $\Delta S_{\text{гор}} h = \Delta V$ и $m / \Delta V = \rho$, имеем

$$c \operatorname{tg}^2 \xi + (f_m \rho h \omega^2 x + \rho g h) \operatorname{tg} \xi + (c + f_m \rho g h - \rho \omega^2 h x) = 0, \quad (4)$$

где ΔV — объем рассматриваемой частицы материала, м^3 ; ρ — плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Решение уравнения (4) дает условие для определения угла ξ наклона касательной к образующей свободной поверхности материала на расстоянии x от оси конвейера (см. рис. 4):

Так как $\operatorname{tg} \xi$ — по условиям задачи величина положительная, то после преобразований получим

$$\operatorname{tg} \xi = -\frac{f_m \rho h \omega^2 x}{2c} - \frac{\rho g h}{2c} + \frac{\sqrt{f_m^2 \rho^2 h^2 \omega^4 x^2 + 2 \rho h \omega^2 (f_m \rho g h + 2c)x + (\rho^2 g^2 h^2 - 4c^2 - 4c f_m \rho g h)}}{2c}$$

или

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{\sqrt{ax^2 + bx + d}}{2c} - kx - l, \quad (5)$$

где $a = f_m^2 \rho^2 h^2 \omega^4$; $b = 2 \rho h \omega^2 (f_m \rho g h + 2c)$; $d = \rho^2 g^2 h^2 - 4c^2 - 4c f_m \rho g h$; $k = \frac{f_m \rho h \omega^2}{2c}$; $l = \frac{\rho g h}{2c}$.

Уравнение семейства кривых, которые при вращении вокруг оси z образуют возможную форму свободной поверхности материала, получим интегрированием уравнения (5).

При $a > 0$ и $\Delta = 4ad - b^2 < 0$

$$\begin{aligned} z &= \int \frac{\sqrt{ax^2 + bx + d}}{2c} dx - \int kx dx - \int l dx = \\ &= \frac{(2ax + b)\sqrt{ax^2 + bx + d}}{8ac} - \frac{kx^2}{2} - lx + \\ &+ \frac{4ad - b^2}{16ca\sqrt{a}} \ln(2\sqrt{a^2 x^2 + abx + ad} + 2ax + b) + C. \end{aligned} \quad (6)$$

При $\Delta = 4ad - b^2 > 0$

$$\begin{aligned} z &= \int \frac{\sqrt{ax^2 + bx + d}}{2c} dx - \int kx dx - \int l dx = \\ &= \frac{(2ax + b)\sqrt{ax^2 + bx + d}}{8ac} + \\ &+ \frac{1}{2c\sqrt{a}} \operatorname{arsh} \left(\frac{2ax + b}{\sqrt{4ad - b^2}} \right) - \frac{kx^2}{2} - lx + C, \end{aligned}$$

где C — произвольная постоянная.

Произвольная постоянная C определяется из условия: $z = 0$ при $x = r$

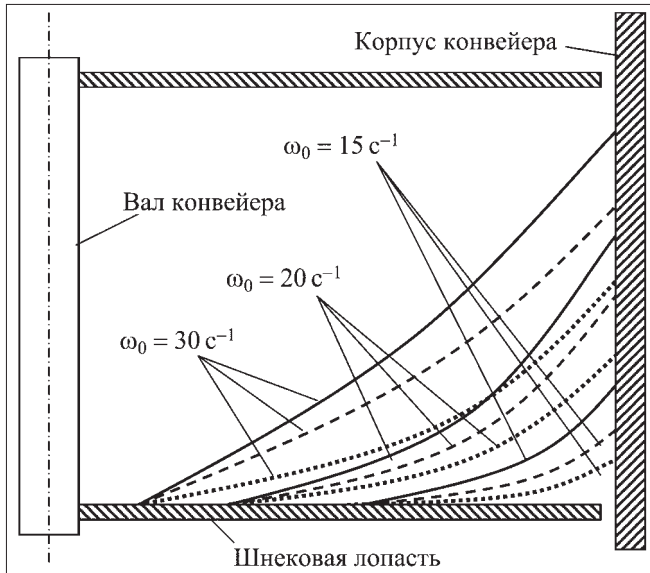


Рис. 5. Проекция свободных поверхностей транспортируемого материала на вертикальную плоскость при различных значениях сцепления в материале и частоты вращения шнекового вала:
 --- $c = 0$; - · - · - $c = 100$ Па; ····· $c = 500$ Па

$$C = -\frac{(2ar+b)\sqrt{ar^2+br+d}}{8ca} + \frac{(kr+l)^2}{2k} - \frac{4ad-b^2}{16ca\sqrt{a}} \ln\left(\frac{2\sqrt{a^2r^2+abr+ad+2ar+b}}{2\sqrt{a^2r^2+abr+ad+2ar+b}}\right). \quad (7)$$

Подставив значение C из (7) в (6), имеем функцию, график которой при вращении вокруг оси z образует свободную поверхность связного материала

$$z = \frac{(2ax+b)\sqrt{ax^2+bx+d}}{8ca} - \frac{(2ar+b)\sqrt{ar^2+br+d}}{8ca} + \frac{4ad-b^2}{16ca\sqrt{a}} \ln\left(\frac{2\sqrt{a^2x^2+abx+ad+2ax+b}}{2\sqrt{a^2r^2+abr+ad+2ar+b}}\right) + \frac{kr^2+2rl-kx^2-2lx}{2} + \frac{l^2}{2k}. \quad (8)$$

Радиус пересечения образующей свободной поверхности материала с лопастью шнека r определяется из уравнения

$$f_m \omega_0^2 r^2 - f_{ш} (f_m R \omega_0^2 \operatorname{tg} \alpha_R + g)r - gR \operatorname{tg} \alpha_R = 0,$$

полученного в работе [2].

Уравнение образующей свободной поверхности связного материала, транспортируемого вертикальным шнеком (8), позволяет установить площадь поперечного сечения потока транспор-

тируемого связного материала и коэффициент заполнения межвиткового пространства конвейера, а также исследовать влияние различных конструктивных и режимных параметров транспортирующего шнека на его производительность.

На рис. 5 представлены проекции свободных поверхностей транспортируемого материала на вертикальную плоскость при различных значениях сцепления в материале и частоты вращения шнекового вала. Радиус шнековой лопасти $R = 0,15$ м. Угол подъема винтовой линии $\alpha_R = 12^\circ$. Коэффициент внешнего трения $f_{ш} = f_{ц} = 0,4$. Коэффициент внутреннего трения $f_m = 0,5$.

Площадь фигуры, ограниченной проекцией свободной поверхности материала, шнековой лопастью и корпусом конвейера, представляет собой площадь поперечного сечения потока транспортируемого материала S_M .

Производительность транспортирующего шнека Q_T , м³/мин, определяется по формуле

$$Q_T = V_{\text{вит}} \omega_0 k_\beta, \quad (9)$$

где $V_{\text{вит}} = 2\pi(R^2 - r^2)S_M$ — объем материала, расположенного на одном витке шнековой лопасти, м³; ω_0 — частота вращения шнекового вала, мин⁻¹; $k_\beta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_R \operatorname{tg} \beta_R}$ — коэффициент выдачи

материала.

Из зависимости (9) видно, что производительность транспортирующего шнека прямо пропорциональна площади поперечного сечения потока транспортируемого материала.

Анализ полученных результатов (см. рис. 5) показывает, что с увеличением угловой частоты вращения шнека увеличиваются площадь поперечного сечения потока транспортируемого материала и производительность конвейера. Увеличение сцепления в материале приводит к уменьшению площади поперечного сечения потока материала и производительности конвейера. Таким образом, вертикальное винтовое транспортирование связных материалов нецелесообразно из-за высоких удельных энергозатрат.

Список литературы

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972. 218 с.
2. Рудь А.В. Математическое описание процесса вертикального винтового транспортирования потока сыпучего материала / Известия вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2007. № 6. С. 53–55.

Рациональный режим работы резонансных вибротранспортных машин с линейным электромагнитным вибровозбудителем

Приведен анализ параметров работы резонансных вибротранспортных машин. Определены относительные энергозатраты на вибротранспортирование горной массы. Изложены результаты экспериментов.

Ключевые слова: транспортирование горной массы, удельные энергозатраты, рациональный режим работы.

A.I. Afanasiev, E.A. Kosenko, D.N. Suslov

Rational Conditions Functioning of Resonance Vibrotransport Machines with Linear Electromagnetic Vibroexciter

List analysis of parameters functioning of resonance vibrotransport machines. Estimated relative expenditure of energy for vibrotransporting of miner rock. State on the article experimental results.

Keywords: resonance, vibrotransport machines, linear electromagnetic vibroexciter.

Одним из основных критериев эффективности работы вибротранспортных машин (ВТМ) является минимум приведенных затрат на их эксплуатацию. При прочих равных условиях они зависят от надежности машины и количества энергии, потребляемой на единицу продукции. Вопросы уменьшения потребления энергии стали актуальными для горной промышленности РФ, которая является одной из самых энергоемких отраслей. В различных отраслях промышленности России используются резонансные питатели ПЭВ, ПВГ с вибровозбудителем – линейным электромагнитным двигателем переменного тока, работающие в области резонансной частоты, а также резонансные грохоты ГРЛ-62, ГРЛ-72 с эксцентриковым приводом и упругим шатуном [1, 2].

Электромагнитные резонансные ВТМ работают с частотой, кратной 50 Гц, и имеют относительно небольшие амплитуды (до 3 мм) колебаний рабочего органа. Известны также резонансные ВТМ с частотно-управляемым приводом и инерционным (силовым) вибровозбуждением [3]. Существенным недостатком такого вибровозбудителя является относительно высокая инерционность системы управления, что не позволяет с необходимой скоростью реагировать на изменение технологической нагрузки и восстанавливать стационарный процесс вибрации рабочего органа (РО).

Резонансные машины, разработанные в УГГУ (ГРИ-750), имеют относительно низкую частоту колебаний – до 6 Гц и амплитуду до 30 мм. При таких параметрах вибрации эти ВТМ обеспечивают "быстроходный", "полубыстроходный" и "тихоходный" режимы вибротранспортирования. В качестве вибровозбудителя в этих машинах используются два типа двигателей: линейный импульсный магнитно-индукционный и электромагнитный [3–6].

Резонансный питатель-грохот ГРИ-750 отличается от известных тем, что вибровозбудитель выполнен в виде линейного управляемого двигателя постоянного тока, продолжительность включения которого меньше 50 % периода собственных колебаний и автоматически меняется с изменением частоты собственных колебаний РО [7]. Это позволяет поддерживать резонансный режим колебаний при изменении технологической нагрузки практически в любом диапазоне. Амплитуда колебаний рабочего органа и, соответственно, скорость перемещения горной массы регулировалась путем изменения величины движущего усилия, которое прямо пропорционально намагничивающей силе.

