

УДК
629.114.4-522.5

В. П. Тарасик,
д-р техн. наук,
Н. Н. Горбатенко,
канд. техн. наук,
Р. В. Плякин,
Белорусско-
Российский
университет (г. Могилев,
Беларусь)
E-mail: avto@bgu.mogilev.by;
А. Н. Егоров,
В. В. Региня,
инженеры БелАЗ
(г. Жодино,
Беларусь)

Мехатронная система автоматического управления гидро-механической передачей карьерных самосвалов БелАЗ

(Рис. 5, 6 см. на 2-й полосе обложки)

Приведено описание принципиальной схемы и конструктивного исполнения механизмов мехатронной системы автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ. Изложены основные сведения о разработанном алгоритме управления фрикционными гидромеханической передачей в процессе переключения передач. Дано описание устройства и принципа действия электрогидравлических пропорциональных клапанов, осуществляющих управление фрикционными. Процесс функционирования системы иллюстрирован графиками, полученными при испытаниях.

Ключевые слова: карьерный самосвал, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, алгоритм управления.

ОАО "Белорусский автомобильный завод" (БелАЗ) — экспортно-ориентированное предприятие. Практически вся его продукция отправляется на экспорт в страны СНГ и дальнего зарубежья. БелАЗ удерживает более 30 % мирового рынка карьерных самосвалов. Для поддержания устойчивого спроса на выпускаемую продукцию предприятие постоянно находится в поиске новых технических решений, направленных на повышение технического уровня и конкурентоспособности. Одним из путей решения этих проблем является автоматизация управления процессами функционирования механизмов и систем машины. Существенное повышение технико-экономических показателей машин может быть достигнуто автоматизацией управления двигателем и трансмиссией.

Ведущие производители карьерных самосвалов, используя последние достижения в развитии мик-

ропроцессорной техники и пропорциональной гидравлики, работают над созданием мехатронных систем автоматического управления гидромеханическими передачами (МСАУ ГМП). Такие системы представляют собой совокупность электронных, электрических и гидравлических компонентов, функционирующих под управлением высокопроизводительного микропроцессорного контроллера, осуществляющего решение задач обработки информации и управления ГМП в режиме реального времени. Но для внедрения МСАУ ГМП нужны новая идеология разработки структуры системы управления и создание высокоэффективных алгоритмов управления. Кроме того, ГМП должна быть приспособлена к совместному взаимодействию с компонентами МСАУ. Для использования МСАУ на ранее созданных и выпускаемых конструкциях ГМП с командным управлением система гидравлических исполнительных механизмов управления фрикционными этих ГМП обычно подвергается полной переработке, а иногда изменению подлежит и конструкция фрикционов.

В данной статье приведены результаты выполненной разработки МСАУ для серийной ГМП, созданной конструкторами предприятия БелАЗ и используемой на карьерных самосвалах БелАЗ-7540 (грузоподъемность 30 т), БелАЗ-7547 (грузоподъемность 45 т), БелАЗ-7555 (грузоподъемность 60 т), шарнирно-сочлененном самосвале БелАЗ-7528, а также на фронтальном погрузчике БелАЗ-7822, колесном бульдозере БелАЗ-78231 и различных машинах технологического назначения. Кроме того, она применяется на многих машинах производства Могилевского автомобильного завода. На указанных машинах используются дизели различной

мощности (от 265 до 560 кВт). Поэтому конструкция ГМП представляет собой унифицированный агрегат, позволяющий удовлетворять широкий диапазон требований, предъявляемых к трансмиссии различных по назначению машин. Для оптимального совмещения характеристик двигателей с характеристикой гидротрансформатора предусмотрена возможность комплектации ГМП сменными колесами гидротрансформатора. В результате смены нескольких шестерен в коробке передач получают три варианта ее кинематической схемы: 5 + 2; 6 + 1; 4 + 4.

Разработка МСАУ для этой ГМП выполнялась совместными усилиями сотрудников научно-технического центра БелАЗа и ка-

федры "Автомобили" Белорусско-Российского университета. При этом осуществлена модернизация ГМП: разработаны новые фрикционы; создана система электрогидравлических исполнительных механизмов управления фрикционами; установлена система датчиков для сбора информации о режимах работы механизмов ГМП.

Принципиальная схема МСАУ ГМП представлена на рис. 1 [2]. Основными компонентами системы являются: электронный блок управления 17 (ЭБУ ГМП), селектор режимов управления 24, блок электрогидравлических пропорциональных клапанов 14 (ЭГПК), блок индикации 19, диагностический разъем

