

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность - 4 раза в год

4 (33) 2011

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- БЫЧИНСКИЙ К. А., КАПИТОНОВ А. В.** Разработка конструкций поводковых устройств торцового типа и исследование их технологических возможностей 6
- ЕГОРОВ А. Н., РЕГИНЯ В. В., ТАРАСИК В. П.**
Эволюция конструкторских разработок гидромеханических передач для карьерных самосвалов БелАЗ.....17
- ЖОЛОБОВ А. А., ШАТУРОВ Д. Г.** Износ чашечного резца с микрообновляемой режущей кромкой 27
- КАПИТОНОВ А. В.** Точность обработки деталей с многопериодными дорожками планетарных шариковых и роликовых передач 32
- КАПИТОНОВ А. В., ЧЕРНЯКОВ С. Г.** Исследование кинематической точности планетарных роликовых передач методами гармонического анализа и контроля в сборе 40
- ПАШКЕВИЧ В. М., МИРОНОВА М. Н.** Многофакторная оптимизация параметров механической обработки на основе использования семантических сетей 51
- ПОЛЯКОВ А. Ю., ФУРМАНОВ С. М., БЕНДИК Т. И.**
О формировании ступенчатых соединений при контактной рельефной сварке 62

ПРУДНИКОВ А. П. Анализ динамической модели роликовой планетарной передачи с составными сателлитами70

РЫНКЕВИЧ С. А. Закономерности гидравлических процессов в системах бортового диагностирования гидромеханических передач карьерных самосвалов и других мобильных машин 81

СИВАЧЕНКО Л. А. Основные положения совершенствования дезинтеграторных технологий 95

ТАРАСИК В. П., ШАПОВАЛОВА О. А., РЕГИНЯ В. В., ПЛЯКИН Р. В. Проектирование фрикционов гидромеханических передач107

ШЕМЕНКОВ В. М., ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Влияние тлеющего разряда на механические и эксплуатационные свойства поверхностного слоя однокарбидных твердых сплавов117

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

РУДЧЕНКО Ю. А., КОЗЛОВ А. В., ТОЛСТЕНКОВ А. А. Проблемы теории и практики безредукторных электроприводов периодического движения129

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

ГРИЦУК М. С., HULBOJ RYSZARD, ГРИЦУК А. М. Рациональные расчетные схемы грунтовых оснований для устройства сборных и монолитных ленточных фундаментов 138

КУЗМЕНКО И. М., ФРИДКИН В. М., МАРКОВ С. Н., БОГДАНОВ С. В. Композитный несущий элемент - основа создания новых конструктивных форм для сооружений различного назначения 144

ОПАНАСЮК И. Л., ДАНИЛОВ С. В. Исследование способов усиления железобетонных колонн с использованием многокритериального анализа оценочных показателей157

СЕМЕНЮК С. Д., АВСЕЕНКО А. В. Малоэтажные современные теплоэнергоэффективные жилые здания в приграничных областях Беларуси и России164

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

НЕЧАЕВА Т. Г., РЫНКЕВИЧ С. А., РЫНКЕВИЧ А. С.

Венчурное финансирование как фактор развития научно-технической и инновационной деятельности в Республике Беларусь.....

170

- Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам
- Публикуемые материалы рецензируются
- Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков - 00014
для предприятий и организаций - 000142

УДК 629.35

А. Н. Егоров, В. В. Региня, В. П. Тарасик

ЭВОЛЮЦИЯ КОНСТРУКТОРСКИХ РАЗРАБОТОК ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ

UDC 629.35

A. N. Yegorov, V. V. Reginya, V. P. Tarasik

THE EVOLUTION OF DESIGN DEVELOPMENTS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS FOR BELAZ QUARRY DUMP TRUCKS

Аннотация

Показана последовательность создания и развития конструкций гидромеханических передач, разработанных, освоенных производством и используемых на карьерных самосвалах и строительном дорожных машинах БелАЗ и МоАЗ. Рассмотрены конструктивные особенности наиболее сложных механизмов гидромеханических передач - фрикционов и системы управления переключением передач. Приведена информация об основных параметрах этих механизмов.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, трансмиссия, гидромеханическая передача, фрикцион, система управления, электрогидравлический пропорциональный клапан.