В таблице приведены характеристики ВТМ [1, 2], а также результаты эксперимента резонансного питателя-грохота: резонансная частота, Гц; производительность, кг/с; мощность двигателя, Вт; коэффициент энергетической эффективно-

Параметры работы и коэффициент энергетической эффективности ВТМ

Марка ВТМ	Резонансная частота f_p , Гц	Мощность $P_{вх}$, Вт	Тепловая мощность P_T , Вт	Масса РО $m_{ро}$, кг	Амплитуды колебаний РО $A_0/A_1/A_{ср}$, мм	Относительный рабочий зазор, мм	Скорость движения горной массы $v_{гр}$, см/с	Производительность Q , кг/с	Коэффициент энергетической эффективности $K_э$, Дж/кг	Тип вибровозбудителя
ГРИ-750	3,5	520	80	132	19/15/17	0,25	25...27	6,8	76	Электромагнитный, ток постоянный. $\alpha = 2^\circ$; $\beta = 30^\circ$; диаметр якоря – $\phi_a = 100$ мм
	3,5	590	240		24/18/21		28...36	8,4	70	
	4,1	390	130		26/22/24		37...39	10,2	38	
	5,4	350	100	100	18/12/15		23	4,65	75	
	4,4	385	110	120	19/15/17	25...27	6,22	62		
	4,3	370	135	140	20/14/17	0,3	16...17	4,6	80	
	3,0	460	165	205	24/12/18	0,25	12,5...14	5,45	84	
	3,2	320	80		24/18/21	0,166	12,5...13,2	5,25	61	
	3,0	340	115	173	20/9/14,5	0,35	6,4	2,18	156	
	4,45	490	230	170	17/8/12,5		14	4,75	100	
	4,75	320	155	150	16/7/11,5		12,5...14	4,0	80	
	5,55	200	84	100	16/10/13	0,166	18	3,63	55	
	6,25	280	144		17/13/15		25...29	5,4	52	
	5,55	310	155		19/15/17		33,3	6,72	46	
	4,4	150	105		18/6/12		12,5	2,5	60	
	6,25	390	180	170	16/9/12,5	0,166	17...18	3,5	111	
5	170	100	17/5/11		10		2,2	54		
3,9	260	72	140		13/7/10		3,8	1,0	260	
3,85	160	25	100	12/11/11,5	0,3	5...6	1,1	146		
ГРИ-750	3,6	190	110	132	**	0,07	20...22	1,5	130	Электромагнитный, ток постоянный. $\alpha = 6^\circ$; $\beta = 30^\circ$; $\phi_a = 50$ мм*
	3,6	240	125				12...14	2,8	85	
	3,3	225	115	173			**	–	7,1...7,4	
ГРИ-400	4	209		44	**	–	31,5	1,62	129	Магнитно-индукционный. $\alpha = 6^\circ$
	5,1	151		44	24/22/23	–	37	0,75	200	
	5,1	151		44	22/21/21,5	–	32	1,5	88,5	
ГРЛ-62	**	13000		500	9	–	**	41	318	Комбинированный механический
ГРЛ-72	**	17000		1100	10	–	**	66	258	
ПВГ-2,6/6,0	**	34000		12700	1,7...2,5	–	**	250	136	Электромагнитный. $\alpha = 6^\circ$
ПВГ-1,6/6,5	**	28000		12800	1,5...3,5	–	**	170	164	Электромагнитный. $\alpha = 8^\circ$

* – два двигателя включены последовательно; ** – нет данных.

сти, Дж/кг, — отношение работы транспортирования горной массы к ее величине; масса рабочего органа, кг; амплитуды колебаний рабочего органа (A_0 — ход РО вперед; A_1 — ход РО назад; $A_{ср}$ — среднее значение); угол наклона рабочего органа α , °; угол вибрации β , ° и другие параметры. Во время испытаний одновременно фиксировались ток в обмотке двигателя и перемещение рабочего органа.

Относительная нагрузка рабочего органа была принята равной 0,2, что соответствует реальным условиям эксплуатации и обеспечивает приемлемую производительность ВТМ. Средняя удельная производительность ВТМ при грохочении горной породы плотностью 1,4 т/м³ и крупностью 0...10 мм составила 8000 кг/(м²·ч), а производительность ВТМ, работающей в режиме питателя, — до 20 т/ч.

Резонансная частота колебаний при постоянном коэффициенте жесткости опор регулировалась путем изменения величины массы рабочего органа.

Данные таблицы показывают, что коэффициент энергетической эффективности K_3 для ГРИ-750 с электромагнитным управляемым вибровозбудителем, работающим на постоянном токе, может быть существенно меньше, чем у серийных машин. Это свидетельствует об относительно хорошей энергетической эффективности работы этой ВТМ. Магнитно-индукционный вибровозбудитель, которым оснащена машина ГРИ-400, создающий движущие импульсы длительностью до 20...30 мс, также менее эффективен, чем электромагнитный. Это объясняется тем, что относительно "короткий" движущий импульс не может в полной мере восстановить потери энергии в механической системе за один цикл колебаний.

Следует отметить, что при прочих равных условиях энергозатраты при работе электромагнитного вибровозбудителя зависят от величины рабочего зазора, длительности работы за один цикл, а также положения рабочего органа в момент включения и выключения двигателя. Чем больше время нарастания тока и соответственно время уменьшения тока до нуля, тем больше энергозатраты. Уменьшение тока приводит к снижению потребляемой двигателем энергии, скорости движения горной массы и одновременно к уменьшению производительности, что в итоге увеличивает значение K_3 .

Другим важным фактором, определяющим эффективную работу данной ВТМ, являются те-

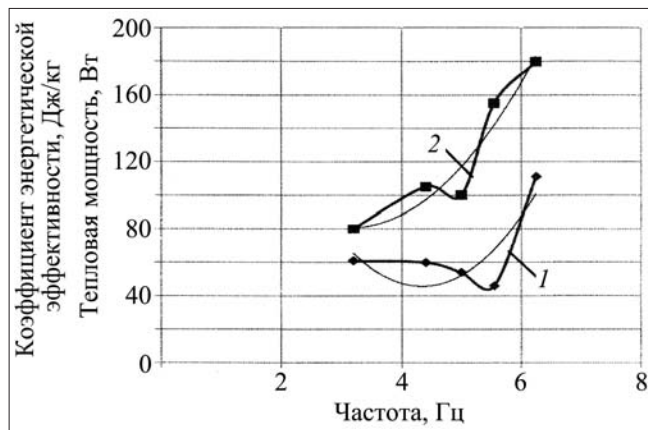


Рис. 1. Зависимость коэффициента энергетической эффективности K_3 1 и тепловой мощности P_t 2 от частоты колебаний РО при относительном зазоре 0,166 мм

пловые нагрузки, которые характеризуются тепловой мощностью P_t . Тепловая мощность определяется длительностью работы двигателя за один цикл, временем нарастания и убывания тока в обмотке. В результате экспериментальных исследований установлено, что тепловая мощность для данного двигателя не должна превышать 80 Вт. В противном случае произойдет отказ обмотки из-за перегрева. На рис. 1 и 2 приведены зависимости коэффициента энергетической эффективности и тепловой мощности от резонансной частоты колебаний РО ВТМ.

Данные таблицы и графики, представленные на рис. 1 и 2, показывают, что для каждой резонансной частоты существует рациональный режим работы ВТМ, при котором энергозатраты ограничиваются величиной тепловой нагрузки (мощности). Для относительного зазора, равного 0,166, рациональная резонансная частота равна

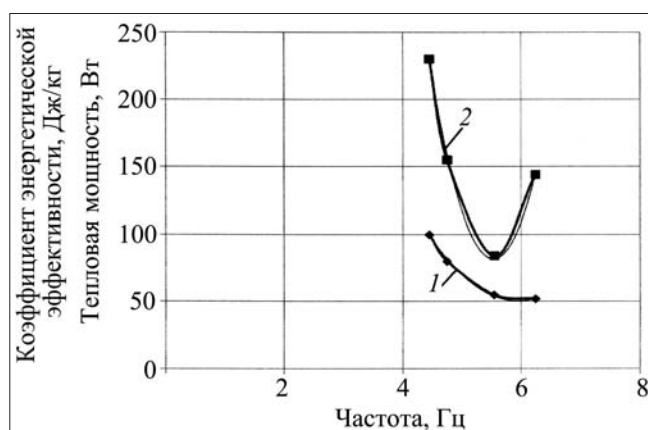


Рис. 2. Зависимость коэффициента энергетической эффективности K_3 1 и тепловой мощности P_t 2 от частоты колебаний РО при относительном зазоре 0,316 мм

3,2 Гц, коэффициент энергетической эффективности – 61 Дж/кг. Для относительного зазора, равного 0,316 мм, рациональная резонансная частота равна 5,55 Гц, коэффициент энергетической эффективности – 55 Дж/кг. При постоянной жесткости упругих опор рабочего органа увеличение его размеров (массы) приводит к пропорциональному возрастанию мощности двигателя, снижению частоты и скорости движения горной массы. Увеличение размеров РО приводит к увеличению просеивающей поверхности и находящейся на ней горной массы. При этом коэффициент энергетической эффективности изменяется незначительно, тепловая мощность находится в допустимых пределах, а производительность увеличивается практически на 40 %.

Выводы

1. Резонансные ВТМ с линейными электромагнитными двигателями имеют по сравнению с известными вибротранспортными машинами существенно меньшие энергетические затраты.

2. Для каждой резонансной частоты при постоянной относительной нагрузке рабочего органа минимум коэффициента энергетической эффективности ограничен величиной тепловой мощности.

Список литературы

1. Потураев В.Н. Резонансные грохоты. М.: ЦНИЭИ-уголь, 1963. 94 с.
2. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 326 с.
3. Дмитриев В.Н., Горбунов А.А. Резонансный вибрационный электропривод машин и установок с автоматическим управлением // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т. 11. 2009. № 3.
4. Афанасьев А.И., Закаменных А.Ю. Критерий энергетической эффективности рабочего процесса резонансного вибропитателя-грохота // Известия вузов. Горный журнал. 2009. № 5. С. 77–80.
5. Афанасьев А.И., Закаменных А.Ю., Чиркова А.А. Энергозатраты при работе грохотов и питателей с линейным электромагнитным вибровозбудителем // Известия вузов. Горный журнал. 2010. № 3. С. 59–63.
6. Афанасьев А.И., Братыгин Е.В., Чиркова А.А. Анализ энергоемкости рабочего процесса вибротранспортных машин резонансного типа // Известия вузов. Горный журнал. 2006. № 6. С. 73–79.
7. Афанасьев А.И., Закаменных А.Ю., Андрищенко Д.Н. Резонансный грохот с линейным электромагнитным двигателем // Известия вузов. Горный журнал. 2010. № 2. С. 57–60.

ИНФОРМАЦИЯ

Продолжение, начало см. на стр. 15, 21.

Семинар №11. Геодинамическая и экологическая безопасность при освоении недр и земной поверхности

Руководитель: проф. И.М. Батугина,
ученый секретарь - д-р техн. наук А.С. Батугин
(т. 8(499)230-2556).

Семинар №12. Стратегические исследования в горном деле

Руководители: чл.-корр. РАН Л.А. Пучков, чл.-корр. РАН А.А. Пешков,
ученый секретарь - канд. техн. наук С.С. Кобылкин
(т. 8(499)230-2730).

Семинар №13. Автоматизация технологических процессов и производств в горной промышленности

Руководители: проф. Л.Д. Певзнер, д-р техн. наук А.А. Лавриненко,
ученый секретарь - доц. В.В. Дмитриева
(т. 8(499)230-2633).

Семинар №14. Информатизация и управление горными процессами и производством

Руководители: проф. Н.И. Федунец, д-р техн. наук В.А. Трофимов,
ученый секретарь - доц. Б.Ф. Коньшин
(т. 8(499)230-2471).

Семинар №15. Система автоматизированного проектирования в горной промышленности

Руководитель: проф. А.В. Горбатов,

ученый секретарь - проф. А.Е. Петров
(т. 8(499)230-2404).

Семинар №16. Подземная разработка пластовых месторождений

Руководители: д-р техн. наук В.В. Мельник, д-р техн. наук В.С. Забурдяев,
ученый секретарь - д-р техн. наук В.В. Агафонов
(т. 8(499)230-9466).

Семинар №17. Проблемы теории и практики открытых горных работ

Руководители: акад. РАН К.Н. Трубецкой, проф. В.С. Коваленко,
ученый секретарь - доц. Д.В. Пастихин
(т. 8(499)230-2487).

Семинар №18. Проблемы технологии и проектирования подземной разработки рудных месторождений

Руководители: чл.-корр. РАН Д.Р. Каплунов, проф. Г.Г. Ломоносов,
ученый секретарь - преп. А.А. Девятедь
(т. 8(499)230-2470).

Семинар №19. Перспективы развития физико-химических способов добычи полезных ископаемых

Руководители: проф. В.Ж. Аренс, проф. П.М. Соложенкин,
ученый секретарь - д-р техн. наук Г.Х. Хчеян
(т. 8(499)237-4716).

УДК 622.272

В.Я. Заслов, канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе, ОАО "НИПИгормаш", г. Екатеринбург

E-mail: main@nipigormash.ru

Вентиляторное оборудование для метрополитенов

Приведены история и современное состояние отечественного вентиляторостроения для метрополитенов. Представлены технические характеристики вентиляторов, разработанных ОАО "НИПИгормаш".

Ключевые слова: вентилятор, аэродинамическая схема, технические характеристики, метрополитены.

V.Ya. Zaslov

Ventilation Equipment for the Subway

The article shows the history and current status of national ventilation industry for subways. It describes technical specificationsoffans, developed by PLC "NIPIGormash".

Keywords: fan, aerodynamic design, technical characteristic, subways.