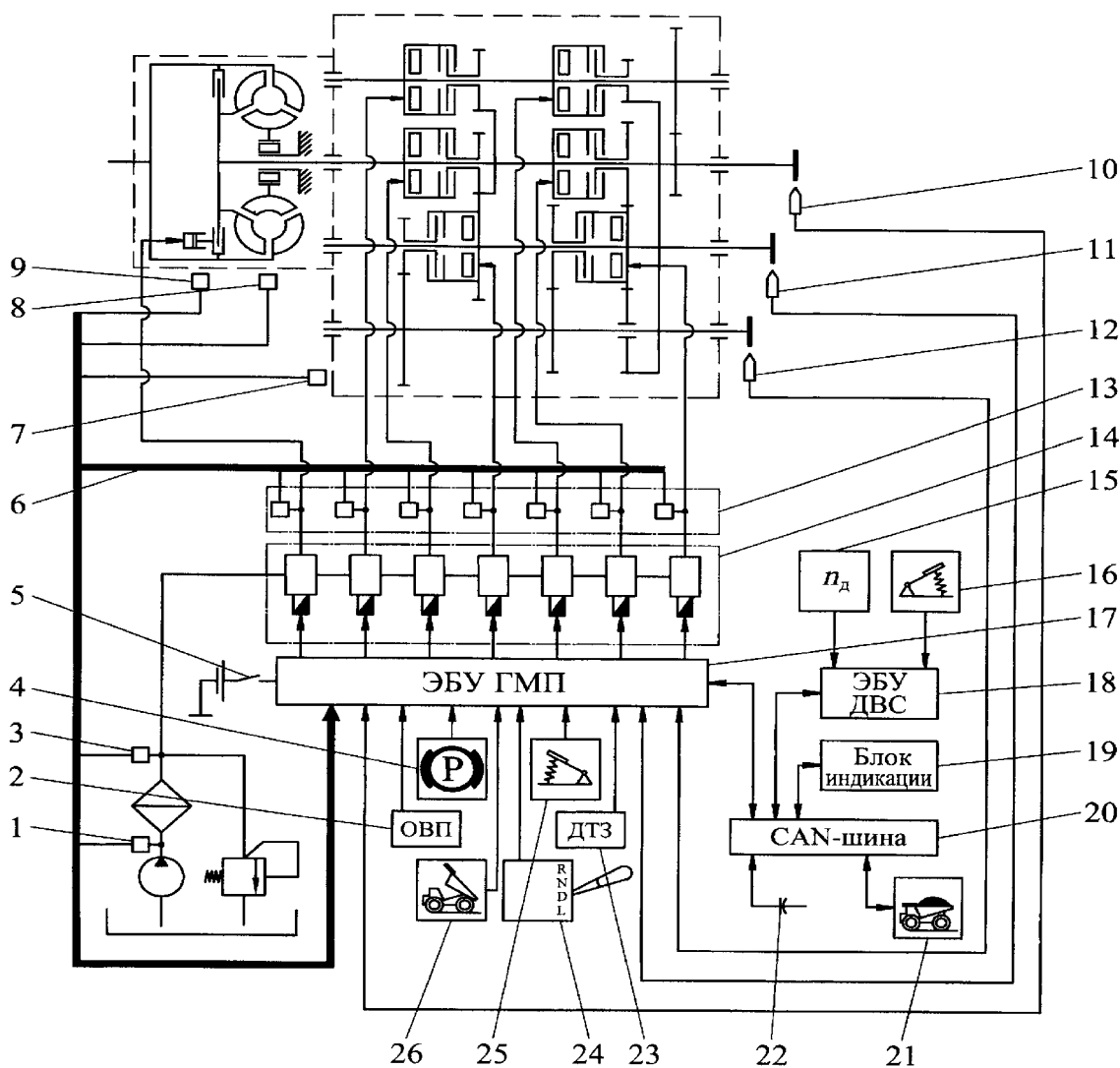


Рис. 1. Принципиальная схема МСАУ

22, выключатель питания ЭБУ 5 и комплект датчиков.

ЭБУ ГМП совместно с селектором режимов управления, электронным блоком управления двигателем 18 (ЭБУ ДВС) и блоком индикации объединены в единую сеть посредством CAN-шины 20. Обмен информацией между ними и передача сигналов управления осуществляются посредством интерфейса CAN 2.0 В. Формат CAN-сообщений соответствует стандарту J1939.

Селектор предназначен для выбора режимов управления ГМП и их соответствующей индикации. Предусмотрены следующие режимы управления и их условные обозначения: *N* — нейтральное состояние ГМП; *D* — режим автоматического управления переключением передач; *R* — режим движения назад (реверсирование); *C* — режим командного управления переключением передач; "+" — повышение номера передачи в командном режиме; "—" — понижение номера передачи в командном режиме; *L* — режим запрета включения высших передач при движении с автоматическим управлением ГМП. Положение *N* рычага селектора обеспечено механическим блокирующим устройством, исключающим возможность его случайного непреднамеренного перевода в положение *D* или *R*. Для разблокирования рычага он снабжен соответствующей кнопкой, расположенной на головке рычага селектора.

ЭБУ ГМП собирает информацию с датчиков, обрабатывает ее и формирует сигналы управления, передаваемые на ЭГПК. В качестве ЭБУ ГМП использован контроллер серии RC12-8/22 германской фирмы Rexroth Bosch Group, специализирующейся на поставках высокотехнологичных компонентов автомобильного применения. Он в полной мере удовлетворяет требованиям международных стандартов к надежности изделий автомобильной электроники. Контроллеры данной серии способны функционировать в условиях высокой температуры окружающей среды, ударных и вибрационных нагрузок, имеют герметичный корпус и высокую степень электромагнитной совместимости. Основными элементами контроллера RC12-8/22 являются 16-разрядный микроконтроллер C167CS с тактовой частотой 40 МГц, модули ввода—вывода, обеспечивающие сопряжение с датчиками и исполнительными устройствами системы управления, два CAN-контроллера для подключения к CAN-шине, источник постоянного напряжения для питания датчиков. В со-

став контроллера также входят регуляторы силы тока, работающие на основе принципа широтно-импульсной модуляции, с помощью которых формируются необходимые характеристики управления электромагнитами ЭГПК. В микроконтроллере реализована операционная система программирования CoDeSys v.2.3, соответствующая стандарту МЭК 61131-3. Рабочие программы, реализующие разработанные алгоритмы управления ГМП, составлены на основе использования операторов программного обеспечения VODAS-design, поставляемого фирмой Rexroth.