Abstract

The paper shows the progression of the development of hydromechanical transmission designs, devised, introduced into production and used in BelAZ and MoAZ quarry dump trucks and in road-building machines. Design features of the most complicated mechanisms of hydromechanical transmissions, such as friction clutches and systems of gear change control, are considered. The basic parameters of these mechanisms are given.

Key words:

quarry dump truck, transmission, hydromechanical transmission, friction clutch, control system, electrohydraulic proportioning valve.

Белорусский автомобильный завод осуществляет производство широкой номенклатуры базовых моделей карьерных самосвалов и их модификаций. На самосвалах грузоподъемностью 30, 45, 55 и 90 т применяется гидромеханическая трансмиссия, а на машинах большей грузоподъемности - электромеханическая.

В состав гидромеханической трансмиссии входят: гидромеханическая передача, главная передача, колесные и карданные передачи. Наиболее сложным агрегатом является гидромеханическая передача (ГМП). Она состоит из гидро-

трансформатора (ГТ), коробки передач (КП) и системы управления. Конструкторами завода разработаны и используются ГМП с вальными и планетарными коробками передач. ГМП с вальной КП имеет несколько различных модификаций, что обусловлено широким разнообразием параметров и характеристик машин, на которых они используются (различаются назначения машин, мощности двигателей, условия эксплуатации).

В 1960-1961 гг. при создании первой большегрузной карьерной машины - самосвала БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т - была разработана ГМП про-

стейшей конструкции. Она состояла из серийного неблокируемого гидротрансформатора МА3-535 и двухвальной трехступенчатой коробки передач, переключение ступеней в которой выполнялось многодисковыми фрикционами с гидроприводом управления. Управление процессами включения-выключения фрикционов осуществлялось с помощью трехпозиционных гидрораспределителей с механическим приводом. Сравнительно простая конструкция механизмов этой ГМП позволила в короткие сроки освоить ее производство и с 1965 г. наладить серийный выпуск новых машин.

Опыт эксплуатации самосвалов с трехступенчатой коробкой передач показал, что малое количество ступеней и низкий диапазон передаточных чисел, а также отсутствие механизма блокирования ГТ не позволяют в полной мере реализовать потенциальные возможности машин и получить высокие показатели их эффективности из-за низких значений показателей тягово-скоростных свойств. Поэтому в 70-80-х гг. прошлого столетия конструкторами предприятия с участием ученых вузов и НИИ были разработаны унифицированные гидромеханические передачи (УГМП) с широкими возможностями варьирования параметров в соответствии с назначением и условиями эксплуатации карьерной техники и строительно-дорожных машин [1, 2]. Была применена более совершенная электрогидравлическая система управления. В состав УГМП входило несколько модификаций с различным количеством ступеней передаточных чисел. Совместно с НАМИ созданы гидротрансформаторы модели ЛГ с различной энергоемкостью, что позволило использовать УГМП для работы с двигателями различной мощности.

Модификации УГМП отличаются количеством ступеней передаточных чисел КП. На самосвалах грузоподъемностью 30 и 45 т используется ГМП с пятиступенчатой коробкой передач (модификация 5 + 2, что означает пять ступе-

ней переднего хода и две заднего), на самосвалах грузоподъемностью 55 т применяется модификация 6 + 1, а на строительно-дорожных машинах (погрузчиках, бульдозерах и др.) - модификация 4 + 4 (реверсивная). На самосвалах грузоподъемностью 90 т коробка передач планетарная. В данной статье рассматриваются ГМП только с вальной КП.

ГМП - сложный и дорогостоящий агрегат, поэтому его надежности и долговечности на предприятии уделяется большое внимание. Многолетний опыт эксплуатации показывает, что наиболее уязвимыми элементами ГМП являются фрикционы. Их назначение заключается в осуществлении переключения ступеней в коробке передач и блокирования гидротрансформатора на режимах низких значений его КПД.

При разработке конструкции фрикционов и в процессе их доводки возникает ряд сложных проблем, которые обусловлены, с одной стороны, предъявляемыми к ГМП техническими требованиями, а с другой - необходимостью обеспечения функциональной работоспособности самих фрикционов. Выполнение этих требований зависит как от конструктивного совершенства фрикционов, так и от параметров и характеристик системы управления фрикционами.

Основное требование к системе управления заключается в обеспечении плавного включения фрикционов, исключаящее значительное возрастание динамических нагрузок на валах трансмиссии, и вместе с тем не должно быть превышения предельно допустимых значений работы и мощности трения фрикционных дисков. Эти требования противоречивы и их удовлетворение возможно на основе обоснованного компромисса.