История отечественного вентиляторостроения насчитывает несколько десятилетий. Начиная с 1930-х гг., метрополитены оснащали вентиляторами ЦАГИ 16, 19, 20, 24, 25. Им на смену пришли вентиляторы типа ВОМД-24. В 1984 г. Министерство тяжелого машиностроения СССР поручило институту "НИПИгормаш" разработку вентиляторов для метрополитенов, а конструкторская документация на эти вентиляторы была передана Артёмовскому машиностроительному заводу (г. Артёмовск Свердловской области) для серийного производства. С 1986 г. начался выпуск модернизированного вентилятора ВОМД-24А конструкции НИПИгормаш по аэродинамической схеме ЦАГИ ОВ-103. Модернизированный вентилятор обеспечил лучшие показатели технической характеристики: номинальную подачу – 75 м³/с при прямой работе и 60 м³/с в случае реверса при соответствующих значениях полного давления 180 и 95 даПа. Значительно увеличились долговечность и надежность вентилятора, улучшилась его ремонтнопригодность. Новые конструкции направляющего

аппарата (НА) и спрямляющего аппарата (СА) не требуют разборки вентилятора при ремонтах, болтовые соединения заменены на клиновые, применена коническая посадка рабочего колеса (РК) на вал ротора, увеличены жесткость и прочность корпуса. Вентилятор ВОМД-24А можно использовать в 32-х исполнениях (правое, левое; четыре положения СА и НА; двигатель с ротором соединен зубчатой муфтой и

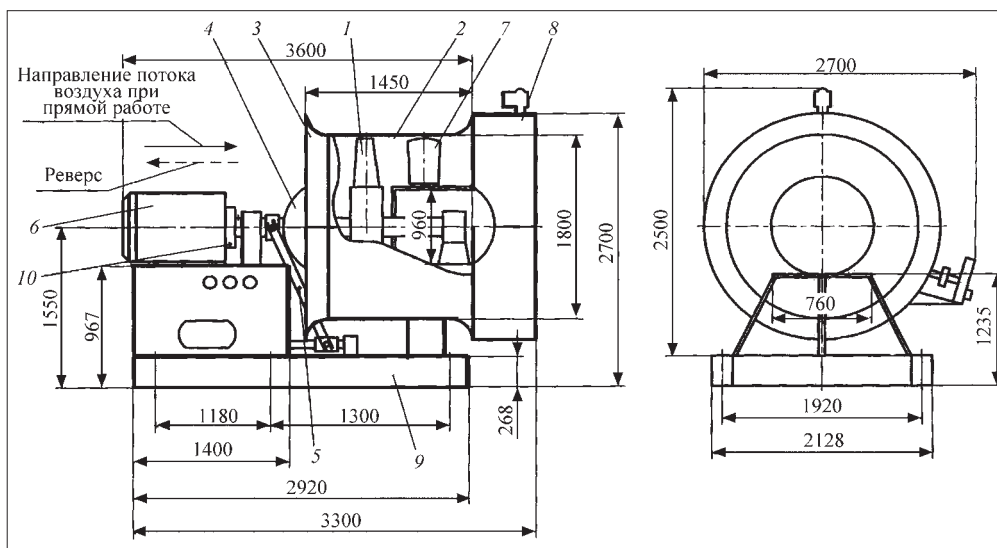


Рис. 1. Вентилятор ВОМ-18:

1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – коллектор с ограждением; 4 – кок; 5 – механизм поворота лопаток РК; 6 – электродвигатель; 7 – спрямляющий аппарат; 8 – шибрующие устройства; 9 – фундамент; 10 – тормоз

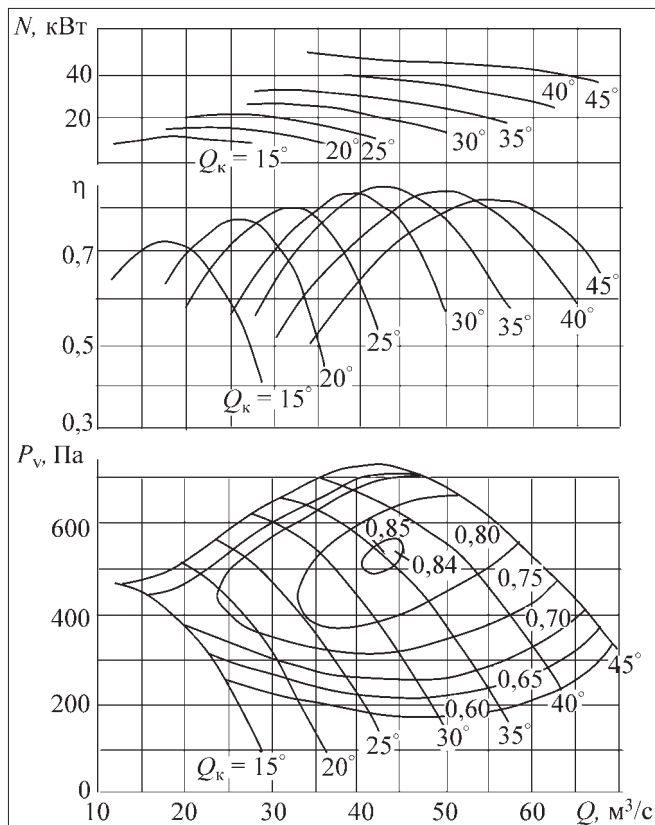


Рис. 2. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОМ-18

клиноременной передачей; применяются двигатели мощностью: 45, 55, 75 и 132 кВт).

Вентиляторы ВОМД-24А поставлялись на все метрополитены СССР.

Сотрудниками НИПИГормаша в 1990 г. при участии специалистов Свердловского горного института, ЦАГИ, Метрогипротранс был разработан вентилятор ВОМ-18 (рис. 1).

Впервые в России была создана конструкция одноступенчатого вентилятора с дистанционным поворотом лопаток РК на ходу от электромеханического привода и регулируемого СА. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОМ-18 представлена на рис. 2.

Применение вентиляторов ВОМ-18 позволило существенно повысить эффективность проветривания метрополитенов за счет:

соответствия зоны работы вентилятора требованиям вентиляционных сетей метрополитенов (эксплуатационный КПД составил 0,75);

экономического регулирования параметров вентилятора "на ходу" в зависимости от интенсивности движения электропоездов, пассажиропотоков, температуры и влажности атмосферного воздуха;

экономичной работы в реверсивном режиме (96 % подачи от прямой работы) за счет поворота лопаток РК на 180° при реверсе электродвигателя;

снижения габаритов при одноступенчатой схеме вентилятора, уменьшения затрат на реконст-

рукцию и строительство вентиляционных шахт метрополитенов;

увеличения надежности конструкции за счет снижения инерционных нагрузок при уменьшении диаметра рабочего колеса и массы ротора;

снижения трудоемкости обслуживания и технических ремонтов, улучшения доступности к отдельным узлам и облегчения разборности конструкции.

В последние годы партии вентиляторов ВОМ-18 были поставлены ОАО "НИПИГормаш" на Минский и Екатеринбургский метрополитены.

По заказу Московского метрополитена в конце 1980-х гг. ОАО "НИПИГормаш" разработало и изготовило опытный образец, а Артёмовский машиностроительный завод (ОАО "АМЗ") изготовил в 1990-е гг. партию вентиляторов ВОМ-16. Эти вентиляторы были выполнены по аэродинамической схеме ЦАГИ К-84 и предназначались для замены вентиляторов ЦАГИ, отработавших нормативный срок службы.

НИПИГормаш совместно с ИГД СО РАН разработал вентилятор ВВО-21Р по аэродинамической схеме типа М-19 ВНИИГМ им. М.М. Федорова со сдвоенными листовыми лопатками РК.

Головные образцы вентиляторов ВВО-21Р были изготовлены ОАО "НИПИГормаш" и ОАО "АМЗ", а их приемочные испытания были проведены в 1997 г. в условиях Новосибирского метрополитена.

Вентилятор ВВО-21Р выполнен с возможностью поворота лопаток РК "на ходу" и обладает всеми основными преимуществами вентилятора ВОМ-18. Вентиляторный агрегат с вертикальной осью вращения уменьшает строительный объем вентиляционных камер, так как он занимает в 1,5 раза меньше места по сравнению с агрегатами горизонтального типа, улучшает условия работы вала ротора и опорных подшипников, он более устойчив к вибрации и перепадам давления от поршневого действия при движении поездов. Листовые сдвоенные лопатки снижают инерционные нагрузки на РК вентилятора. Вентиляторы ВВО-21Р находят применение при проектировании и строительстве новых станций метрополитенов.

Для вентиляции штолен, вестибюлей и других выработок при проходке метрополитенов и других объектов ОАО "НИПИГормаш" в 2000 г. разработан вентилятор осевой ВО-12,5. Современная аэродинамическая схема, высокий КПД, упрощенный монтаж и демонтаж, безопасность работы, низкие уровни шума и вибрации характеризуют этот вентилятор.

Рабочее колесо снабжено 12-ю листовыми лопатками и смонтировано на валу электродвигателя. СА имеет 15 листовых лопаток, приваренных к цилиндрической втулке и корпусу вентилятора.

Вентиляторы ВО-12,5 поставляются ОАО "НИПИГормаш" для проветривания тоннелей и штолен.

Технические характеристики вентиляторов, разработанных ОАО "НИПИГормаш", приведены ниже.

Кроме вентиляторов ОАО "НИПИГормаш" разработано для метрополитенов: всасывающие емкости для автоматизированной заливки насосов, баки разрыва струи для насосных станций, фильтры для очи-

Технические характеристики вентиляторов разработки ОАО "НИПИгормаш"

	ВОМД-24А	ВОМ-18	ВОМ-16	ВВО-21Р	ВО-12,5
Диаметр рабочего колеса, мм	2400	800	1600	2100	1250
Мощность электродвигателя, кВт	132; 75; 55; 45	45; 55	55	55; 75	30
Частота вращения, с ⁻¹	5,3; 8,3	10	12,5	8,3	16,3
Номинальная подача воздуха, м ³ ·с ⁻¹	75	42	32	40	23
Номинальное полное давление, Па	1800	500	450	480	900
Максимальный КПД	0,83	0,85	0,8	0,83	0,81
Реверсивность, %	80	96	60	80	—
Габаритные размеры, м:					
длина	6900	3600	3300	3365	1230
ширина	2740	2700	2500	3365	1320
высота	3100	2700	2200	4840	1410
Масса, кг	15500	5850	5500	000	520

стки воздуха, клапаны дымоудаления. Последние предназначены для забора (выпуска) воздуха в эксплуатационном режиме.

В аварийном режиме (пожаре) клапаны дымоудаления должны закрываться, кроме 10 шт. в районе аварийного вагона, через которые проводится вытяжка дыма из тоннеля в вентиляционный канал. Клапаны дымоудаления располагаются в отверстиях перекрытия между полом вентиляционного канала и потолком станции метрополитена над обоими путями. Закрытие заслонки клапана выполняется в автоматическом, дистанционном и аварийном (ручном) режимах.

Клапаны дымоудаления (36 шт.), изготовленные ОАО "НИПИгормаш", установлены на станции "Геологическая" Екатеринбургского метрополитена.

В настоящее время на метрополитенах России и СНГ действуют более 750 вентиляционных установок (более 1500 вентиляторов) и, как правило, все они отечественного производства. Единичные экземпляры импортных машин предприятия ЗВВЗ (Чехия), фирм "Цитрон" (Испания), "Холден" (Германия) не показали заметных преимуществ.

Импортные вентиляторы имеют худшие аэродинамические характеристики по сравнению с аэродинамическими схемами ЦАГИ, срок их службы в 2–2,5 раза меньше отечественных конструкций, а стоимость в 1,5–2 раза выше.

В последние годы ОАО "НИПИгормаш", ОАО "Артёмовский машиностроительный завод "Вентпром" и другими отечественными производителями проведена существенная модернизация вентиляционного оборудования для метрополитенов.

В первую очередь повышена огнестойкость конструкции. Вентиляторы обеспечивают безостановочную работу по перемещению дымовых газов в течение 1 ч с температурой не менее 250 °С. Это достигается применением специальных электродвигателей, подшипников типа SKF, высокотемпературной пла-

стичной смазки. В качестве материала манжетных уплотнений применены уплотнения из фтороэластомера, политетрафторэтилена, силикона и других термостойких материалов. Корпуса и РК предохраняются термостойкими покрытиями.