Для сбора информации предусмотрена система датчиков: частоты вращения турбинного 10, промежуточного 11 и выходного 12 валов ГМП и вала двигателя 15; включения рабочей тормозной системы 25, стояночной тормозной системы 4 и тормоза-замедлителя 23; положения педали подачи топлива 16 и грузовой платформы 26; загрузки самосвала 21; давлений в главной магистрали 3, в магистралях питания ГДТ 8 и смазочной 7; температуры рабочей жидкости на выходе гидротрансформатора 9; засоренности фильтра тонкой очистки масла 1. Имеется выключатель ограничения включения высших передач 2. Для проведения исследований, доводки и отладки предусмотрена возможность установки и использования комплекта датчиков давления 13. Сигналы датчиков давления передаются в электронный блок управления 5 посредством жгута проводов 6 и могут быть выведены на блок индикации 19 или через диагностический разъем 22 на персональный компьютер для корректировки параметров алгоритма управления и осуществления диагностики.

Для измерения частоты вращения валов использованы датчики DSM1 фирмы Rexroth Bosch Group, а давления — датчики фирмы SUCO (Германия). Остальные датчики — штатное оборудование автомобилей.

Учет большого объема информации, характеризующей режимы работы двигателя и трансмиссии, а также управляющих воздействий водителя позволяет формировать оптимальные характеристики переключения передач и блокирования гидротрансформатора. При этом существенно улучшаются показатели эффективности машины: увеличиваются средняя скорость и производительность, снижается расход топлива, обеспечивается безопасность движения, предотвращаются или парируются ошибочные действия водителя по управлению автомобилем, повышаются эргономические и экологические характеристики.

Одна из наиболее сложных проблем при создании МСАУ заключается в организации управления фрикционами ГМП для обеспечения высокого качества переходных процессов при переключении передач [1, 2]. Ее решение достигается применением соответствующих алгоритмов управления, реализуемых с помощью ЭГПК. Необходимо обеспечить непрерывный подвод энергии двигателя к ведущим колесам автомобиля и плавное его движение без рывков и потери скорости во время переключения. Непрерывный подвод энергии достигается перекрытием передач, когда в течение некоторого интервала времени фрикционы включаемой и выключаемой передач одновременно развивают моменты трения (буксуют) и передают нагрузку. При этом осуществляется соответствующее регулирование давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах обоих фрикционов.

При переключениях с низших на высшие передачи необходимо осуществлять управление двигателем, снижая подачу топлива, что способствует более плавному переключению и уменьшению динамических нагрузок в трансмиссии. Переключения с высших на низшие передачи целесообразно производить без управления двигателем при нейтральном состоянии коробки передач в течение небольшого интервала времени, достаточного для выравнивания угловых скоростей сцепляемых фрикционных дисков включаемой передачи.

Выполнение этих условий позволяет получить низкий уровень динамических нагрузок в трансмиссии, предотвратить превышение допустимой величины работы и

мощности буксования фрикционов и, как следствие, обеспечить высокую надежность всех механизмов трансмиссии автомобиля.

В мехатронной системе управления каждый фрикцион снабжен индивидуальным ЭГПК. Принципиальная схема электрогидравлического пропорционального клапана приведена на рис. 2 [2, 3]. Он представляет собой двухкаскадный дроссельный гидрораспределитель с пропорциональным управлением. Первый каскад 4 составляет пилотную ступень, а второй каскад 8 обеспечивает усиление сигнала управления, формируемого пилотной ступенью. Пилотная ступень — это электрогидравлический регулятор давления (ЭГРД), состоящий из золотникового клапана 5 с обратной связью 6 по давлению и пропорционального электромагнита 3.

Золотниковый клапан 5 выполняет функции формирователя управляющего давления (ФУД), сигнал которого подается на вход 7 второго каскада гидрораспределителя. Второй каскад 8 гидрораспределителя — многопозиционный гидроаппарат золотникового типа, формирующий параметры потока рабочей жидкости в гидромагистрале 11 управления фрикционом, т. е. функционально представляет собой регулятор-распределитель (РР) золотникового типа 9 с обратной связью 10. Гидромагистраль 11 связывает выход ЭГПК с гидроцилиндром 1 фрикциона.

