

УДК 629.3

С. А. Рынкевич

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ И ДРУГИХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

UDC 629.3

S. A. Rynkevich

REGULARITIES OF HYDRAULIC PROCESSES IN THE SYSTEMS OF ONBOARD DIAGNOSIS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS OF QUARRY DUMP TRUCKS AND OTHER MOBILE MACHINES

Аннотация

На основе математического моделирования получены новые закономерности гидравлических процессов в системах бортового диагностирования гидромеханических передач карьерных самосвалов и других мобильных машин. Разработано математическое описание процессов функционирования гидропривода, позволившее выявить новые свойства гидравлических систем в гидромеханических передачах. На основе метода имитационного моделирования выявлены и исследованы закономерности гидравлических процессов, происходящих в автоматических коробках передач. Результаты исследований использованы практически при создании алгоритмов бортовой системы диагностирования гидромеханических трансмиссий грузовых автомобилей, карьерных самосвалов БелАЗ, строительного-дорожных машин и других подвижных объектов, оснащенных гидромеханическими передачами.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидропривод, бортовая диагностика, закономерности, математическое описание.

Abstract

Based on mathematical modeling, new regularities of hydraulic processes in the systems of onboard diagnostics of hydromechanical transmissions of quarry dump trucks and other mobile machines are obtained. The mathematical description of the processes of hydraulic drive functioning is developed, which allows finding new properties of hydraulic systems in hydromechanical transmissions. Regularities of hydraulic processes in automatic gearboxes are found and investigated on the basis of the simulation method. The research results are used to create algorithms of the on-board system of diagnosing hydromechanical transmissions of trucks, BelAZ quarry dump trucks, road-building and other mobile machines equipped with hydromechanical transmissions.

Key words:

hydromechanical transmission, hydraulic drive, onboard diagnosis, regularities, mathematical description.

Для проведения исследований по изучению физических свойств гидромеханических передач (ГМП) как объектов диагностирования, построению закономерностей поведения гидравлических приводов и сбору необходимой для создания алгоритмов диагностической информации было осуществлено мате-

матическое описание гидравлической части системы автоматического управления и диагностирования (САУД) ГМП мобильной машины и карьерного самосвала.

Автором впервые предложены основные **принципы** создания системы диагностирования:

- принцип минимизации интенсивности изменения критического параметра на основе критерия минимизации гидромеханических потерь;

- принцип снижения интенсивности изнашивания на основе динамического регулирования процессов включения фрикционов путем максимального снижения удельной работы буксования;

- принцип индивидуального подхода к оценке работоспособности конкретной машины путем повышения точности определения остаточного ресурса;

- принцип трендового прогнозирования остаточного ресурса на основе гипотезы о существовании единых закономерностей изменения параметров однотипных объектов.

Работы по проектированию и внедрению САУД ГМП гусеничного шасси специального назначения ГМ-352М1Е выполнялись коллективом кафедры «Автомобили» в течение 2004 г. по заказу Минского тракторного завода [1, 2].

Для ОАО БелАЗ разработана конструкция исполнительного устройства регулирования фрикционов, входящего в состав САУД ГМП (рис. 1) [1].