Корпус вентилятора выполняется достаточно жестким и массивным при максимально легком рабочем колесе. Зазоры между корпусом и лопатками РК выдерживаются в минимальных пределах.

В заводских условиях проводят динамическую балансировку РК в собственных подшипниках с доведением амплитуды виброперемещений подшипников ротора до минимальных величин.

Разработаны новые системы автоматического управления (САУ) вентиляторами на базе современных программируемых логических контроллеров. САУ обеспечивает пуск и контроль работы вентилятора в прямом и реверсивном режиме; регулирование расхода и давления воздуха; ручное и автоматическое управление работой исполнительных механизмов; необходимые блокировки и аварийные защиты; цифровой и светодиодный контроль параметров вентилятора (давление, расход, вибрация, температура и т.п.), режимов его работы и положения механизмов.

Современное вентиляционное оборудование для метрополитенов ОАО "НИПИгормаш" и других российских предприятий по своим техническим и эксплуатационным показателям не уступает зарубежным производителям, соответствует всем нормативным документам и требованиям промышленной безопасности, действующих в РФ, надежно в эксплуатации, удобно в техническом обслуживании, а по показателю "цена–качество" превосходит все зарубежные аналоги. Вентиляторостроители России способны в полном объеме обеспечить потребности страны и ближнего зарубежья.

В.А. Курнаков, канд. техн. наук, зав. каф., **М.В. Груцынов**, канд. техн. наук, доц., ЮРГТУ (НПИ),
А.М. Груцынов, инж.-электроник, ООО "Ростовский электромеханический завод", г. Шахты

E-mail: mihail949@rambler.ru

Энергосберегающая эксплуатация шахтных стационарных установок*

Представлены результаты исследования возможности улучшения экономических показателей работы угольных шахт с автоматизированным электроприводом шахтных стационарных установок.

Ключевые слова: энергосбережение, электропривод, вентиляция, водоотлив.

V.A. Kurnakov, M.V. Grutsynov, A.M. Grutsynov

Energy Saving Exploitation of Mine Stationary Installations

The results of the research in the field of coal mines economic parameters improvement using the automatic electric drive at the mine stationary installations are presented in the article.

Keywords: energy saving, electric drive, ventilation, drainage.

Для улучшения экономических показателей предприятия предлагается поэтапный порядок ввода в работу стационарных установок, а также применение для их привода вентилятно-индукторных электроприводов. Данное предложение, в первую очередь, будет способствовать энергосберегающей эксплуатации шахтных водоотливных и вентиляторных установок. Суммарная мощность электропривода водоотливных и вентиляторных установок на шахте измеряется в тысячах киловатт при КПД, равном 0,4...0,8 для вентиляторных и 0,6...0,7 для водоотливных установок.

Регулирование производительности водоотливных и вентиляторных установок известными способами, наилучшим из которых в энергетическом отношении является применение регулируемого электропривода, позволяет значительно повысить их надежность и срок службы, снизить удельные энергозатраты [1, 2].

На рис. 1 представлены известные графики режимов работы водоотливной установки с тремя насосами (1 рабочий, 1 в резерве и 1 в ремонте) при регулировании производительности рабочего насоса задвижкой и скоростью. Здесь: Q_n , Q_m , Q_p – соответственно номинальный и максимальный притоки воды в шахту и производи-

тельность насоса в рабочей точке без регулирования; H_r , H_0 , H_m – геодезический напор и напор насоса при нулевой производительности и при максимальном притоке на некоторой характеристике при регулировании.

При регулировании скоростью насоса рабочая точка 1 смещается по характеристике трубопровода (режимы 2 и 3). Напор насоса может поддерживаться на постоянном уровне, например H_m , с помощью прикрытия задвижки – режим 2'. Регулирование задвижкой смещает рабочую точку 1 по характеристике насоса (режимы 2" и 3").

Затраты энергии на откачку воды пропорциональны произведению Q на H и зависят от КПД установки. Экономия энергии при регулировании скоростью по сравнению с регулированием задвижкой, например при $Q = Q_n$, пропорциональна площади ΔP . Электроэнергия экономится так же за счет увеличения КПД установки, так как при изменении ее частоты вращения характеристика КПД смещается в сторону регулирования, хотя и несколько понижается [3]. Здесь $n_{н.пр}$ – новая частота вращения, соответствующая непрерывной в течение суток работе насоса на приток, в данном случае Q_n ; $n_{м.пр}$ – частота вращения насоса, соответствующая непрерывной работе насоса на максимальный приток.

* Работа выполнена в рамках госбюджетной темы "Энергосбережение средствами электропривода и автоматики".

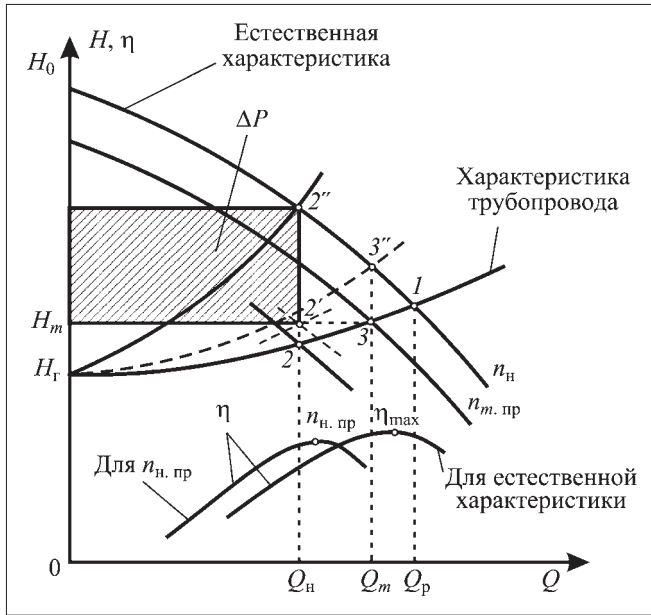


Рис. 1. Графики режимов работы водоотливной установки с тремя насосами при регулировании производительности рабочего насоса задвижкой и скоростью

Для улучшения экономических показателей работы шахтных водоотливных установок с регулируемым электроприводом предлагается применение установок с постепенным наращиванием количества насосов меньшей производительности. На рис. 2 представлены графики организации параллельной работы насосов меньшей производительности. При малом притоке установка работает с тремя насосами как описано выше. Когда количество поступающей в шахту воды превышает Q_p (производительность в рабочей точке 1 при отсутствии регулирования) согласно ПБ устанавливается еще два аналогичных насоса (1 в работе, 2 в резерве и 1 в ремонте) и до максимально возможного притока $Q_{m.разв}$ параллельно работают по два насоса (рабочие точки 5 и 6).

Например, на шахте имени М. Чиха при притоке $80...120 \text{ м}^3/\text{ч}$ и ожидаемом притоке при переходе на уклонное поле — $220...345 \text{ м}^3/\text{ч}$ используются насосы с нерегулируемым электроприводом производительностью $300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Согласно ПБ их должно быть установлено не менее трех, а при притоке $300...600 \text{ м}^3/\text{ч}$ (в перспективе) — пять.

Если применить насосы производительностью $180 \text{ м}^3/\text{ч}$, то на начальный момент можно снизить установленную мощность установки более чем на 500 кВт, значительно снизить затраты на внедрение регулируемого электропривода.

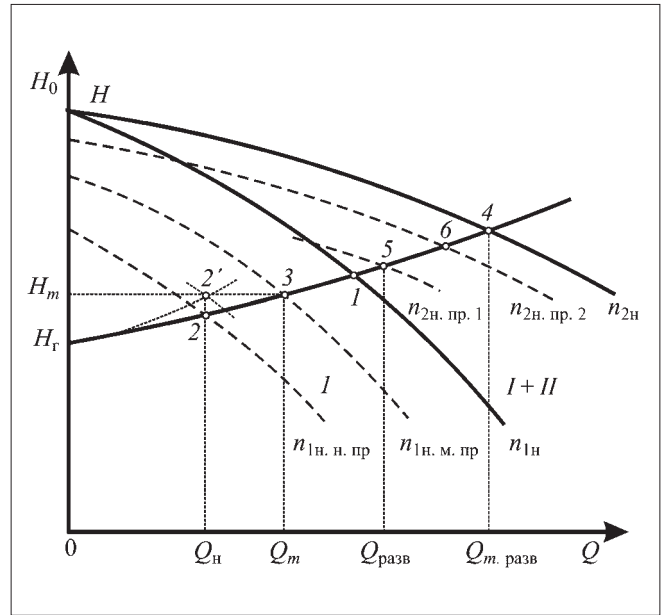


Рис. 2. Графики организации параллельной работы насосов меньшей производительности

При насосах меньшей производительности с регулируемым электроприводом установка будет работать с меньшими потерями энергии, с меньшими потерями в переходных режимах, меньшими затратами на монтаж—демонтаж и обслуживание установки. При увеличении притока и параллельной работе насосов производительностью $180 \text{ м}^3/\text{ч}$ в часы максимумов нагрузки энергосистемы один из насосов можно отключать. При этом второй, в зависимости от притока, работает с регулированием или с номинальной подачей.

Для улучшения экономических показателей работы вентиляторных установок с регулируемым электроприводом предлагается применение трехвентиляторных установок главного проветривания. При малой производительности установки работают по общепринятой схеме с двумя вентиляторами (1 в работе, 1 в резерве). С увеличением потребной производительности монтируется третий вентилятор и установка переходит к параллельной работе двух вентиляторов с третьим резервным, производительность регулируется одновременным изменением частоты вращения обоих вентиляторов. При уменьшении требуемой производительности в зависимости от сезона (зима—лето), в выходные дни или ремонтные смены один из вентиляторов может отключаться.

На рис. 3 представлены характеристика одного вентилятора *VI* (*BII*), совместная характери-

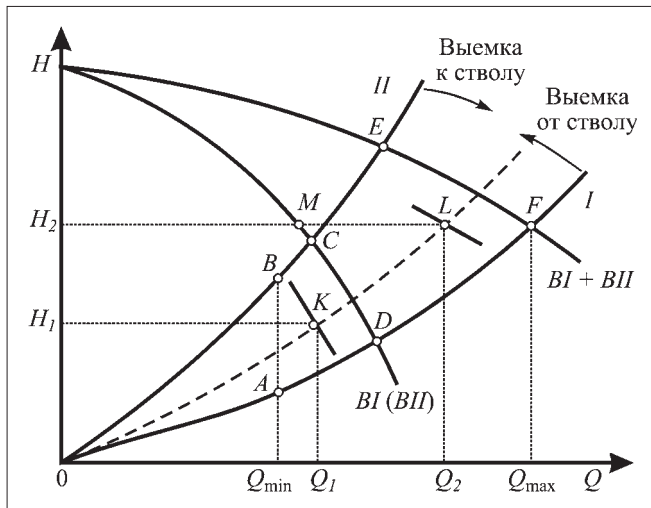


Рис. 3. Характеристика одного вентилятора VI (BII), совместная характеристика двух вентиляторов ($VI+VII$) и характеристики вентиляционной сети (I, II) при развитии горных работ

стика двух вентиляторов ($VI+VII$) и характеристики вентиляционной сети (I, II) при развитии горных работ.

Рабочая зона одного вентилятора при регулировании скорости автоматизированным электроприводом – зона $A-B-C-D$. При перемещении рабочей точки из зоны $A-B-C-D$ в зону параллельной работы вентиляторов $D-C-E-F$ минимум энергозатрат достигается одновременным регулированием скорости двух вентиляторов.

Внедрение трехвентиляторной установки с параллельной работой вентиляторов и автоматизированным электроприводом позволяет уменьшить:

суммарную мощность электродвигателей установки на 25...50 %;

момент инерции каждого вентилятора, следовательно, и время, и потери переходных процессов;

диапазон регулирования скорости вентилятора, т.е. упростить схему и увеличить КПД регулируемого электропривода;

габариты и трудоемкость монтажа, демонтажа и обслуживания вентиляторов.

До последнего времени единственным вариантом регулируемого электропривода для мощных стационарных установок считался частотно-регулируемый электропривод с асинхронным или синхронным двигателем.