Пропорциональным электромагнитом управляет контроллер 2, формирующий управляющие широтно-импульсные сигналы (ШИМ) в виде периодической последовательности прямоугольных

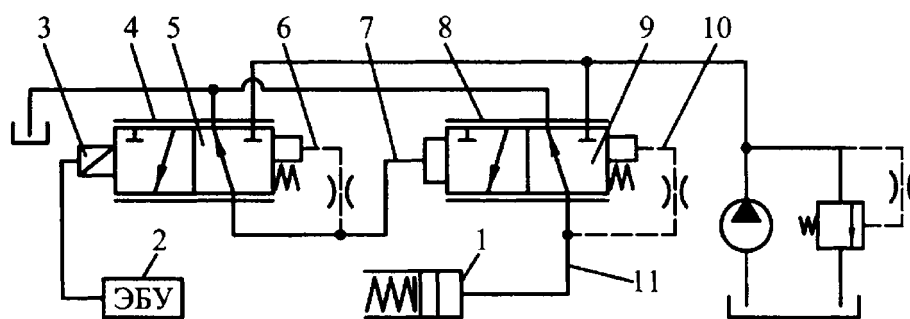


Рис. 2. Принципиальная схема электрогидравлического пропорционального клапана

импульсов напряжения, подаваемых на обмотку электромагнита 3. Для формирования сигналов управления контроллер располагает модуляторами ШИМ, количество которых равно количеству управляемых фрикционов. Период следования импульсов $T_{и}$ постоянен и складывается из интервала времени $T_{д}$, когда на выходе ШИМ уровень сигнала напряжения максимальный U_{max} , и интервала времени T_0 , когда $U=0$. Отношение длительности $T_{д}$ сигнала U_{max} к периоду его следования $T_{и}$ называется скважностью сигнала напряжения (измеряется в процентах):

$$C = (T_{д}/T_{и})100.$$

Сила тока в обмотке электромагнита $I_{эм}$ пропорциональна скважности C управляющего электрического сигнала, формируемого контроллером согласно заданному алгоритму управления давлением в гидромагистрале включения фрикциона, а усилие $F_{эм}$, развиваемое якорем электромагнита, пропорционально силе тока $I_{эм}$. Пилотный клапан преобразует усилие электромагнита $F_{эм}$ в гидравлический сигнал небольшой мощности, а основной клапан обеспечивает формирование большого расхода рабочей жидкости, необходимого для быстрого заполнения гидроцилиндра фрикциона. Давление на выходе пилотного клапана $p_{п}$ пропорционально силе тока $I_{эм}$ в обмотке электромагнита. Золотник основного клапана перемещается под действием потока рабочей жидкости, направляемого к нему пилотным клапаном. В результате давление на выходе ЭГПК оказывается пропорциональным управляющему электрическому сигналу контроллера.

Алгоритм формирования сигналов управления фрикционами при переключении передачи иллюстрирован циклограммой (рис. 3) [2, 4]. На рис. 3, а показана характеристика изменения скважности C_1 напряжения, подаваемого на обмотку электромагнита выключаемого фрикциона, а на рис. 3, б — скважности C_2 напряжения включаемого фрикциона. Изменения давлений в гидроцилиндрах включаемого p_2 и выключаемого p_1 фрикционов изображены на рис. 3, в. В момент времени t_0 контроллер выдает команду на переключение передачи и запускает ШИМ выключаемого фрикциона.

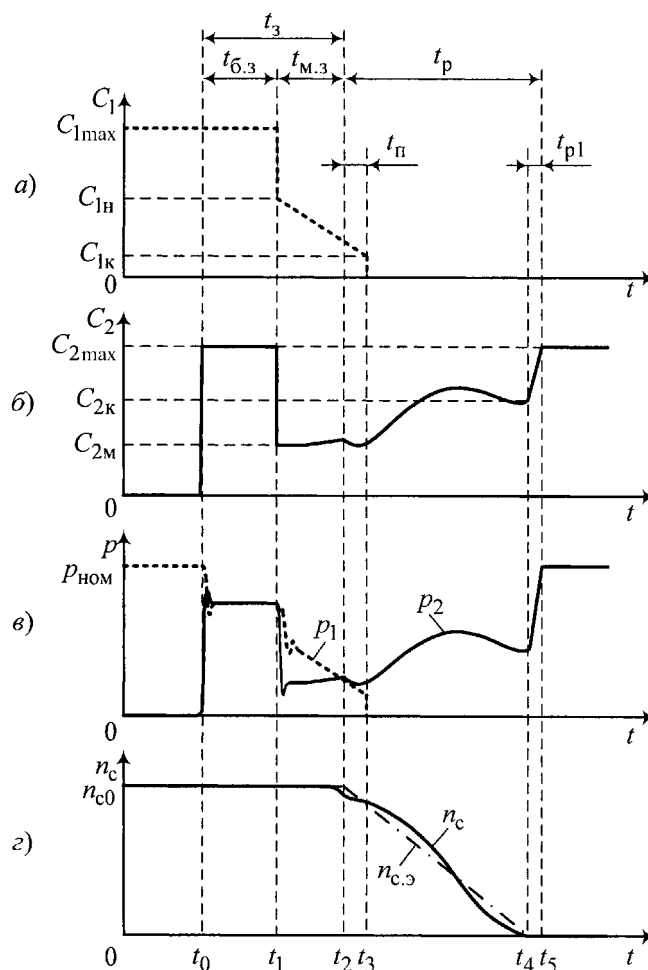


Рис. 3. Циклограмма процесса управления фрикционами при переключении передач

Процесс включения фрикциона содержит две фазы: фазу заполнения гидроцилиндра, в которой устраняются зазоры между фрикционными дисками, а поршень перемещается из исходного положения в положение начала сжатия дисков; фазу регулирования давления в гидроцилиндре в процессе нарастания момента трения фрикциона. Фаза заполнения гидроцилиндра осуществляется в два этапа: этап быстрого заполнения продолжительностью $t_{б.3}$ и этап медленного заполнения, длительность которого $t_{м.3}$. Во время этапа быстрого заполнения ШИМ выключаемого фрикциона устанавливает высокое значение скважности напряжения C_{2max} (рис. 3, б), что обеспечивает ускоренную подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр, так как ЭГПК этого фрикциона поддерживает высокое давление p_2 на своем выходе (рис. 3, в). На этапе медленного заполнения скважность напряжения снижается до значения

$C_{2м}$. Это необходимо, чтобы снизить уровень давления p_2 и уменьшить величину его скачка в момент остановки поршня после окончания заполнения гидроцилиндра.