Одно из важнейших требований состоит в том, что переключение ступеней в КП должно осуществляться при непрерывном подводе энергии от двигателя к ведущим колесам автомобиля с тем, чтобы автомобиль двигался плавно и не терял скорости. Это обеспечивается

перекрытием передач и достигается за счет того, что фрикцион включаемой ступени начинает развивать момент трения раньше, чем размыкается фрикцион выключаемой ступени. В результате в течение некоторого интервала времени оба фрикциона - выключаемый и включаемый - одновременно несут нагрузку и принимают участие в процессе передачи потока энергии через трансмиссию.

В вальных коробках передач фрикционы расположены на вращающихся валах, поэтому возникает еще одна проблема - обеспечение надежного их выключения. Эта же проблема характерна и для вращающихся фрикционов планетарных коробок передач, используемых для блокирования планетарных рядов. На поршень вращающегося фрикциона, кроме управляемого статического давления, действует центробежное давление рабочей жидкости. Устройства компенсации силы центробежного давления на поршень существенно усложняют конструкцию фрикциона и могут снижать его надежность.

Проблема плавного включения фрикционов обусловлена высокой жесткостью (слабой сжимаемостью) рабочей жидкости. Поэтому для плавного включения необходимо соответствующим образом регулировать давление в гидроцилиндре фрикциона при его включении на этапе сжатия фрикционных дисков. С этой целью обычно используют различные клапаны плавности. В [1] показано, что для вращающихся фрикционов удовлетворительная работа клапана плавности достигается лишь в том случае, если он расположен непосредственно в гидроцилиндре фрикциона. Это обусловлено тем, что на его работу существенное влияние оказывает гидравлическое сопротивление магистрали подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр. Такое решение использовалось, в частности, в ГМП самосвала БелАЗ-540, созданного в 60-е гг. прошлого столетия.

Один из недостатков клапана плавности состоит в том, что он обычно

обеспечивает однозначную характеристику регулирования давления в гидроцилиндре, которую настраивают на какой-либо конкретный режим работы ГМП, например, режим трогания автомобиля с места. На других режимах эффективность его значительно снижается, т. к. в реальных условиях эксплуатации сопротивление движению машины и управление скоростными режимами двигателя изменяются в широких пределах, что требует соответствующего изменения характеристики регулирования давления в гидроцилиндре фрикциона.

В конструкции фрикционов УГМП БелАЗ использован иной принцип регулирования давления в гидроцилиндре - путем уменьшения жесткости рабочего тела [1, 3]. На рис. 1 представлена конструкция данного фрикциона.

Рабочая полость гидроцилиндра фрикциона разделена на две части, образующие две полости - малую 8 и большую 10. Эти полости связаны между собой отверстиями в поршне 7, суммарное проходное сечение в которых регулируется клапаном 19 (рис. 1, б). На поршне установлен нажимной диск 13, который в исходном состоянии фрикциона отжимается от поршня пружинами 1 (рис. 1, а). Между стенками поршня 7 и нажимного диска 13 образуется полость 9. Нажимной диск 13 имеет возможность осевого перемещения относительно поршня 7 на небольшую величину (до 2 мм), ограничиваемую стопорным кольцом 17. Между наружной цилиндрической поверхностью нажимного диска и рабочей поверхностью гидроцилиндра имеется кольцевая щель 12. Посредством этой щели в исходном состоянии фрикциона полость 9 сообщается с картерным пространством коробки передач. Во включенном состоянии фрикциона пружины 1 сжимаются усилием давления рабочей жидкости на поршень 7, и нажимной диск 13 входит в соприкосновение с резиновым уплотнительным кольцом 11 сложной конфигурации. В результате полость 9 разобщается с картерным

пространством коробки передач.

Малая полость 8 связана с магистралью подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона пятью отверстиями 5

в корпусе гидроцилиндра 6, а большая полость 10 соединена отверстиями 2 в поршне 7 с полостью 9.