Теоретически и технически переход к системе частотно-регулируемого электропривода с асинхронными и синхронными двигателями подготовлен и мог бы стать достижением в случае его своевременного внедрения. В настоящее время это уже не считается прорывом к высокому качеству, так как создан более перспективный вентиляльно-индукторный электропривод.

Вентильно-индукторный электропривод имеет преимущества перед электроприводами постоянного и переменного тока [4, стр. 4–14] по простоте конструкции, по показателям надежности, качества и энергоэффективности: удельный вес меньше на 30...70 %, КПД больше на 5...10 %. Эффективность вентиляльно-индукторного электропривода может увеличиваться также за счет многосекционного, многофазного исполнения и регулирования его мощности путем изменения количества работающих секций электропривода [4, стр. 84–112].

Список литературы

1. **Попов В.М.** Водоотливные установки: Справочное пособие. М.: Недра, 1990.
2. **Вахвахов Г.Г.** Энергосбережение и надежность вентиляторных установок. М.: Стройиздат, 1989.
3. **Козлов М., Чистяков А.** Эффективность внедрения систем с частотно-регулируемыми приводами // Современные технологии автоматизации. 2001. № 1. С. 76–82.
4. **Вентильно-индукторный электропривод** / Доклады науч.-практ. семинара. М.: Изд-во МЭИ, 2006. 112 с.

УДК 622.232.75

В.В. Сойфер, гл. констр. проекта, **В.Н. Королёв**, гл. констр., ОАО "ШахтНИУИ", г. Шахты

E-mail: shaktniui@yandex.ru

О варианте системы управления приводами струга струговой установки 2СН3413 (СН.06) с двухскоростными асинхронными электродвигателями

Приведены структурная электрическая схема и описание системы управления двухскоростными асинхронными электродвигателями приводов струга с применением рудничных реверсивных электромагнитных пускателей, обычно используемых только для односкоростных электродвигателей.

Ключевые слова: приводы струга, двухскоростные электродвигатели, система управления, электрическая схема, пускатели, аппараты, устройства.

V.V. Soifer, V.N. Korolev

About a Variant of the System of Operating the Plough Installation 2СН3413 (СН.06) with Twospeeds Asynchronous Engines by Plough Drives

The structural electrical scheme is given and the systems of operating the plough drives by twospeeds asynchronous electromotors using mining reversible electromagnetic starter usually used only for onespeed electromotors are described.

Keywords: plough drives, twospeed electroengines, the system of operating, electrical scheme, starters, apparatus, devices.

Для управления двухскоростными асинхронными электродвигателями приводов струга струговой установки 2СН3413 (СН.06), работавшей в лаве № 208 ЗАО "Шахта им. Михаила Чиха", первоначально применялись специальные электромагнитные пускатели типа ПВР-250Д2 производства ООО "НПО "Кузбассэлектромотор" (г. Кемерово).

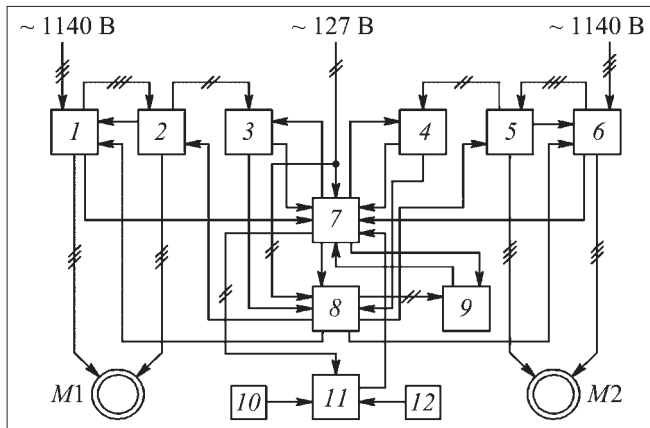
В проекте электрооборудования струговой установки также была предусмотрена возможность применения аналогичных пускателей типа ПВ250Д производства ОАО "НИИВЭМ" (г. Кемерово).

Для упрощения эксплуатации и ремонта пусковой аппаратуры по заказу ЗАО "Шахта им. Михаила Чиха" в ОАО "ШахтНИУИ" была разработана конструкторская документация на исполнение электрооборудования струговой установки 2СН3413 (СН.06), в которой представлена

система управления двухскоростными электродвигателями приводов струга с единичной мощностью до 85/250 кВт с применением рудничных реверсивных электромагнитных пускателей, обычно используемых только для односкоростных электродвигателей.

Структурная электрическая схема разработанной системы управления приводами струга приведена на рисунке.

Основу системы управления составляют шесть реверсивных электромагнитных пускателей с вакуумными контакторами производства ЗАО "ШЗГШО" (г. Шахты) трех типоразмеров по номинальному току: ПВИР-63БТВ на 63 А, ПВИР-125БТВ на 125 А и ПВИР-250БТВ на 250 А. Причем для управления каждым электродвигателем используются три пускателя с разными номинальными токами. Пускатели на ток 125 А предназначены для подключения обмоток



Структурная электрическая схема системы управления приводами струга:

1, 6 – пускатели на 250 А; 2, 5 – пускатели на 125 А; 3, 4 – пускатели на 63 А; 7 – блок дистанционного управления; 8 – устройство ИКУ-2; 9 – реле времени РВИ.1М; 10 – датчик перемещения струга; 11 – пульт управления машиниста; 12 – кнопка переключения скоростей; M1, M2 – электродвигатели

меньшей мощности для работы на низкой скорости, пускатели на 250 А – обмоток большей мощности для работы на высокой скорости, а пускатели на ток 63 А использованы для управления контакторами рабочих пускателей и обеспечения предварительного контроля изоляции обеих кабелей питания и обмоток каждого электродвигателя.

Предварительный контроль изоляции выполняется блоками контроля изоляции (БКИ) управляющих пускателей через проводные переключки между соответствующими силовыми зажимами в отсеках выводов каждого управляющего и одного из рабочих пускателей, а также через проводные переключки между двумя силовыми зажимами двух обмоток в коробках выводов электродвигателей (на схеме эти переключки не показаны) при отключенных цепях предварительного контроля изоляции в рабочих пускателях. Причина невозможности применения блоков БКИ рабочих пускателей состоит в том, что при включении приводных электродвигателей на всех трех фазах неподключенной обмотки появляется однофазное напряжение силовой сети, а блоки БКИ работают при отсутствии напряжения в контролируемой цепи.

Управляющие пускатели 1–6 подключены к двум фазам шахтной силовой сети таким образом, чтобы получал питание внутренний трансформатор, со вторичных обмоток которого подаются напряжения на блоки управления и защи-

ты, а также на катушки контакторов через замыкающие контакты промежуточных реле, при этом цепь предварительного контроля изоляции присоединена к фазной шине, не находящейся под напряжением.

Кроме рассмотренных выше пускателей в состав системы управления входит искробезопасное реле времени РВИ.1М 9, искробезопасное электроконтактное устройство ИКУ-2 8, кнопочный пост управления КУ-91 для ручного переключения скоростей и комплекс аппаратов регулирования и управления стругом АРУС.3.1М, включающий пульт управления, блок дистанционного управления и датчик перемещения струга.

Реле времени РВИ.1М предназначено для обеспечения запуска двухскоростных электродвигателей приводов струга только на низкой скорости и последующего автоматического переключения их на высокую скорость с необходимой выдержкой времени, установленной в пределах от 5 до 15 с.

В пульте управления 11 имеются два реле, которые используются в схеме для автоматического переключения скорости струга с высокой на низкую. Эти реле срабатывают при приближении струга к границам лавы в определенных точках и остаются включенными на все время движения струга к приводам. Точки лавы, в которых происходит срабатывание этих реле, расположены на расстоянии 15 м (10 решеток) от соответствующих приводов. Ближняя к пульту точка переключения задана программно аппаратурой, а дальняя точка устанавливается переключателем на внутренней стороне пульта в зависимости от длины лавы.

Устройство ИКУ-2 предназначено как для автоматического, так и для ручного переключения скорости струга с помощью выходных реле, которые включены в цепи управления пускателей 1, 2 и 5, 6 в соответствии с рисунком. Выходные реле включаются при подаче питания на устройство ИКУ-2 и при замыкании входа электронной схемы соответствующего канала устройства контактами аппаратов управления. При автоматическом переключении скорости струга выходное реле в устройстве ИКУ-2 включается контактами реле пульта, а при ручном управлении – с помощью отдельной кнопки.

Рассматриваемая система управления в соответствии с рисунком работает следующим образом.

В исходном состоянии на все пускатели подано напряжение 1140 В, а на аппаратуру управления – напряжение 127 В. Разъединители всех аппаратов включены, кнопка переключения скоростей 12 не нажата, реле времени 9 не включено, через его переключающий контакт, находящийся в замкнутом состоянии, включен соответствующий канал устройства 8, исполнительные реле которого обеспечивают запуск и работу приводов струга на низкой скорости.

При запуске электродвигателей приводов струга в рабочем режиме ВПЕРЕД или НАЗАД сначала включаются управляющие пускатели 3 и 4, которые своими вспомогательными контактами одновременно включают реле времени 9 и рабочие пускатели 2 и 5, запускающие приводы струга на низкой скорости.

По истечении установленной выдержки времени контакт реле времени 9 переключается, отключая исполнительные реле соответствующего

канала устройства 8, которые своими переключающими контактами отключают рабочие пускатели 2 и 5 и включают пускатели 1 и 6, обеспечивая переключение скорости струга с низкой на высокую.

При приближении струга к границе лавы в определенной точке с помощью реле в пульте и в устройстве ИКУ-2 автоматически происходит переключение скорости электродвигателей приводов с высокой скорости на низкую. Далее струг перемещается до точки реверсирования на низкой скорости и останавливается. С выдержкой времени происходит реверсирование, и начинается движение струга на низкой скорости с последующим автоматическим переходом на высокую скорость. Далее цикл повторяется.

В настоящее время рассмотренная система управления применяется при эксплуатации струговых установок типа 2СН3413 (СН.06) и обеспечивает эффективное проведение технологического процесса при выемке угля, повышает надежность работы оборудования и безопасность его эксплуатации.

ИНФОРМАЦИЯ

Окончание, начало см. на стр. 15, 21, 30.

Семинар №20. Горно-транспортные машины и оборудование для переработки минерального сырья и защиты окружающей среды

Руководители: проф. В.И. Галкин, проф. Ю.В. Дмитриак,

ученый секретарь - доц. В.В. Зотов
(т. 8(499)230-2472).

Семинар №21. Горные машины и оборудование

Руководитель: проф. Л.И. Кантович,
ученый секретарь - доц. О.В. Белянкина
(т. 8(499)230-9440).

Семинар №22. Современные технологии в горном машиностроении

Руководитель: проф. А.П. Вержанский,
ученый секретарь - доц. О.Н. Шагарова
(т. 8(499)230-9440).

Семинар №23. Электрификация и энергосбережение в горной промышленности

Руководители: проф. А.В. Ляхомский, проф. А.Т. Ерыгин,
ученый секретарь - доц. Г.М. Петров
(т. 8(499)230-2335).

Семинар №24. Технические средства (приборы и системы) обеспечения безопасности горных работ

Руководители: проф. С.З. Шкундин, проф. В.В. Кудряшов,

ученый секретарь - доц. В.В. Стучилин
(т. 8(499) 230-2531).

Семинар №25. Природный камень. Дизайн. Технологии

Руководитель: проф. Е.П. Мельников,
ученый секретарь - проф. Ю.А. Павлов
(т. 8(499)230-2792).

Семинар №26. Физические и химические методы переработки минерального сырья

Руководители: акад. РАН В.А. Чантурия, проф. В.М. Авдохин,

ученый секретарь - доц. Т.И. Юшина
(т. 8(499)230-2446).

Семинар №27. История МГГУ - источник патриотического воспитания студентов

Руководитель: проф. В.А. Карноухов,
ученый секретарь - канд. фил. наук Е.А. Рябов
(т. 8(499)230-2417).

Состояние и перспективы развития средств комплексной механизации очистных работ на угольных шахтах

Анализируются параметры сложившейся технологии средств механизации ведения очистных работ на угольных шахтах. Показаны преимущества фронтальной выемки угля в сравнении с фланговой.

Ключевые слова: очистные работы, длинные лавы, комплексы и агрегаты, технология ведения работ, эффективность использования, совершенствование оборудования, анализ рассматриваемых проблем.