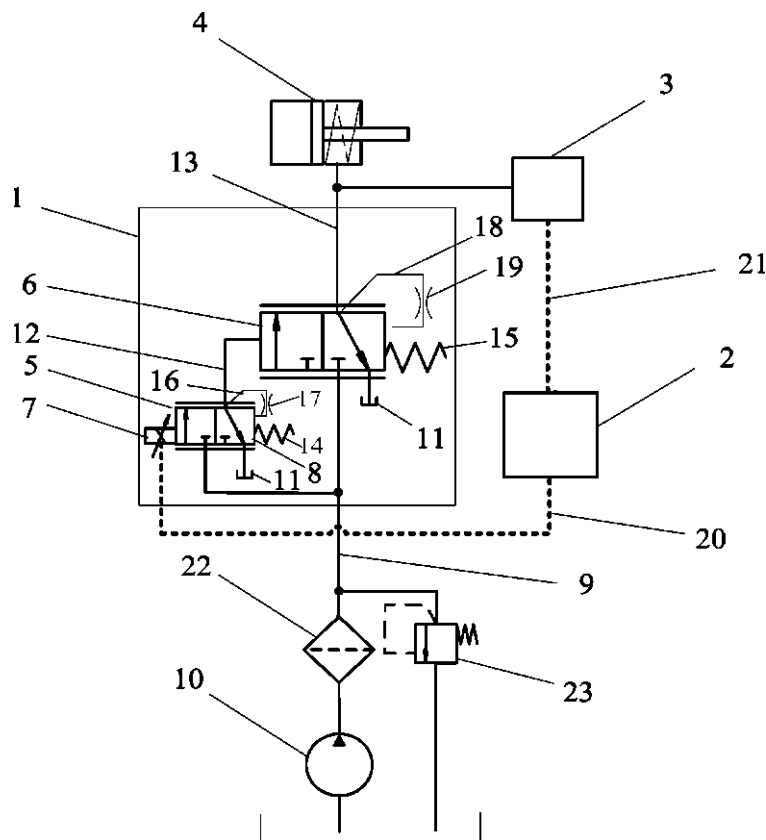


Рис. 1. Схема устройства формирования характеристик давления в гидроцилиндре фрикциона [1]

Данное техническое решение содержит устройство 1 формирования характеристики давления (УФХД) включения фрикциона, электронный блок (ЭБ) 2 и механизм 3 обнаружения заполнения (МОЗ) исполнительного гидроцилиндра 4 фрикциона. УФХД 1 вы-

полнено в виде двухкаскадного дросельного гидрораспределителя, состоящего из электрогидравлического пропорционального клапана (ЭГПК) 5 (первый каскад) и регулятора-распределителя (РР) 6 (второй каскад) дросельного гидрораспределителя (ДГ) 1. В

состав ЭГПК входят пропорциональный электромагнит (ПЭ) 7 и гидрораспределитель (ГР) 8 с обратной связью по давлению. ГР 8 и РР 6 связаны с напорной линией 9, давление жидкости в которой поддерживается гидронасосом 10, а также со сливной гидролинией 11. Между собой ГР 8 и РР 6 соединены управляющей гидролинией 12. Выход ДГ 1 связан с гидроцилиндром 4 фрикциона гидролинией 13. При отсутствии тока в обмотке ПЭ 7 управляющие элементы ГР 8 и РР 6 находятся в первой позиции под действием пружин 13 и 14. В управляющей линии 12 давление отсутствует, и гидроцилиндр 4 посредством управляющего элемента ГР 8 сообщен со сливной гидролинией 10. ГР 8 ЭГПК 5 располагает гидролинией обратной связи 16, сообщающей его пружинную полость с линией 12. В линии 16 установлен дроссель 17. РР 6 имеет гидролинию обратной связи 18 с дросселем 19. ЭГПК 5 формирует гидравлический сигнал в линии 12, необходимый для управления РР 6. ЭБ 2 управляет ЭГПК 5, формируя широтно-импульсный электрический сигнал, подаваемый на обмотку ПЭ 7 по электрической линии связи 20. Управляющий элемент ГР 8, с одной стороны, находится под воздействием усилия якоря ПЭ 7 при подаче в его обмотку широтно-импульсного сигнала, а с другой - на него действуют давление жидкости в линии 12 и усилие пружины 14.

В результате давление в управляющей линии 12 оказывается пропорциональным величине силы тока в обмотке ПЭ 7. РР 6 усиливает управляющий сигнал ЭГПК, формируемый в гидролинии 12, и регулирует давление жидкости, поступающей от него через гидролинию 13 в цилиндр 4 фрикциона. При этом давление жидкости в гидроцилиндре 4 также пропорционально силе тока в обмотке ПЭ 7. В результате двухкаскадный распределитель обеспечивает необходимые характеристики нарастания давления в цилиндрах 4

фрикционов включаемых и выключаемых передач. Количество двухкаскадных гидрораспределителей соответствует количеству управляемых фрикционов ГМП. МОЗ 3, выполненный в виде реле давления, используется в системе диагностирования. Это устройство соединено с гидролинией 13 и располагает электрической связью 21 с ЭБ 2. Для очистки жидкости установлен фильтр 22, на случай его засорения предусмотрен аварийный клапан давления 23.

Устройство регулирования фрикционов автоматической ГМП работает следующим образом. При подаче тока в обмотку ПЭ 7 управляющий элемент ГР 8 открывает напорную гидролинию 9, перекрывая линию слива 11. Возникающее при этом в управляющей линии 12 давление жидкости перемещает управляющий элемент РР 6 во вторую позицию. Линия 13 отсоединяется от линии слива 11 и соединяется с напорной линией 9. Жидкость поступает по линии 13 в гидроцилиндр 4 включаемого фрикциона. Включение фрикциона состоит из фаз заполнения гидроцилиндра 4 и регулирования давления. Фаза заполнения включает этапы быстрого и медленного заполнения. Во время этапа быстрого заполнения ЭБУ 2 подает на ПЭ 7 значение тока, близкое к максимальному, а на этапе медленного заполнения ток снижается. При этом на выходе ГР 8 ЭГПК 5 в управляющей линии 12 формируется давление, пропорциональное изменяющемуся току обмотки ПЭ 7. РР 6 под воздействием управляющего сигнала линии 12 соединяет напорную магистраль 9 с линией 13 подачи жидкости в цилиндр 4 фрикциона, обеспечивая его заполнение и регулирование в нем давления жидкости. Этап быстрого заполнения ускоряет срабатывание механизмов ДГ 1 и снижает время заполнения цилиндра 4. Этап медленного заполнения уменьшает подачу жидкости, поступающей в цилиндр на завершающем участке заполнения, что снижает импульс давле-