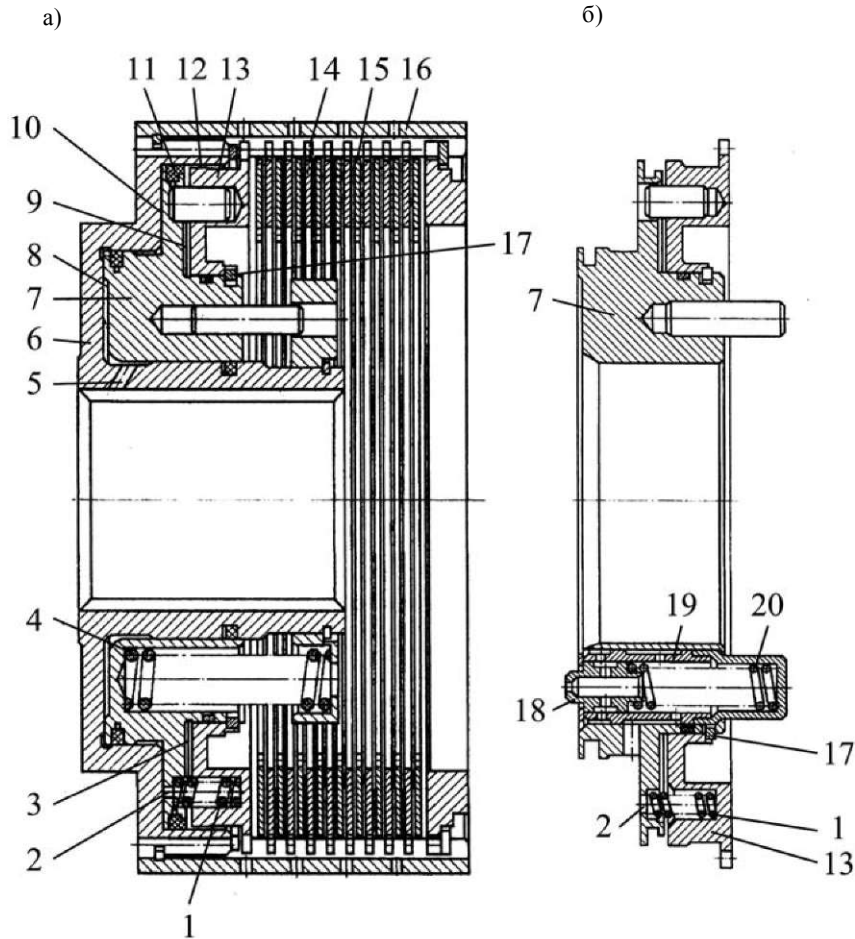


Рис. 1. Конструкция фрикционов УГМП карьерных самосвалов БелАЗ

Рассмотрим процесс включения фрикциона. При подаче рабочей жидкости под давлением по каналам 5 в малую полость 8 гидроцилиндра поршень 7, преодолевая усилие возвратных пружин 4, перемещается относительно корпуса 6 фрикциона, выбирая зазоры между ведущими 14 и ведомыми 15 фрикционными дисками. В процессе перемещения поршня в большой полости 10 гидроцилиндра создается разрежение, т. к. количество рабочей жидкости, поступающей в нее из малой полости, незначительно и не успевает заполнить большую полость. Это обусловлено тем, что

золотник 18 клапана 19, сжимая пружину 20, находится в крайнем правом положении и сообщает обе полости 8 и 10 гидроцилиндра между собой через небольшое отверстие в гильзе клапана (правое крайнее отверстие).

Вследствие разрежения, создаваемого в большой полости 10 гидроцилиндра, в нее через кольцевую щель 12 и отверстия 2 в поршне 7 поступает воздух из картерного пространства коробки передач. В конце хода поршня после упора нажимного диска 13 в пакет сжатых фрикционных дисков 14 и 15 поршень 7 перемещается относительно

нажимного диска, сжимая пружины 2, и в конечном положении разобщает полость 9 с картерным пространством коробки передач, а следовательно, и большую полость 10 гидроцилиндра, которая теперь уже заполнена воздухом. Но в большую полость 10 продолжает поступать рабочая жидкость из малой полости 8 гидроцилиндра, вследствие чего происходит сжатие воздуха в большой полости 10. Нарастающее в ней давление имеет параболическую характеристику. Если номинальное давление в гидросистеме управления ГМП выбрать на уровне 1,0-1,2 МПа, то крутизна характеристики давления в большой полости окажется сравнительно небольшой и будет обеспечена высокая плавность включения фрикциона. При большей величине номинального давления рабочей жидкости плавность включения существенно ухудшается из-за резкого увеличения давления в конце процесса регулирования.