D.E. Makhno

Status and Development Prospects of the Mechanization of Remediation at Coal Mines

Analyses the current settings of technology mechanization of mining for coal mines. Showing the benefits of front coal extraction compared to flanking extraction.

Keywords: mining work, long mining face, complexes and units, technology, efficiency, improved equipment, analysis of the issues.

В последние годы подземная технология добычи полезных ископаемых получает все большее развитие на фоне некоторого снижения темпов роста открытых горных работ. При этом технико-экономические показатели подземной технологии приближаются, а в ряде случаев превосходят качественные характеристики открытых разработок. Это обеспечивается созданием и внедрением современной техники на базе новых прогрессивных технологий ведения горных работ, что особо заметно на примере развития средств комплексной механизации очистных работ.

Общая тенденция совершенствования и развития средств механизации очистных работ сопровождается повышением технических параметров машин на базе увеличения мощности привода комбайна. При этом все технические решения и разработки непосредственно связаны и зависят от принятой технологии ведения горных работ.

Основным решением последних лет является узкозахватная схема фланговой выемки угля в длинных забоях с управлением кровлей обрушением механизированной крепи. Вся активная нагрузка на машины и механизмы сосредоточена в одной точке, перемещающейся вдоль длинного забоя, закрепленного секциями механизирован-

ной крепи. При этом направление движения комбайна не совпадает с фронтом передвижения секций механизированной крепи. Эта несогласованность влечет за собой ряд противоречий.

Увеличение мощности комбайна и скорости подачи машин до 15 м и более в минуту привело к тому, что механизированная крепь является сдерживающим фактором в направлении дальнейшего совершенствования и повышения технических параметров выемочных машин. Даже при рабочих скоростях подачи комбайна 6 м/с на передвижку рамной секции крепи шириной 1 м приходится всего 10 с. За это время нужно успеть разгрузить секцию, переместить ее к забою на ширину захвата комбайна, выполнить распор стойками и оценить качество выполнения операции. Такой темп непрерывной работы в течение смены невозможен для оператора. Работа в таком режиме возможна лишь при автоматическом управлении крепью. В ряде отдельных случаев решение проблемы достигается за счет перехода на шахматный порядок передвижки секций (при устойчивых боковых породах), увеличения ширины секций (1,5 м и более), передвижки секций с подпором при неполной разгрузке крепи. Все это не исключает полностью создавшегося технического противоречия, когда процесс управления кровлей

сдерживает возможности дальнейшего улучшения параметров комбайна.

Другим противоречием является выбор оптимальной длины лавы, количества секций механизированной крепи. На крепь приходится до 95 % металлоемкости конструкций, а следовательно, трудоемкости технического обслуживания и стоимости оборудования. Последние факторы, как правило, не учитываются при определении оптимальной длины лавы. Чем больше длина лавы, тем более глубокие противоречия с концентрацией основных работ в одной точке забоя, где находится очистной комбайн. В целом с увеличением длины лавы сокращаются удельные затраты на проведение подготовительных выработок и их поддержание, выполнение концевых операций. В то же время с увеличением длины забоя возрастают затраты по статье основные фонды, трудоемкость работ по техническому обслуживанию и ремонту комплекса, снижается вероятность отработки пластов с местными геологическими нарушениями боковых пород.

В настоящее время средняя длина забоя на шахтах Российской Федерации составляет примерно 140 м. Комплексно механизированные забои с повышенной нагрузкой на забой имеют длину лавы 200 м и более. Струговые установки, требующие подготовку ниш, имеют длину забоя более 250 м. При общей тенденции увеличения несущей способности механизированной крепи, когда масса одной секции превышает 15...16 т, технические противоречия между длиной лавы и экономическими показателями работы комплексов все более возрастают. В каждом конкретном случае задача оптимальной длины лавы должна решаться индивидуально. Фронтальная схема выемки с одновременным и сонаправленным передвижением крепи лишена этих противоречий. Здесь длина лавы не влияет на производительность комплекса (агрегата).

Первые опыты создания средств комплексной механизации по технологической схеме фронтальной выемки были реализованы в агрегатах А-2, А-3, АФ-15, а также в щитовых комплексах типа АЩ на крутом падении. Такие комплексы, как правило, базируются на технологии выемки угля конвейеростругом, исключаящим как таковые концевые операции. Разрушение угля проводится непосредственно с поверхности забоя одновременно по всей его длине при одновременном транспортировании до места перегрузки. Разрушение угля в отжатой зоне существенно снижает энергоемкость процесса выемки. Исключение концевых операций и применение высокопроизводительных проходческих комбайнов устраняют фактор зависимости эффек-

тивности работы комплекса от длины лавы. Это существенно сокращает затраты по статье основные фонды и делает комплекс более приспособленным к возможным изменениям горно-геологических условий разрабатываемых пластов. Появляется возможность существенного сокращения длины забоя и перехода на схему отработки столбов без монтажно-демонтажных работ с разворотом комплекса на 180° при отработке очередного блока. Фронтальная схема в сравнении с фланговой снимает ограничения в предельной скорости перемещения механизированной крепи, поскольку направление движения секции совпадает с направлением подвигания забоя. Все это способствует сокращению длины забоя и стоимости оборудования.

Близка по технологической направленности решения камерно-столбовая система отработки с использованием проходческо-очистных комбайнов типа Урал-10 и Урал 20КСА. Мощность привода этих машин обеспечивает уровень производительности до 5...8 т/мин, что гарантирует нагрузку на забой до 3...5 тыс. т/сут. Применение анкерной крепи исключает необходимость использования металлоемких механизированных крепей. Возможна разработка с удержанием кровли на целиках. Все это упрощает технологию ведения горных работ, делает ее более экономичной и конкурентоспособной в условиях устойчивых боковых пород.

Переход на новые этапные решения требует разработки и создания специальных средств механизации, связанных с ломкой ранее сложившихся традиций. Примером тому может быть переход от широкозахватной к узкозахватной выемке угля, который потребовал создания принципиально новых технологических решений и занял ни один десяток лет. Были созданы новые комбайны, изгибающиеся конвейеры, появилась возможность применения механизированных крепей. Все это обеспечило на порядок улучшение основных технико-экономических показателей работы оборудования.

Проблемы, поднятые в статье, носят дискуссионный характер и нуждаются в широком обсуждении. Настал вопрос критического пересмотра поднятых проблем в целях дальнейшего совершенствования технологии и средств механизации очистных работ [1, 2].

Список литературы

1. Кантович Л.И. О перспективе агрегатной выемки угля / Л.И. Кантович, И.Л. Пастоев // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 5. С. 5–7.
2. Габов В.В. Оценка эффективности способов отделения угля от массива и направления комплексной механизации очистных работ / В.В. Габов, А.К. Логинов, М.И. Смирнов // Горные машины и автоматика. 2004. № 8. С. 6–9.

Новое в поверхностной закалке

(к 10-летию разработки ручной плазменной закалки)

Приведены преимущества плазменной закалки. Обоснована целесообразность применения ручного способа плазменной закалки. Описана установка УДГЗ-200 для реализации этого способа. Показана возможность механизации процесса закалки с использованием УДГЗ-200. Рассмотрены примеры использования установки для закаливания различных машиностроительных узлов и деталей.

Ключевые слова: закалка, плазменная дуга.

V.A. Korotkov

New in the Surface Hardening

Advantages of plasma training are resulted. The expediency of application of a manual way of plasma training is proved. Installation for realization of this way is described. Possibility of mechanization of process. Examples of use of installation for training of various machine-building knots and details are resulted.

Keywords: hardening, plasma arc.

Введение

Плазменная закалка получила известность примерно 30 лет назад, когда на рубеже 1970–1980-х гг. в промышленности появилось много плазменных установок различного назначения. Вполне естественно, что рационализаторы и исследователи начали пытаться использовать плазмотроны для поверхностной закалки. В работе [1] для этого адаптировали установку микроплазменной сварки, в работе [2] – установку плазменного напыления. В Нижне-Тагильском филиале Уральского политехнического института для плазменной закалки модернизировали установки: плазменной сварки [3], плазменной резки [4], аргонодуговой сварки [5].

При плазменной закалке дугой прямого действия деталь находится под напряжением, что позволяет разогреть лишь тонкий поверхностный слой толщиной 1...2 мм. Благодаря этому быстрое охлаждение, необходимое для закалки, обеспечивается теплоотводом в ненагретое тело детали и отпадает необходимость в подаче и уборке воды с закаливаемой детали. Поскольку небольшие размеры плазмотронов допускают их ручное манипулирование, а отсутствие синхронной подачи на деталь воды не рассеивает внима-

ние оператора, то представлялось, что плазменная закалка дугой прямого действия может осуществляться вручную. В этом случае плазмотрон, подобно кисти маляра, мог бы добираться до любых участков поверхности и закаливать то, что ранее было недоступно. Но такого не случилось. Оказалось, что даже небольшие отклонения скорости перемещения, расхода плазмообразующего газа, длины дуги от оптимальных значений приводят к оплавлению поверхности или исчезновению закаленного слоя. Поэтому плазменную закалку дугой прямого действия производили лишь на автоматических установках, когда перечисленные параметры поддаются точному поддержанию [6].

Таким образом, долгое время в промышленности не было способа, позволяющего выполнять плазменную закалку вручную. В век роботов и "безлюдных" производств задача разработки ручной технологии может показаться ошибочной. Но это не так. Ручные технологии, благодаря универсальности, демонстрируют живучесть. В мире основной объем сварки (более 80 %) выполняется электродами или полуавтоматами, т.е. вручную. По аналогии можно было ожидать, что с разработкой ручной плазменной

закалки объемы упрочнения закалкой возрастут, и произойдет это за счет изделий, которые ранее по тем или иным причинам закалить было невозможно. Забегая вперед, отметим, что именно так и случилось. Ручная плазменная закалка увеличила номенклатуру закаливаемых изделий и решила ряд острых проблем на ведущих предприятиях Урала, таких как ОАО "ЧМК", ОАО "НТМК", ОАО "ВСМПО-АВИСМА", ОАО "ЧТПЗ", ОАО "КГОК" и др.

Установка плазменной закалки УДГЗ-200

В ООО "Композит", созданном кафедрой сварки Нижне-Тагильского филиала УПИ в 1990 г., неоднократно предпринимались попытки преодолеть недостатки, присущие плазменной закалке дугой прямого действия. Желаемый результат был достигнут в 2002 г., когда была разработана установка для поверхностной закалки деталей плазменной дугой УДГЗ-200.

В состав установки входит (рис. 1) закалочная горелка, которая подключается к блоку ее автономного охлаждения, соединенного с источником питания кабелем-рукавом. В качестве плазмообразующего газа используется аргон. Установка снабжается паспортом, сертификатом и руководством по эксплуатации.

Техническая характеристика установки УДГЗ-200

Напряжение питающей сети, В	3×380 или 1×220
Частота питающей сети, Гц	50
Номинальный ток при ПН 80 % и цикле 1 ч, А	200
Номинальное рабочее напряжение, В	30
Напряжение холостого хода, не более, В	85
Потребляемая мощность, кВт, не более	15
Масса, кг	20 + 20

При ручном ведении закалки важно иметь ориентиры, чтобы поддерживать нужную длину и скорость перемещения дуги. Сначала пред-

ставлялось, что даже если они будут определены, то оператор не сможет раздвигать внимание, чтобы ими воспользоваться. Однако нашлось простое решение. Приняли во внимание, что прежде чем расплавиться, закаливаемая поверхность под дугой начинает "вспотевать", и это видно через сварочный светофильтр. Оператору ставится задача иметь под дугой "вспотевание", но не доводить поверхность до "плавления". Ориентируясь на это, сварщики 2-3 разрядов быстро овладевают навыком ручной плазменной закалки.

Сварщик горелкой-плазмотроном закаливает поверхность полосами шириной по 7...14 мм с некоторым их перекрытием. Твердость закаленного слоя того же уровня, что при обычной закалке, т.е. увеличивается с ростом содержания углерода в пределах HRC 40...65; глубина упрочненного слоя ~1 мм. На стыках закаленных полос имеет место отпускное снижение твердости, но это обстоятельство чаще всего не мешает получать положительный результат от применения плазменной закалки.