ния в нем и уменьшает рывок машины при остановке поршня. Продолжительность быстрого заполнения существенно меньше медленного. При переключении передач ЭБ одновременно осуществляет регулирование и контроль фрикционов включаемой выключаемой передачи по алгоритму, обеспечивающему переключение передач без разрыва потока энергии.

Моделирование процессов функционирования гидравлических систем мобильных машин позволяет определить характер изменения давлений и

расходов жидкости в трубопроводах, перемещения, скорости и ускорения золотниковых элементов (регулятора-распределителя, МОЗ фрикциона, поршня фрикциона) и т. д. [2, 3].

Рассмотрим технологию моделирования гидравлической системы управления ГМП, приведенной на рис. 1. На рис. 2 дана динамическая модель, построенная путем дискретизации системы методом сосредоточенных масс. Она содержит инерционные, упругие и диссипативные элементы [2].

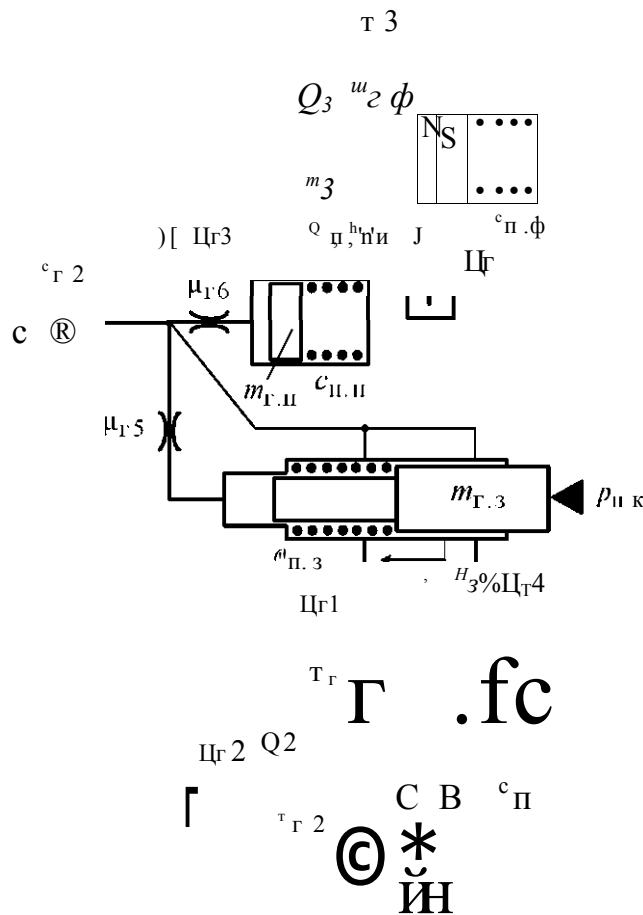


Рис. 2. Динамическая модель гидропривода управления фрикционом ГМП

Фазовыми координатами системы типа потока в модели приняты расходы Q , m^3/c , и перемещения механических элементов h , м. Положительные направ-

ления их отсчета обозначены стрелками на рис. 2. Фазовыми координатами типа потенциала приняты давления p , Па, и усилия F , Н. При принятых фазовых ко-

ординатах параметрами инерционных элементов являются коэффициенты масс $\tau_{г1}$, кг/м⁴. Параметрами упругих элементов являются коэффициенты жесткости возвратных пружин $c_{п}$, Н/м, и коэффициенты гидравлической жесткости магистралей и жидкости $c_{г}$, Н/м⁵, а параметрами диссипативных элементов - коэффициенты гидравлического сопротивления $\zeta_{г}$, Н-с/м⁵. В приведенной модели инерционные элементы отображают: $\tau_{г1} \dots \tau_{г4}$ - инерционные свойства жидкости в трубопроводах; $\tau_{г3}$ - инерционные свойства золотника РР и жидкости в прилегающем к нему трубопроводе; $\tau_{гп}$ - инерционные свойства плунжера МОЗ и жидкости в прилегающем к нему трубопроводе; $\tau_{гф}$ - инерционные свойства поршня фрикциона.