Клапан 19 позволяет в конечной фазе регулирования немного снизить интенсивность нарастания давления в большой полости гидроцилиндра. Это достигается перемещением золотника 18 клапана 19 пружиной 20 и нарастающим давлением в большой полости 10 гидроцилиндра в исходное состояние, при котором освобождается некоторый объем, заполняемый рабочей жидкостью, поступающей из малой полости через дроссель в золотнике 18, что снижает интенсивность ее подачи в большую полость 10. Однако этого недостаточно, чтобы кардинально повлиять на процесс регулирования давления в большой полости гидроцилиндра.

Чтобы адаптировать характеристику регулирования давления в гидроцилиндре фрикциона к изменяющимся в реальных эксплуатационных условиях нагрузкам, необходимо одновременно осуществлять регулирование уровня давления в гидросистеме управления в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов ГМП [1]. Однако при этом ус-

ложняется гидросистема управления. Поэтому в ГМП БелАЗ это решение не применялось. Тем не менее, как показывает опыт многолетней эксплуатации самосвалов БелАЗ, использование предложенного принципа регулирования давления в гидроцилиндрах фрикционов дает достаточно хорошие результаты и обеспечивает существенное снижение динамических нагрузок в трансмиссии при переключении передач.

Рассматриваемый фрикцион наделен еще одним важным положительным свойством, заключающимся в том, что в нем обеспечено почти полное уравнивание поршня от действия на него сил центробежного давления рабочей жидкости, что обеспечивает надежное выключение фрикциона во всем диапазоне рабочих скоростей движения машины. Это достигается наличием полости 9 между поршнем 7 и нажимным диском 13. В результате появилась возможность существенно уменьшить усилие возвратных пружин 4 поршня 7, следовательно, и величины необходимого номинального давления в системе управления ГМП. При этом, естественно, снижаются затраты энергии на привод насосов гидросистемы и повышается КПД трансмиссии.

Для упрощения технологии изготовления корпуса фрикциона он разделен на две части - корпус гидроцилиндра 6 и зубчатый венец 16, связанные между собой эвольвентными шлицами. Посредством этих же шлицев зубчатый венец 16 взаимодействует с ведущими фрикционными дисками 14.

На рис. 2, а приведен фрагмент конструктивной схемы исполнительных механизмов управления фрикционами двух смежных передач - низшей и высшей. Золотники обоих механизмов находятся в положениях, соответствующих включенным состояниям управляемых ими фрикционов. Механизмы управления всеми фрикционами идентичны, поэтому их одноименные элементы обозначены одинаковыми номе-

рами, но для механизма включения высшей передачи используется дополнительно верхний индекс (*).

Гидрораспределитель выполнен двухступенчатым и состоит из пилотной ступени 3 и основной ступени 7, что обеспечивает уменьшение необходимого усилия электромагнита 1 и его габаритных размеров. Пилотная ступень при включении электромагнита формирует дискретный сигнал небольшой мощности, который используется для перемещения золотника 8 основной ступени 7, обеспечивающей требуемый расход жидкости для быстрого заполнения гидроцилиндра 14 включаемого фрикциона. Пилотная ступень 3 состоит из золотника 2 и пружины 4, которая удерживает золотник в исходном положении, соот-

ветствующем выключенному состоянию фрикциона. Основная ступень 7 содержит золотник 8 и пружину 15. Золотник имеет четыре пояска одинакового диаметра и образует с корпусом четыре основных полости, определяющие процесс управления включением фрикциона: полость управления 6, полость гидроблокировки 10, полость нагнетания 12 и полость слива 13. Рабочая жидкость подается к гидрораспределителям от насоса по магистрали 9. Полости нагнетания основных ступеней гидрораспределителей включения смежных передач связаны между собой каналом 16. В золотниках основных ступеней гидрораспределителей выполнены осевые каналы 11, связывающие между собой полости гидроблокировки 10 и слива 13.