Закалка происходит без подачи воды за счет теплоотвода в деталь, что позволяет вести ее не только в термических цехах, но и на ремонтных или монтажных площадках (рис. 2, см. 3-ю стр. обложки). Закалка установкой УДГЗ-200 не дает деформаций, не ухудшает шероховатость поверхности в диапазоне Rz5...80. Поэтому многие детали после плазменной закалки эксплуатируются без финишной шлифовки.

Процесс закалки установкой УДГЗ-200 может быть механизирован или автоматизирован. В последнем случае горелка закрепляется, например, на каретке наплавочной установки (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки) или на рабочем органе робота. За прошедшее после разработки установки УДГЗ-200 время ей было найдено различное применение на ведущих предприятиях Урала [6-8], она удостоена серебряной медали на Женевском салоне изобретений и инноваций в 2008 г.

Закалка зубчатых и шлицевых соединений

Зубчатые колеса и шестерни для долговечности подвергаются объемной закалке с отпуском, закалке газовым пламенем, закалке ТВЧ, цементации, нит-

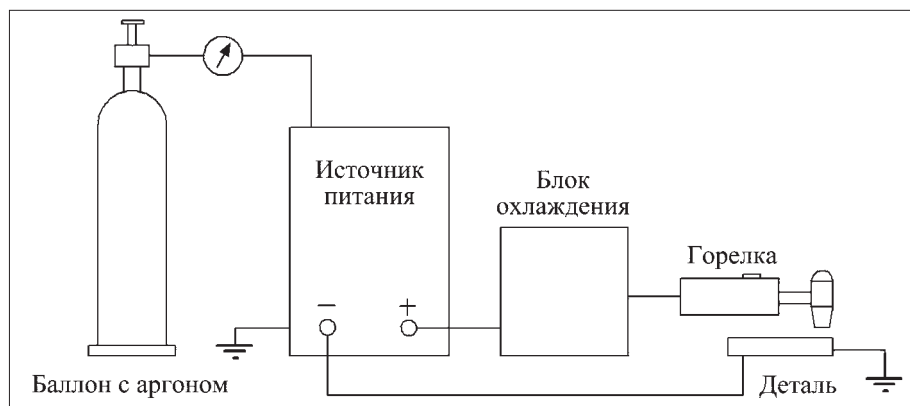


Рис. 1. Установка УДГЗ-200

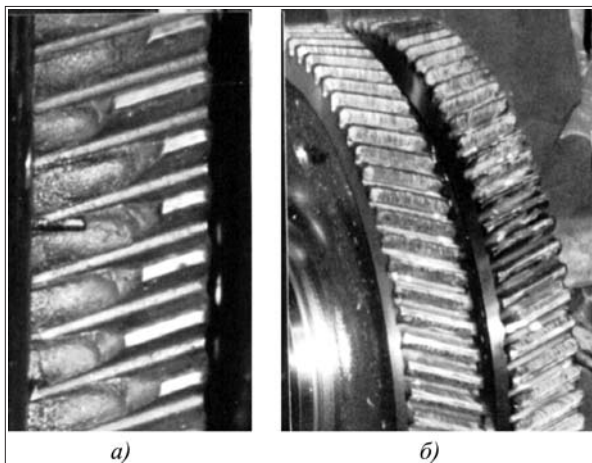


Рис. 5. Приводные шестерни грузовых моторных вагонов: а – закаленные ТВЧ с выкрошенными зубьями; б – с плазменной закалкой

роцементации и азотированию. Эти технологии требуют дорогостоящего оборудования, специализированных цехов, освоение их сопряжено с немалыми трудностями. В результате оказалось, что предприятий, нарезающих шестерни и зубчатые колеса, гораздо больше, чем имеющих оборудование для их упрочнения. Поэтому значительная часть зубчатых и шлицевых соединений эксплуатируется без термического упрочнения, как следствие, быстро изнашивается и становится причиной частых ремонтов.

Разработанная установка УДГЗ-200 позволяет использовать ее для упрочнения зубчатых зацеплений с модулем $m \geq 5...6$ [7]. В 2004 г. Нижне-Тагильский металлургический комбинат стал испытывать затруднения со своевременным изготовлением для сталеразливочных кранов грузоподъемностью 225 т зубчатых колес диаметром 2208 мм из стали 35ГЛ, которые поступали в эксплуатацию без термического упрочнения. После плазменной закалки твердость увеличилась с HB200 до HB500, а срок службы вырос примерно в 3 раза. С тех пор все зубчатые колеса сталеразливочных кранов проходят плазменную закалку. Впоследствии с таким же эффектом закаливались зубчатые венцы рудоусредительной машины на Челябинском металлургическом комбинате, зубчатые венцы шаровых и стержневых мельниц на Высокогорском и Качканарском ГОКах.

На рис. 4 (см. 3-ю стр. обложки) представлены валы-шестерни, у которых плазменной закалкой упрочнены и шевронные зубья, и шлицы. Выполнить упрочнение иными способами в корпорации ВСМПО-АВИСМА не смогли – из возможных вариантов единственно доступным ока-

зался вариант с применением плазменной закалки.

У моторных грузовых вагонов приводная шестерня (рис. 5) открыта и быстро изнашивается из-за попадания на нее абразивной пыли. На Качканарском ГОКе для продления срока службы применяют закалку ТВЧ. Но закалка на высокую твердость существенного продления срока службы не дает из-за выкрашивания зубьев, а закалка на меньшую твердость не приводит к замедлению износа. В 2005 г. было решено перейти на плазменную закалку, и к 2008 г. закалили 241 приводную шестерню, а с 2008 по 2011 г. – только 53. Столь существенное сокращение потребности в приводных шестернях свидетельствует о их возросшей наработке в результате плазменной закалки.

Закалка штампов

Значимые результаты принесла плазменная закалка на штампах различного назначения. На Уралвагонзаводе с помощью ее в 2,7 раза был сокращен расход вырубных штампов. Поступающие в работу штампы после объемной закалки имеют твердость HRC 50...56; после плазменной закалки кромок твердость возрастает до HRC 58...62, и за счет этого увеличилась стойкость [8].

В 3 раза сокращен расход чугуновых формовочных штампов на Челябинском трубопрокатном заводе. Здесь плазменная закалка применена взамен газопламенной закалки, что увеличило твердость с HRC50 до HRC60. Подобный рост стойкости получен при закалке формовочных штампов на Горьковском автозаводе и вытяжных штампов (рис. 6, см. 4-ю стр. обложки) для производства тройников труб большого диаметра на заводе "Трубодеталь".

В корпорации ВСМПО-АВИСМА в 1990-х гг. с переходом на более прочные марки титана произошло снижение стойкости штампов. Для восстановления стойкости увеличили твердость штампов за счет снижения температуры отпуска после объемной закалки. Но при этом возросло число поломок штампов и желаемого не достигли. В 2006 г. опытная плазменная закалка штампов показала увеличение их стойкости. Тогда было решено для устранения поломок вернуться к температуре отпуска 1990-х гг., а для предупреждения быстрого износа дополнительно упрочнять рабочую поверхность штампов плазменной закалкой. В настоящее время упрочнение штам-

пов плазменной закалкой производится двумя установками УДГЗ-200.

На Волжском автомобильном заводе многие штампы изготавливаются с предварительной разрезкой на небольшие фрагменты, которые закалывают с нагревом в печах, а затем трудоемкой фрезеровкой и шлифовкой закаленного металла подгоняют фрагменты один к другому для получения рабочего штампа. Был проведен опыт подгонки фрагментов в незакаленном состоянии, когда мягкий металл не вызывает затруднений при механообработке. После этого выполнили плазменную закалку, которая не вызвала короблений, и штамп после сборки пошел в работу. Себестоимость его изготовления оказалась ниже на 30 %, а ремонтные расходы при его эксплуатации снизились в 3 раза. Последнее означает, что плазменная закалка увеличила износостойкость штампов по сравнению с объемной закалкой. В настоящее время на ВАЗе исследуется возможность замены составных штампов цельными, упорчяемыми плазменной закалкой.

На заводе им. Серова плазменную закалку успешно применили не в дополнение, а взамен объемной закалке при изготовлении ножей пресс-ножниц. То же сделали на Уралвагонзаводе при изготовлении длинномерных гибочных матриц, которые при объемной закалке давали недопустимый прогиб.

Закалка крановых колес и рельс

На Уралвагонзаводе рельсовые направляющие на автоматической линии по изготовлению колесных осей достигли почти предельного износа, когда их подвергли плазменной закалке. Последующие наблюдения показали, что интенсивность изнашивания в результате закалки уменьшилась почти на порядок.

На Челябинском трубопрокатном заводе крановые рельсы КР100 с плазменной закалкой после года эксплуатации лишь "приработались", тогда как незакаленные изнашивались на 2 мм.

Медеплавильный завод "Святогор" взамен сорбитизации крановых колес начал применять поверхностную плазменную закалку (рис. 7, см. 4-ю стр. обложки).

Иные примеры плазменной закалки

Плазменная закалка эффективно упрочняет обычно незакаливающиеся низкоуглеродистые стали. Так, закалка буртов подпятникового места жел.-дор. вагона (сталь 20ГЛ) увеличила их твердость с НВ180 до НВ400, а пробег – в 3 раза.

В связи с этим на Уралвагонзаводе проводятся работы по внедрению плазменной закалки деталей вагонной тележки в производство (рис. 8, см. 4-ю стр. обложки).

При изготовлении валков для правки труб большого диаметра их закалывают ТВЧ. После получения износа валки протачивают на ремонтный размер, но их наработка после переточки в несколько раз снижается. Повторная закалка ТВЧ сопровождалась растрескиванием поверхности, поэтому ее не практикуют. Попытка плазменной закалки (см. рис. 3 на 3-й стр. обложки) переточенных валков оказалась успешной, а срок службы – сопоставимым с новыми валками, закаленными ТВЧ.

Решение перечисленных выше производственных проблем состоялось во многом потому, что к плазменной закалке изделий приступали в любом месте их нахождения без дорогостоящих закупок оборудования и модернизации под него цехов. В этом состоит важное преимущество установки УДГЗ-200 перед иными установками для термического упрочнения [9]. В настоящее время в ООО "Композит" эксплуатируются более 10 установок УДГЗ-200 и столько же реализовано на другие предприятия.

Заключение

Десятилетний опыт показывает, что закалка новой установкой УДГЗ-200 дает возможность получения следующих важных результатов.

Закаленный слой составляет ~1 мм, что обеспечивает ему хорошую работоспособность в различных условиях эксплуатации.

Закаленная поверхность не имеет окалины и не повреждается оплавлением, что допускает отправлять в эксплуатацию зубчатые, шлицевые и другие детали сразу же после закалки без дополнительной механообработки или ограничиваться зачисткой лепестковым кругом.

Закалка производится без сопутствующего охлаждения водой, что делает ее возможной к применению не только в специализированных термических цехах, но и в самых различных местах: на монтажных и ремонтных площадках, на открытом воздухе, по месту эксплуатации деталей. Как следствие, теперь закалывают, что ранее было недоступно.

Плазменная поверхностная закалка может применяться как дополнительное упрочнение штампов, прошедших объемную закалку, с увеличением стойкости до нескольких раз.

Закалка плазменной дугой упрочняет, обычно незакаливающиеся, низкоуглеродистые стали, что расширяет область применения закалки.

Плазменная закалка может применяться взамен традиционных, но более дорогостоящих способов закалки: с нагревом в печах, газовым пламенем, ТВЧ.

Список литературы

1. Кобяков О.С., Гинзбург Е.Г. Использование микроплазменного нагрева в процессах упрочняющей технологии // Автоматическая сварка. 1985. № 5. С. 65–67.

2. Плазменное поверхностное упрочнение // Л.К. Лещинский, С.С. Самотугин, И.И. Пирч, В.И. Комар. Киев: Техника, 1990. 109 с.

3. Толстов И.А., Коротков В.А. Справочник по наплавке. Челябинск: Металлургия, Челябинское отд-ние, 1990. 384 с.

4. Восстановление и упрочнение роликов / В.А. Коротков, Л.В. Баскаков, И.А. Толстов // Сварочное производство. 1991. № 3. С. 31–33.

5. Особенности электродуговой поверхностной закалки валковых сталей / В.Н. Давыдов, Р.И. Силин, Н.Н. Давыдова и др. // Бюл. "Черная металлургия", 1990. № 5. С. 58–60.