Упругие элементы модели учитывают: $c_{г1} \dots c_{г3}$ - упругие свойства жидкости (газожидкостной смеси) в примыкающих участках трубопроводов; $c_{пз}$ - упругие свойства возвратной пружины РР; $c_{пп}$ - упругие свойства пружины УОЗ; $c_{пф}$ - упругие свойства возвратных пружин фрикциона. Диссипативные элементы модели учитывают: $d_{г1} \dots d_{г6}$ - диссипативные свойства жидкости в соответствующих трубопроводах и силы трения в уплотнениях золотника РР и плунжера УОЗ; $\zeta_{г-у}$ - диссипативные свойства жидкости в канале, имитирующем утечки из цилиндра фрикциона. Параметры диссипативных элементов модели переменные. Все они нелинейные функции расходов Q_j . Коэффициен-

ты $\zeta_{г1}$, $\zeta_{г4}$ являются также функциями перемещения золотника РР h_3 . При исходном положении золотника $h = 0$ значение $\zeta_{г4}$ минимально, а значение $\zeta_{г1}$ равно бесконечности (открыто сливное окно РР, входное окно закрыто).

При возрастании перемещения h значение $\zeta_{г1}$ уменьшается, а $\zeta_{г4}$ увеличивается. Коэффициент $d_{г2}$ - функция давления упругого элемента $c_{г1}$. При отсутствии давления в нем $d_{г2}$ равно бесконечности, при превышении заданного уровня давления $d_{г2}$ уменьшается. На систему действуют два внешних источника: поток Q^{\wedge} (подача насоса, являющаяся функцией угловой скорости вала ДВС) и потенциал ($p_{пк}$ - давление на золотник РР, подводимое со стороны ЭГПК). Давление $p_{пк}$ - функция скважности управляющего напряжения.

При построении математической модели гидропривода использовался структурно-матричный метод [4]. Однако в [4] и других источниках по моделированию машин не разработано математического описания процессов функционирования систем, подобных исследуемой гидромеханической системе мобильных машин. При этом в разработанном автором и приведенном ниже математическом описании гидропривода ГМП **впервые и наиболее полно учтен ряд его специфических физических свойств.**

В результате впервые была получена следующая система, описывающая движение сосредоточенных масс:

$$\begin{aligned}
 \frac{dQ_1}{dt} &= (p_{y1} - p_{y2} - p_{дO}) / m_{г1}; \\
 \frac{dQ_2}{dt} &= (p_{y1} - p_{д2}) / m_{г2}; \\
 \frac{dQ_3}{dt} &= (P_{y2} - P_{y3} - P_{д3}) / m_{г3}; \\
 \frac{dQ_4}{dt} &= (P_{y2} - P_{д4}) / m_{г4}; \\
 \frac{dQ_5}{dt} &= (P_{пк} - P_{д5} - P_{д3} - P_{д3.м}) / m_{г3}; \\
 \frac{dQ_{пф}}{dt} &= (P_{y2} - P_{пф} - P_{дб}) / m_{гпф}; \\
 \frac{dQ_{ф}}{dt} &= (P_{y3} - P_{пф} - P_{дф}) / m_{гф},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где $P_{y1} \dots P_{y3}$ - давления упругих элементов в $S_{ч} \dots S_{г3}$, P_{a} ; $\wedge_{п.з}$, $\wedge_{п.п}$ и $\wedge_{п.ф}$ - усилия упругих элементов $C_{пз}$, $C_{пп}$ и $C_{п.ф}$, H ; $p_{д1} \dots p_{д6}$ - потери давления в диссипативных элементах, P_{a} ; B_3 , B_n и $B_{ф}$ - дискретные функции, учитывающие ограничения на перемещения инерционных элементов; $S_{з.б}$, $S_{з.м}$ - площади поперечного сечения золотника РР и полости обратной связи, m^2 ; $S_{п.з}$, $S_{п.п}$ - площади поперечного сечения плунжера МОЗ и поршня фрикциона, m^2 .