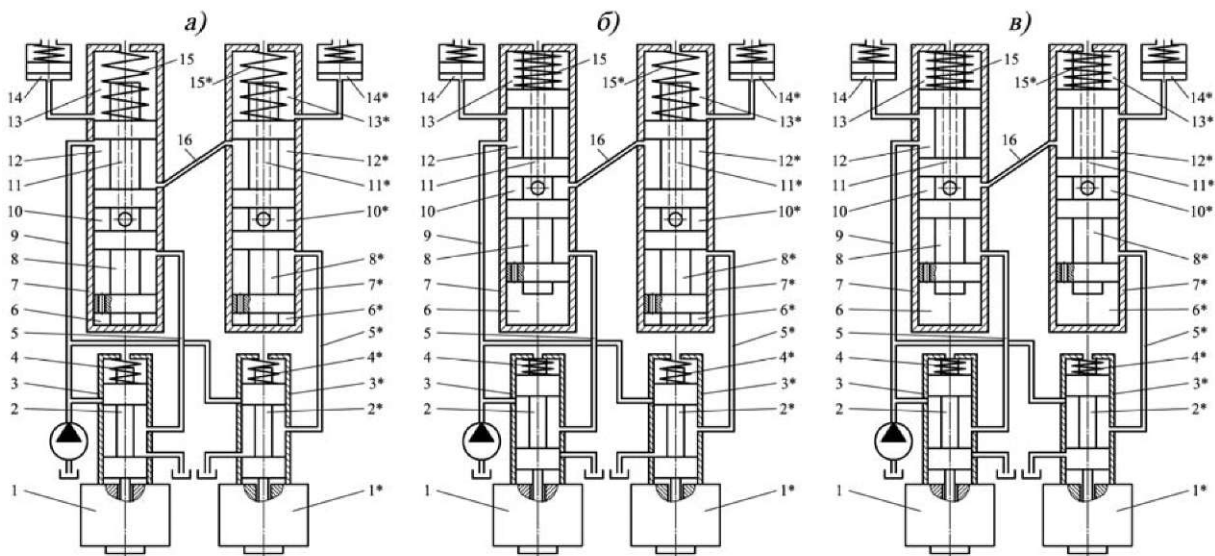


Рис. 2. Схема исполнительных механизмов управления фрикционами ГМП

На рис. 2, а показано положение золотников обоих гидрораспределителей в нейтральном состоянии коробки передач, когда все фрикционы выключены. Полости управления 6 гидрораспределителей 7 сообщаются золотниками 2 пилотных ступеней 3 со сливом через каналы 5, поэтому золотники 8 основных ступеней под действием пружин 15 находятся в исходных выключенных состояниях, а гидроцилиндры 14 фрикционов соеди-

нены со сливом через полости 13.

На рис. 2, б показано положение золотников гидрораспределителей при включении низшей передачи. При подаче напряжения в обмотку электромагнита 1 низшей передачи развиваемое усилие якоря электромагнита преодолевает усилие пружины 4, и золотник 2 пилотной ступени перемещается вверх, сообщая полость управления 6 основной ступени гидрораспределителя с магист-

ралью нагнетания 9 через канал 5 и отверстие в нижнем пояске золотника 8. В результате золотник основной ступени 8 низшей передачи под действием силы давления на его нижний торец, преодолевая усилие пружины 15, перемещается в крайнее верхнее положение. При этом гидроцилиндр фрикциона низшей передачи 14 сообщается с полостью нагнетания 12, связанной постоянно с магистралью 9 подачи рабочей жидкости, и низшая передача включается. Одновременно полость нагнетания 12* гидрораспределителя высшей передачи через канал 16, полость гидроблокировки 10 гидрораспределителя включенной низшей передачи и осевой канал 11 в его золотнике сообщается с полостью слива 13.

Если при включенной низшей передаче окажется, что золотник 8* основной ступени гидрораспределителя высшей передачи по какой-либо причине (например, при его заклинивании) находится во включенном положении, то в связи с соединением его полости нагнетания 12* со сливом фрикцион высшей передачи будет выключен. Такая система управления фрикционами получила наименование «система управления с гидроблокировкой». Она исключает возможность одновременного включения двух и более передач.

Предположим, что по причине неисправности селектора управления переключением передач одновременно запитаны обмотки обоих электромагнитов - низшей и высшей передач. Положение золотников гидрораспределителей в этом случае показано на рис. 2, в. Очевидно, что гидроцилиндр 14* фрикциона высшей передачи будет соединен со сливом через гидрораспределитель низшей передачи, и в коробке передач включится лишь низшая передача.