6. Восстановление и упрочнение деталей и инструмента плазменными технологиями / В.А. Коротков, А.А. Бердников, И.А. Толстов. Челябинск: Металл, 1993. 144 с.

7. Коротков В.А. Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 87–89.

8. Повышение стойкости штампов плазменной закалкой / В.А. Коротков, И.Д. Михайлов, Э.Ж. Агафонов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2009. № 1. С. 40–45.

9. Новая установка для упрочняющей обработки / Коротков В.А., Макаров С.В. // Металлообработка. 2009. № 5. С. 43–46.

УДК 621.822.6

В.М. Кравченко, д-р техн. наук, проф., ПГТУ, г. Мариуполь, **В.А. Сидоров**, канд. техн. наук, доц., ДонНТУ, г. Донецк, **В.В. Буцукин**, канд. техн. наук, доц., ПГТУ, г. Мариуполь, Украина

E-mail: butsukin@mail.ru

Влияние несоосности элементов муфты на работу подшипников качения

Рассмотрено влияние несоосности элементов муфты на работоспособность подшипников качения соединяемых валов. На примере из практики эксплуатации вентиляторов показана возможность выявления несоосности на основе методов вибрационной диагностики.

Ключевые слова: подшипник, вал, муфта, несоосность, диагностика.

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

Influence of Misalignment of Elements of Shaft Couplings on Serviceability of Bearings

Influence misalignment of elements of shaft couplings on the serviceability of bearing describe in this article. On an example from practice of exploitation of ventilators possibility of exposure of misalignment is shown on the basis of methods of vibration diagnostics.

Keywords: bearing, shaft, coupling, misalignment, diagnostics.

Безотказность работы горного оборудования в значительной мере определяется надежностью подшипников качения — основных опорных узлов, используемых для валов и осей его механических и электромеханических систем [1, 2]. Срок службы правильно выбранного и смонтированного подшипника может достигать 10–20 лет, что сопоставимо

или превышает временной период эксплуатации механизма, в котором подшипник установлен [3]. Одним из существенных факторов, влияющих на работоспособность подшипников, является неизбежная несоосность осей валов смежных механизмов, соединяемых муфтами для передачи крутящего момента.

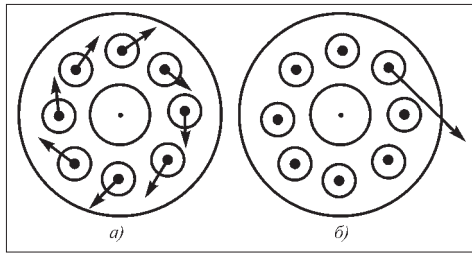


Рис. 1. Равномерная передача крутящего момента (а) и передача крутящего момента одним элементом (б)

Применение компенсирующих муфт позволяет эффективно снижать силы, возникающие при несоосности валов. Однако это возможно лишь в диапазоне допустимых смещений и перекосов для каждой муфты. Расцентровка приводит к ускоренному износу деталей соединительного элемента.

Передача крутящего момента чаще всего происходит при помощи нескольких элементов, расположенных по периметру муфты (пальцы в упругой втулочно-пальцевой муфте, зубья в зубчатой муфте). При идеальной симметрии все элементы нагружены равномерно и на каждый действует окружная сила [4]:

$$P = M_{кр} / (Rz),$$

где $M_{кр}$ – передаваемый муфтой крутящий момент, Н·м; R – радиус окружности, на которой расположены элементы, м; z – число элементов.

В этом случае сумма проекций всех сил на плоскость, перпендикулярную оси вращения, равна нулю – дополнительные поперечные силы на подшипники вала отсутствуют (рис. 1, а).

Погрешности при изготовлении, неодинаковый износ элементов в процессе эксплуатации приводят к неравномерному распределению сил между элементами. Если параметры износа деталей муфты и несоосность валов не превышают значений регламентируемых нормативно-технической документацией, возникающие дополнительные нагрузки ΔP в поперечном направлении можно учесть, введя в формулу коэффициент k неравномерности приложения нагрузки:

$$\Delta P = M_{кр} / [Rz(k-1)].$$

В этом случае коэффициент k определяется обычно в зависимости от конструкции используемой муфты на основе эмпирических данных, приведенных, например, в [4]. Дополнительная нагрузка при изменении количества передающих крутящий момент элементов будет меняться ступенчато.

Предельное значение дополнительной нагрузки определяется случаем передачи крутящего момента одним элементом:

$$\Delta P_{max} = M_{кр} / R.$$

Одновременно с износом элементов будут увеличиваться и силы, вызывающие дополнительные нагрузки на подшипник. Возможность относительных смещений деталей муфты может приводить к возникновению сил трения, вызывающих возникновение осевых сил, действующих на подшипники, деформаций валов и к возникновению значительных вибраций.

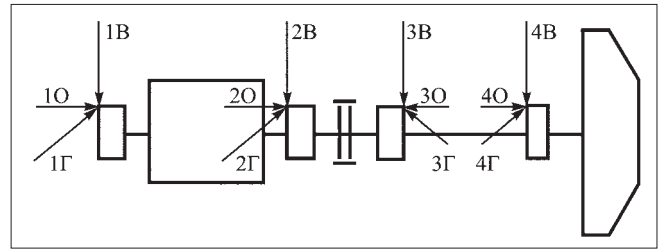


Рис. 2. Расположение точек контроля и направления измерения виброскорости:

1 и 2 – опоры вала электродвигателя, 3 и 4 – опоры вала вентилятора

В этом случае данные вибрационной диагностики могут позволить своевременно обнаружить отклонения в работе и после соответствующих ремонтных воздействий привести оборудование в работоспособное состояние.

В качестве примера рассмотрим ситуацию, возникшую на одном из предприятий Донецкого региона. В ходе эксплуатации были выявлены факты преждевременного выхода из строя подшипников, расположенных на валах вентиляторов ДН-26 и приводящих их в движение электродвигателей по обе стороны от упругой втулочно-пальцевой муфты. Для оценки возможных причин этого негативного явления было проведено исследование вибрационной активности нового вентилятора после завершения его монтажа. Обследование агрегата показало высокий общий уровень вибрации на "проблемных" подшипниковых опорах, смежных с упругой втулочно-пальцевой муфтой. Расположение контрольных точек и направления измерений виброскорости приведены на рис. 2. Результаты измерения общего уровня вибрации (виброскорости) приведены в табл. 1. Уровень вибрации опор, разрешенный согласно паспорту вентилятора, не более 4,5 мм/с.

В спектрограммах виброскорости доминировала вибрация, соответствующая частоте вращения 12,3 Гц (740 мин^{-1}). В качестве примера на рис. 3 приведена спектрограмма вертикальной (В) составляющей виброскорости 3-й опоры (см. рис. 2).

Для оценки работоспособности муфты проведены оценка соосности валов при собранной муфте и демонтаж муфты. Установлено:

остаточная несоосность составляла 0,02 мм в радиальном направлении и 0,05 мм в осевом направлении, что для данного типа муфты соответствует допустимым значениям;

при проверке работоспособности муфты оказалось, что муфта зажата (отсутствовал взаимный люфт), а крутящий момент передавался двумя пальцами из 10.

Причина дефекта – непарность полумуфт (соответствующие отверстия под пальцы оказались несоосны). Проведена индивидуальная подгонка упругих втулок пальцев для обеспечения равномерной передачи крутящего момента. Результаты измерения общего уровня вибрации после подгонки упругих втулок пальцев приведены в табл. 2. Спектрограмма верти-

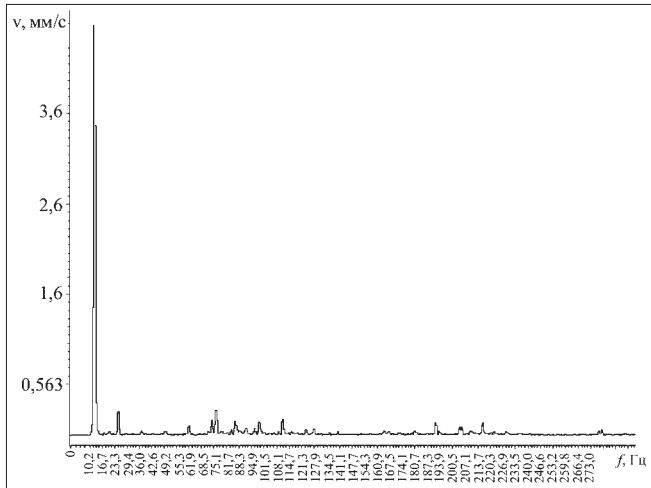


Рис. 3. Спектрограмма вертикальной составляющей виброскорости 3-й опоры (см. рис. 2) в исходном состоянии

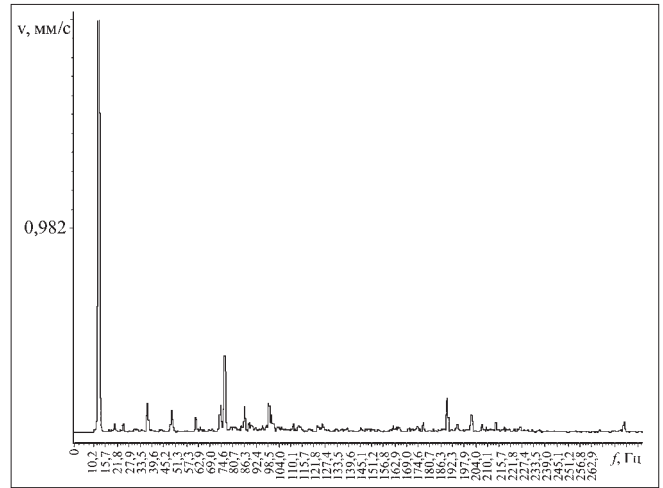


Рис. 4. Спектрограмма вертикальной составляющей виброскорости 3-й опоры (см. рис. 2) после подгонки упругих втулок пальцев

Таблица 1

Таблица 2

Результаты измерения общего уровня вибрации в контрольных точках вентилятора ДН-26

Результаты измерения общего уровня вибрации в контрольных точках вентилятора ДН-26 после подгонки пальцев

Точка измерения	Виброскорость, мм/с, для направлений измерения		
	Вертикальное В	Горизонтальное Г	Осевое О
1	2,1	2,1	4,1
2	2,2	4,7	4,9
3	5,3	4,4	3,3
4	2,1	2,3	3,3

Точка измерения	Виброскорость, мм/с, для направлений измерения		
	Вертикальное	Горизонтальное	Осевое
1	1,1	1,5	1,7
2	1,8	3,1	2,6
3	2,7	1,7	1,8
4	1,7	1,1	1,9

кальной составляющей виброскорости 3-й опоры после подгонки показана на рис. 4.

Снижение общего уровня вибрации, практически в 2 раза, свидетельствует о правильном выборе ремонтного воздействия. Соединительная муфта восстановила свои компенсирующие функции. Статически неопределенная система, образовавшаяся при зажатой муфте, превратилась в два статически определенных двухопорных вала, соединенных компенсирующим элементом.

Таким образом, правильно выбранные ремонтные воздействия могут коренным образом изменить техническое состояние механизма, даже без замены элементов.

Выводы

1. Установлено, что при несоосности валов, соответствующей установленным требованиям, вследствие несоосности отдельных

элементов соединительных муфт возможно возникновение дополнительных нагрузок на валы, соединенные муфтой.

2. Выявление подобного несоответствия в смонтированном механизме возможно методами вибрационной диагностики, в частности, на основе анализа результатов замеров виброскорости на опорных узлах валов, смежных с проверяемой муфтой.

3. В связи с изложенным представляется целесообразным рекомендовать вибродиагностику в качестве обязательной операции при проверке качества монтажа нового и отремонтированного оборудования.

Список литературы

1. Элькин И.Л., Казаков С.С., Шевченко Г.Е. Испытания угледобывающих машин. М.: Недра, 1980.
2. Кравченко В.М. Техническое обслуживание и диагностика промышленного оборудования. Донецк: Юго-Восток Лтд, 2004.
3. Справочник SKF по техническому обслуживанию подшипников качения. Публикация 4100R. Рег. 70 3000 1995.
4. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / под ред. В.С. Полякова. 2-е изд., испр. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. 344 с.

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

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

Сдано в набор 09.09.11 г. Подписано в печать 18.10.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 6,93. Заказ 773. Цена свободная.

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

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