Одновременно с управлением включаемого фрикциона необходимо управлять процессом регулирования давления выключаемого фрикциона. В момент времени t_1 скважность C_1 снижается до значения $C_{1н}$, (рис. 3, а), затем медленно уменьшается в течение интервала времени $t_{м.з}$.

В течение времени t_3 , пока заполняется гидроцилиндр включаемого фрикциона, вращающий момент в трансмиссии передается выключаемым фрикционом, что обеспечивает непрерывную передачу энергии двигателя к ведущим колесам автомобиля.

В момент времени t_1 обесточивается электромагнит фрикциона блокировки ГДТ, и он выключается. Это делается с целью снижения динамических нагрузок в трансмиссии при переключении передачи.

Момент времени t_2 соответствует завершению фазы заполнения гидроцилиндра включаемого фрикциона. При этом непременно возникает скачок давления в гидроцилиндре, и включаемый фрикцион начинает развивать момент трения. Но выключаемый фрикцион все еще продолжает передавать нагрузку и его выключение контроллер осуществляет с некоторым запаздыванием в момент времени t_3 . Поэтому в течение интервала времени $t_{п}$ будет обеспечено перекрытие передач. Вследствие перекрытия создается повышенная нагрузка на турбину гидротрансформатора и наступает ее торможение. Падение скорости турбины используется в качестве сигнала начала регулирования давления p_2 (рис. 3, в) на фазе управления моментом трения фрикциона включаемой передачи, соответствующей интервалу времени t_p . По этому сигналу в момент времени t_2 контроллер запускает программу регулирования давления $p_2(t)$ по заданной характеристике, обеспечивающей плавное снижение ско-

рости скольжения фрикционных дисков включаемого фрикциона n_c (рис. 3, г). В этой фазе может быть обеспечен любой вид характеристики изменения давления $p_2 = f(t)$. Но наиболее эффективно управление по замкнутому контуру с обратной связью по отклонению скорости скольжения фрикционных дисков $n_c(t)$ от заданной эталонной характеристики скорости скольжения $n_{c.э} = f(t)$.

Сущность этого способа управления фрикционами заключается в том, что во время фазы модуляции контроллер ГМП непрерывно считывает сигналы с датчиков частот вращения турбинного, промежуточного и выходного валов ГМП, определяет по ним действительную скорость скольжения фрикционных дисков включаемого фрикциона n_c , вычисляет ошибку управления как разницу между действительной скоростью скольжения n_c и эталонной $n_{c.э}$ и в зависимости от величины и знака этой ошибки на основе пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) закона регулирования изменяет силу тока в обмотке электромагнита ЭГПК таким образом, чтобы устранить или свести к минимуму ошибку управления. Такой способ регулирования давления гарантирует адаптацию параметров управления к изменению нагрузки, скоростного режима двигателя, температуры рабочей жидкости, коэффициента трения и износа поверхностей фрикционных дисков.

После замыкания включаемого фрикциона контроллер прекращает выполнение алгоритма ПИД-регулирования давления и переходит к выполнению завершающей стадии управления фрикционом. На этой стадии осуществляется постепенное увеличение скважности широтно-импульсного сигнала управления C_2 (рис. 3, б), и давление p_2 в интервале времени t_{p1} возрастает до номинального значения $p_{ном}$ (рис. 3, в), что соответствует $C_{2max} = 100\%$. Момент времени t_4 , соответствующий замыканию фрикциона, контроллер обнаруживает по равенству

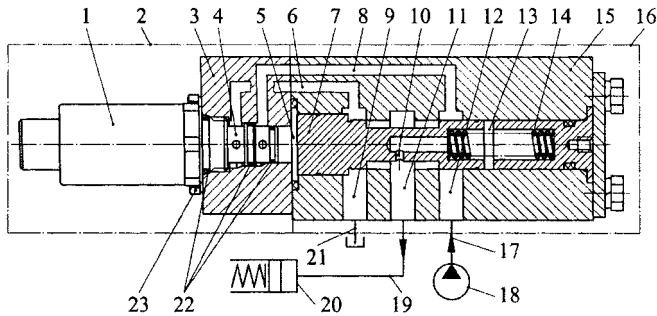


Рис. 4. Конструкция электрогидравлического пропорционального клапана

нулю скорости скольжения фрикционных дисков $n_c = 0$ (рис. 3, г).