Рассмотренная схема управления обеспечивает надежность функционирования системы переключения передач, однако она не годится для использования в ГМП с автоматическим управлением, т. к. исключает возмож-

ность перекрытия передач. При переключении передач с такой системой управления гидроцилиндр фрикциона выключаемой передачи мгновенно соединяется со сливом и начинается заполнение гидроцилиндра включаемой передачи. В течение времени его заполнения, которое находится обычно в пределах 0,4...0,8 с, в коробке передач будет нейтраль: энергия к ведущим колесам не подводится, и автомобиль теряет скорость. Если при этом водитель не отпустил педаль акселератора (это характерно для автоматического управления), тогда двигатель и турбина ГДТ начнут разгоняться, что существенно ухудшит показатели переходного процесса: возрастут динамические нагрузки в трансмиссии и работа трения фрикциона, возникнет рывок в движении автомобиля.

Очевидно, что при создании ГМП с автоматическим управлением необходима иная идеология разработки механизмов управления переключением передач. В современных ГМП используют мехатронные системы автоматического управления (МСАУ). Они позволяют в полной мере удовлетворить выполнение требований, предъявляемых к автоматическим системам управления. При автоматизации управления существующих серийно выпускаемых ГМП, как правило, возникает необходимость полной переработки исполнительных механизмов управления фрикционами, а иногда подлежит изменению и конструкция фрикционов. Такая ситуация возникла, в частности, при автоматизации серийных ГМП карьерных самосвалов БелАЗ. В результате были разработаны конструкции фрикциона и электрогидравлического исполнительного механизма управления процессом регулирования давления в его гидроцилиндре. Этот механизм реализует принцип пропорционального управления на основе использования пропорционального электромагнита.

Управление фрикционами при переключении передач в автоматической ГМП осуществляется электрогидравлическими пропорциональными клапанами (ЭГПК). На рис. 3 представлена конструкция ЭГПК, разработанная для ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555 [4].

Каждый фрикцион снабжен отдельным клапаном. 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 германской фирмы «Рексрот Бош». 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.

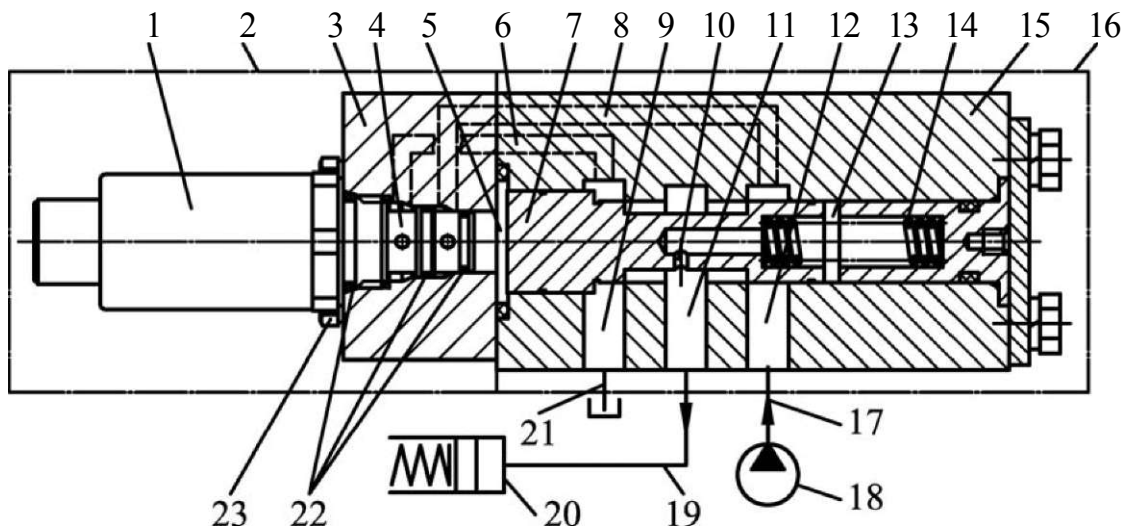


Рис. 3. Конструкция электрогидравлического пропорционального клапана

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 ко-

лодец 9 - со сливной магистралью 21. По каналу 8 в корпусе 15 регулятора-распределителя подводится рабочая жидкость под давлением к золотниковому 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 отрица-

тельным. Для этого на кромках поясков золотника 7 имеются соответствующие канавки. Для защиты от засорения клапан снабжен сеточным фильтром с размером ячейки 160 дм.

Управление процессами включения/выключения фрикционов ГМП осуществляет микропроцессорный контроллер. Формируемые им на основе соответствующих алгоритмов широтно-импульсные сигналы поступают в обмотки пропорциональных электромагнитов ЭГПК. Рассмотрим процесс функционирования ЭГПК (см. рис. 3). 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 поясек открывает щель, сообщая между собой магистраль 17 и 19, и рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр 20.