На рис. 4 представлена конструкция ЭГПК [2]. Он состоит из электрогидравлического регулятора давления 2 (ЭГРД) и регулятора-распределителя 16 (РР), выполненных в отдельных корпусах 3 и 15. В качестве регулятора давления использован пропорциональный редукционный клапан FTDRE 2 К производства Rexroth Bosch Group. Он представляет собой совокупность пропорционального электромагнита 1 и редукционного гидроклапана 4. ЭГРД закреплен резьбовым соединением в корпусе 3. Герметизация соединений осуществляется тремя резиновыми кольцами 22. Корпуса 3 и 15 между собой соединены четырьмя болтами 23.

Регулятор-распределитель содержит золотник 7 и пружину 14. Золотник 7 выполнен с тремя поясками. Диаметр левого пояска больше, чем правого и среднего. Полость 5 левого торца золотника сообщается с выходным каналом ЭГРД, в котором формируется его управляющий сигнал в виде давления рабочей жидкости. Полость 13 правого торца золотника связана через дроссельное отверстие 10, выполненное в золотнике 7, с магистралью 19 подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона 20.

В корпусе регулятора-распределителя 15 выполнены три колодца 9, 11 и 12, образующие его дросселирующие кромки. Колодцы 9 и 12 могут перекрываться поясками золотника в соответствующих его положениях. Колодец 12 соединен магистралью нагнетания 17 рабочей жидкости с насосом 18 гидросистемы ГМП, колодец 11 — с магистралью гидроцилиндра фрикциона 19, а колодец 9 — со сливной магистралью 21. По каналу 8 в корпусе 15 регулятора-распределителя подводится рабочая жидкость под давлением к золот-

никовому клапану ЭГРД, а канал 6 сообщает клапан со сливной магистралью 21.

Золотник редукционного клапана FTDRE 2 К выполнен с положительным перекрытием, а золотник 7 регулятора-распределителя — с небольшим отрицательным перекрытием. Для этого на кромках поясков золотника 7 выполнены соответствующие канавки. Для защиты от засорения клапан снабжен сеточным фильтром с размером ячейки 160 мм.

Аналогичные разработки мехатронных систем автоматического управления ГМП были выполнены ранее для новых карьерных самосвалов БелАЗ-7516 грузоподъемностью 130 т и БелАЗ-75570 грузоподъемностью 90 т. Для этих самосвалов разработаны и используются ГМП с планетарными шестиступенчатыми коробками передач. В качестве пилотной ступени ЭГПК на самосвале БелАЗ-75570 также использован клапан FTDRE 2 К. Опыт эксплуатации этих машин показал, что данные клапаны подвержены засорению. Это обусловлено очень малыми размерами запорно-регулирующих элементов: диаметр золотника клапана составляет 2,8 мм, а диаметры каналов в гильзе 2 мм. Поэтому коллективом разработчиков рассматриваемой МСАУ проводятся работы по улучшению конструкции пропорционального клапана.

Рассмотрим процесс функционирования ЭГПК (см. рис. 4). Включение фрикциона начинается с этапа заполнения его гидроцилиндра. На этапе быстрого заполнения скважность управляющего широтно-импульсного сигнала максимальна, поэтому якорь электромагнита развивает максимальное усилие, в результате чего золотник ЭГРД перемещается и сообщает полость 5 через канал 8 с магистралью подачи жидкости 17 от насоса. Высокий уровень давления на выходе ЭГРД (в полости 5) приводит к перемещению золотника 7 регулятора-распределителя в крайнее правое положение. Магистраль слива 21 перекрывается средним пояском золотника, а правый поясок открывает щель, сообщая между собой магистрали 17 и 19, и рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр 20.

В момент окончания заполнения гидроцилиндра необходимо предотвратить резкий скачок давления в гидроцилиндре, обусловленный остановкой поршня. Поэтому на втором этапе заполнения гидроцилиндра контроллер снижает скважность широтно-импульсного управляющего сигнала, ЭГРД уменьшает давление в полости 5, зо-

лотник 7 перемещается влево, прикрывая щель между кромками золотника и колдунца 12 корпуса регулятора-распределителя, что приводит к увеличению дросселирования рабочей жидкости правым пояском золотника 7.

После заполнения гидроцилиндра контроллер запускает программу регулирования давления в нем. Золотники ЭГРД и регулятора-распределителя при этом занимают некоторые промежуточные положения и находятся в динамическом равновесии под действием системы сил, формируемой давлениями рабочей жидкости на их торцы и пружинами. При этом золотники совершают осциллирующие движения относительно положений динамического равновесия. В этом процессе канавки на кромках поясков золотника регулятора-распределителя способствуют снижению колебаний давления в магистрали подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона.

На рис. 5 приведена статическая характеристика клапана FTDRE 2 К. Она характеризует зависимость давления на выходе пилотного клапана $p_{\text{п}}$ от силы тока в обмотке электромагнита $I_{\text{эм}}$ при напряжении питания 24 В.

Регулируемое клапаном давление меняется от нуля до максимального значения $p_{\text{пmax}} = 1,8$ МПа практически по линейной зависимости при изменении сигнала управления в диапазоне от $I_{\text{эмmin}} = 0,20$ А до $I_{\text{эмmax}} = 0,80$ А. Величина гистерезиса по давлению не превышает 0,1 МПа. Максимальная частота широтно-импульсного сигнала управления, подаваемого на обмотку электромагнита, составляет 150 Гц.

Уравнение статической характеристики пилотного клапана:

$$p_{\text{п}} = k_{\text{п}}(I_{\text{эм}} - I_{\text{эмmin}}), \quad (1)$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент преобразования,

$$k_{\text{п}} = p_{\text{пmax}} / (I_{\text{эмmax}} - I_{\text{эмmin}}). \quad (2)$$

Уравнение равновесия золотника основного клапана имеет вид:

$$p_{\text{п}}A_1 = p_{\text{ф}}A_2 + F_{\text{пр}}, \quad (3)$$

где $p_{\text{ф}}$ — давление в гидромагистрали включения фрикциона; A_1 — площадь торцевой поверхности левого (большого) пояска золотника основного клапана; A_2 — площадь правого (меньшего) пояска; $F_{\text{пр}}$ — усилие пружины.

Учитывая выражение (1), получаем

$$p_{\text{ф}} = \frac{k_{\text{п}}A_1}{A_2} I_{\text{эм}} - \frac{F_{\text{пр}} + k_{\text{п}}A_1 I_{\text{эмmin}}}{A_2} = aI_{\text{эм}} - b, \quad (4)$$

где a, b — постоянные параметры ЭГПК:

$$a = k_{\text{п}}A_1/A_2;$$

$$b = (F_{\text{пр}} + k_{\text{п}}A_1 I_{\text{эмmin}})/A_2.$$

Из уравнения (4) видно, что в установившемся режиме работы ЭГПК между давлением в канале включения фрикциона и силой тока $I_{\text{эм}}$ в обмотке электромагнита существует линейная зависимость. Таким образом, разработанная конструкция электрогидравлического пропорционального клапана позволяет изменять давление в канале включения фрикциона ГМП пропорционально силе тока, подаваемого на электромагнит пилотного клапана.

Действительное значение скорости скольжения фрикциона $n_{\text{с}}(t)$ определяется контроллером через изменение во времени частот вращения турбинного $n_{\text{т}}(t)$ и выходного $n_{\text{вв}}(t)$ валов коробки передач по формуле

$$n_{\text{с}}(t) = \frac{n_{\text{т}}(t)}{u_1} - n_{\text{вв}}(t)u_2, \quad (5)$$

где u_1 — передаточное число от входного (турбинного) вала коробки передач до ведущих дисков фрикциона; u_2 — передаточное число от ведомых дисков до выходного вала.

Значения частот вращения валов $n_{\text{т}}(t)$ и $n_{\text{вв}}(t)$ контроллер определяет в Гц, а при выводе информации на дисплей или но-

утбук они пересчитываются в мин^{-1} с учетом количества зубьев шестерен, частоту вращения которых измеряют установленные в ГМП датчики.

Под эталонной характеристикой скольжения понимают такую характеристику изменения во времени скорости скольжения дисков фрикциона, при которой обеспечивается приемлемая плавность переключения передач и исключается чрезмерный нагрев фрикциона. Используются линейные, кусочно-линейные, нелинейные характеристики. В нашем случае в качестве эталонной характеристики использована линейная зависимость скорости скольжения от времени $n_{c,э}(t)$. Эта характеристика однозначно определяется двумя параметрами: скоростью скольжения фрикциона в начале фазы модуляции n_0 и эталонным временем буксования фрикциона $t_{б,э}$. В качестве n_{c0} контроллер принимает значение, полученное по формуле (5) в момент начала модуляции давления, а время буксования $t_{б,э}$ назначается индивидуально для каждого фрикциона и хранится в памяти контроллера. Уравнение линейной эталонной характеристики имеет вид

$$n_{c,э}(t) = n_{c0} - \frac{n_{c0}}{t_{б,э}} t. \quad (6)$$

Ошибка управления вычисляется контроллером по формуле

$$e(t) = n_c(t) - n_{c,э}(t). \quad (7)$$

Вычисленная ошибка используется ПИД-регулятором для определения силы тока управления $I_{эм}(t)$, который необходимо сформировать в обмотке электромагнита ЭГПК, чтобы изменить соответствующим образом давление в гидроцилиндре фрикциона и за счет этого устранить ошибку управления. ПИД-регулятор реализуется контроллером в виде программного блока. На вход этого блока подается сигнал ошибки управления, а на выходе формируется сигнал тока управления электромагнитом ЭГПК. Силы тока управления вычисляются по формуле:

$$I_{эм}(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right], \quad (8)$$

где K_p — коэффициент передачи регулятора; T_i — постоянная времени интегрирования ошибки управления; T_d — постоянная времени дифференцирования ошибки управления; t — текущее время процесса.

Регулятор силы тока, входящий в состав контроллера ГМП, по вычисленному значению $I_{эм}(t)$ вырабатывает прямоугольные импульсы напряжения, приводящие в действие электромагнит ЭГПК. На выходе клапана при этом устанавливается давление, пропорциональное данной силе тока.

На рис. 6 приведена осциллограмма, полученная при проведении приемочных испытаний мехатронной системы управления гидромеханической передачей на карьерном самосвале БелАЗ-7555. Испытания проводились на полигоне экспериментального цеха БелАЗ. Во время испытаний регистрировались следующие параметры: частоты вращения коленчатого вала двигателя n_d , турбинного n_T и выходного $n_{вв}$ валов ГМП; вращающий момент $M_{ввх}$ на карданном валу; главное давление $p_{гл}$ в системе управления ГМП; давления $p_{фi}$ в каналах подачи рабочей жидкости в гидроцилиндры фрикционов. Приведенная осциллограмма иллюстрирует процесс переключения с четвертой на пятую передачу. Давление в магистрали фрикциона четвертой передачи обозначено $p_{ф1}$, а в магистрали фрикциона пятой передачи — $p_{ф2}$. По оси абсцисс отложены моменты времени начала переключения передач t_0 , окончания соответствующих этапов процесса заполнения гидроцилиндра фрикциона пятой передачи t_1 и t_2 , выключения фрикциона четвертой передачи t_3 , окончания процесса регулирования давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона t_4 и момента установления номинального давления в гидроцилиндре t_5 . Обозначения момента времени соответствуют принятым на рис. 3.