В момент окончания заполнения гидроцилиндра необходимо предотвратить резкий скачок давления в нем, обусловленный остановкой поршня. Поэтому на втором этапе заполнения гидроцилиндра контроллер снижает скважность широтно-импульсного управляющего сигнала, ЭГРД уменьшает давление в полости 5, золотник 7 перемещается влево, прикрывая щель между кромками золотника и колодца 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 магистраль подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона.

ЭГПК выполняют высококачественные процессы регулирования давления в гидроцилиндрах фрикционов. На этапе сжатия фрикционных дисков регулирование давления осуществляется посредством ПИД-регулятора, реализующего принцип управления по отклонению скорости скольжения дисков относительно эталонной характеристики. Это позволяет обеспечить адаптацию характеристик управления к непрерывно изменяющимся нагрузкам в трансмиссии и параметрам процесса буксования фрикциона (коэффициент трения, температура, износ поверхностей трения и др.).

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.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. - Минск : Наука и техника, 1973. - 320 с.
2. **Высоцкий, М. С.** Автомобили. Машины большой единичной мощности / М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, А. В. Зотов ; под ред. М. С. Высоцкого и А. И. Гришкевича. - Минск : Выш. шк., 1988. - 160 с.
3. **Рынкевич, С. А.** Повышение долговечности многодискового фрикциона гидромеханической передачи мобильной машины / С. А. Рынкевич, В. П. Тарасик, О. А. Шаповалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. - 2011. - № 1. - С. 65-74.
4. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. - 2011. - № 2. - С. 2-11.

LIST OF LITERATURE

1. **Tarasik, V. P.** Friction clutches of automotive hydromechanical transmissions / V. P. Tarasik. - Minsk : Nauka i tekhnika, 1973. - 320 p.
2. **Vysotsky, M. S.** Automobiles. Vehicles of high unit capacity / M. S. Vysotsky, A. I. Grishkevich, A. V. Zotov ; edited by M. S. Vysotsky and A. I. Grishkevich - Minsk : Vysh. shk., 1988. - 160 p.
3. **Rynkevich, S. A.** The increase of durability of the multidisc friction clutch of the hydromechanical transmission of the mobile machine / S. A. Rynkevich, V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova // Her. of Belarus.-Rus. Un-ty. - 2011. - № 1. - P. 65-74.
4. **Tarasik, V. P.** Mechatronic system of automatic control of hydromechanical transmission for BELAZ quarry dump trucks / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, R. V. Pliakin // Truck. - 2011. - № 2. - P. 2-11.

LIST OF LITERATURE (TRANSLITERATION)

1. **Tarasik, V. P.** Friksionnye mufty avtomobil'nykh gidromekhanicheskikh peredach / V. P. Tarasik.. - Minsk : Nauka i tekhnika, 1973. - 320 s.
2. **Vysotsky, M. S.** Avtomobili. Mashiny bolshoj edinichnoj moshchnosti / M. S. Vysotsky, A. I. Grishkevich, A. V. Zotov ; pod red. M. S. Vysotskogo i A. I. Grishkevicha - Minsk : Vysh. shk., 1988. - 160 s.
3. **Rynkevich, S. A** Povyshenie dolgovechnosti mnogodiskovogo friktsiona gidromekhanicheskoy peredachi mobilnoj mashiny / S. A. Rynkevich, V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova // Vestn. Belorus.-Ros. un-ta. - 2011. - № 1. - S. 65-74.
4. **Tarasik, V. P.** Mekhatronnaya sistema avtomaticheskogo upravleniya gidromekhanicheskoy peredachej kar'ernykh samosvalov BELAZ / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, R. V. Pliakin // Gruzovik. - 2011. - № 2. - S. 2-11.

Статья сдана в редакцию 30 сентября 2011 года

Александр Николаевич Егоров, генеральный конструктор ОАО БелАЗ. Тел.: 8-0177-53-27-60.

Владимир Владиславович Региня, начальник КБ ГМП НТЦ ОАО БелАЗ. Тел.: 8-029-278-39-89.

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Alexander Nikolayevich Yegorov, Chief Designer of OAO BelAZ. Tel.: +375-177-53-27-60.

Vladimir Vladislavovich Reginya, Head of the Design office of GMP NTC OAO BelAZ. Tel.: +375-292-78-39-89.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45.