Так как значения скоростей скольжения фрикционных дисков $n_c(t)$, n_{c0} и скорости $n_{c,э}(t)$ вычисляемой по эталонной характеристике (см. формулу (6)), изменяются на различных передачах в широких пределах, то на осциллограмме приведены их относительные безразмерные характеристики, измеряемые в процентах от исходного значения n_{c0} и вычисляемые по формулам:

$$\omega_{ф}(t) = \frac{n_c(t)}{n_{c0}} 100 \%;$$

$$\omega_{ф,э}(t) = \frac{n_{c,э}(t)}{n_{c0}} 100 \%.$$

Из осциллограммы (см. рис. 6) видно, что переключение осуществляется с перекрытием передач, без разрыва потока энергии, передаваемой к ведущим колесам автомобиля. Вращающий момент на карданном валу $M_{\text{ВЫХ}}$ и частота вращения выходного вала ГМП $n_{\text{ВВ}}$ (а следовательно, и скорость автомобиля) практически не снижаются во время переключения. Время перекрытия передач $t_{\text{п}}$ равно примерно 0,1 с, а время регулирования давления $t_{\text{р}} = 0,7$ с. Скорость скольжения дисков включаемого фрикциона $\omega_{\text{ф}}(t)$ незначительно отличается от эталонной характеристики $\omega_{\text{ф.э}}(t)$, отклонение не превышает 5–7%. Коэффициент динамичности момента на карданном валу находится в пределах 1,15–1,25, поэтому продольных толчков автомобиля на рабочем месте водителя практически не ощущается.

Номинальное значение давления $p_{\text{ГЛ}}$ на четвертой передаче составляет 2,0 МПа, а на пятой 1,45 МПа. На этапе быстрого заполнения гидроцилиндра включаемого фрикциона давление $p_{\text{ГЛ}}$ примерно до 1,6 МПа, а на втором этапе вследствие ограничения давления в канале выключаемого фрикциона, выполняемого по команде контроллера, значение давления $p_{\text{ГЛ}}$ снижается до 1,25 МПа и остается на этом уровне до завершения процесса переключения передачи.

Давление $p_{\text{ф2}}$ в канале подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр включаемого фрикциона в момент времени t_2 , когда завершено его заполнение, начинает изменяться под действием ПИД-регулятора, обеспечивая минимизацию отклонения $\omega_{\text{ф}}$ от $\omega_{\text{ф.э}}$. Из рис. 6 видно, что к концу процесса буксования фрикциона при приближении к моменту времени t_4 давление $p_{\text{ф2}}$ снижается. Это обусловлено возрастанием коэффициента трения фрикционных дисков вследствие выгорания смазочного слоя между дисками и переходом к граничному трению. Замыкание фрикциона происходит в момент времени t_4 , когда скорость скольжения фрикционных дисков

$\omega_{\text{ф}} = 0$. После этого контроллер начинает увеличивать скважность широтно-импульсного сигнала управления, и давление $p_{\text{а2}}$ на интервале времени $t_{\text{р1}} = t_5 - t_4$ возрастает до номинального значения. Величина $t_{\text{р1}}$ равна примерно 0,1 с.

Полученная кривая изменения давления $p_{\text{ф2}}$ иллюстрирует адаптивные свойства системы регулирования, реализуемые в соответствии с разработанным алгоритмом управления посредством ПИД-регулятора и электрогидравлического пропорционального клапана. Адаптация характеристик управления фрикционами ГМП к непрерывно изменяющимся нагрузкам в трансмиссии и параметрам процесса буксования является важнейшим положительным свойством разработанной конструкции МСАУ.

Эксплуатационные испытания созданной мехатронной системы автоматического управления для серийной гидромеханической передачи, используемой на карьерных самосвалах БелАЗ, подтвердили высокую ее эффективность. Автоматизация управления трансмиссией позволила существенно повысить технико-экономические показатели самосвалов, их технический уровень и конкурентоспособность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами [Текст] / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. — Минск: УП "Технопринт", 2004. — 512 с.
2. **Диагностирование** гидромеханических передач мобильных машин [Текст] / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня и др. Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. — Могилев, Белорус.-Рос. ун-т, 2010. — 511 с.
3. **Патент** 10960 РБ: МПК В 60W 10/00, F 16D 29/00, F 16H 61/06. Устройство управления фрикционами автоматической гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, С. А. Рынкевич, С. В. Кузнецов, О. В. Пузанова, К. Н. Кусков; опубл. 30.08.2008 г.
4. **Патент** 12906 РБ: МПК В 60W 10/02, В 60W 10/10. Способ управления фрикционами гидромеханической передачи мобильной машины / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин; опубл. 28.02.2009 г.