Уравнения упругих элементов модели имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 / \ddot{z} &= C_{г1} (\ddot{y}_n^* - Q - Q_2); \\ dp^{\wedge} / di &= C_{г2} (Q_1 + Q_3 - Q_3 - Q_4 - Q_p); \quad (2) \\ a_{p_{y_b}} l \ddot{e} l &= c_{г3} (Q_3 - Q_{ф} - Q_y); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \wedge_{п.з} &= C_{п.з} \cdot h_3 + \wedge_{п.з0}; \\ F_{п.п} &= c_{\wedge_{п.п}} \cdot h_{п} + F_{п.п0}; \quad (3) \\ \wedge_{п.ф} &= c_{п.ф} \cdot h_{ф} + \wedge_{п.ф0}, \end{aligned}$$

где Q_y - расход утечек рабочей жидкости из цилиндра фрикциона, m^3/c ; $\wedge_{п.з0}$, $K_{п0}$ и $\wedge_{п.ф0}$ - начальные усилия соответствующих пружин, H .

Дискретные функции B_3 и $B_{ф}$ использованы впервые. Они учитывают наличие неустойчивых (виртуальных) связей, накладываемых на золотник ЭГПК и поршень фрикциона, и опережаются по формулам:

$$\begin{aligned} B_3 &= \begin{cases} \text{при } Q_3 > 0; \\ 0, \text{ при } Q_3 = 0 \text{ и } Q_3 < 0; \\ \text{иначе, } 1, \end{cases} \quad (4) \\ B_{ф} &= \begin{cases} \text{при } Q_{ф} > 0; \\ < 0, \text{ при } Q_{ф} = 0 \text{ и } Q_{ф} < 0; \\ \text{иначе, } 1, \end{cases} \quad (5) \end{aligned}$$

где $h_{3\max}$, $h_{ф\max}$ - максимальные перемещения, допускаемые виртуальными связями.

Для учета потерь давления в диссипативных элементах используется формула

$$P_{ди} = V_{т.р} Q_i + V_{т.р} Q_i^2 \cdot S^{si}(Q_i) \quad (6)$$

Перемещения механических элементов получают, интегрируя уравнения:

$$\begin{aligned} dh_3 / di &= Q \cdot B_3 / S_{з.м} \\ dh_{ф} / di &= Q \cdot B_{ф} / S_{ф} \end{aligned} \quad (7)$$

Расход утечек, позволяющий оценивать гидравлические потери:

$$Q_y = p_y \cdot S_{y} \quad (8)$$

Полученные автором характеристики переходных процессов в гидроприводе САУД ГМП приведены в [2, 3]. Установлены закономерности изменения расходов в гидроприводе ($Q_1 \dots Q_4$ - расходы в соответствующих магистралях согласно рис. 2), давлений упругих элементов, давления на выходе пропорционального клапана, а также характеристики перемещений механических элементов системы управления ГМП.

Выявлено, что в момент времени, когда поршень фрикциона выбирает свой рабочий ход, начинается пульсация расхода жидкости Q_2 в цилиндре фрикциона [2]. Аналогичные процессы происходят и с расходами в остальных магистралях гидропривода. Установлено, что амплитуда этих пульсаций Aq , несет важную диагностическую информацию, причем значения A_{Qi} различны и зависят от факторов, анализ которых приведен ниже. Установлено, что характер переходных процессов в гидроприводе меняется в случае уменьшения подачи насоса по сравнению с номи-

нальным значением. Снижение подачи насоса может быть связано с появлением в нем неисправностей, к которым относятся износ шестерен и торцевых поверхностей сопряжения опорных втулок с шестернями, износ шеек вала, потеря эластичности резиновых уплотнений, износ и повреждения манжетного уплотнения. Иногда возникает трещинообразование корпуса. В условиях повышенных давлений опорные втулки и шестерни прижимаются к внутренним поверхностям стенок корпуса, что вызывает смятие стенок и износ поверхности сопряжения вращающихся шестерен. В результате возрастают внутренние перетечки в насосе, снижая его объемный КПД. Установлено, что время полного перемещения золотника распределителя увеличивается до 10 %, при этом изменяется характер поведения давления p_{y1} . Математическое описание процессов в гидроприводе позволяет имитировать появление неисправностей его элементов и фиксировать для них значения диагностических параметров и тенденции их изменения во времени и в зависимости от изменения друг друга. Изменения значений отмеченных выше и других параметров, которые вызваны неисправностями и отказами элементов

гидропривода, выявленными в процессе моделирования, а также трендовые зависимости положены в основу базы знаний экспертной системы.

При исследованиях ставилась цель получения закономерностей, которые следует использовать при диагностике гидропривода ГМП, и определения зависимостей показателей работоспособности гидравлической части ГМП в переходных процессах от величин давлений и расходов в магистралях, а также физических свойств рабочей жидкости. Для этого имитировались соответствующие ситуации, связанные с изменением подачи насоса и кинематической вязкости рабочей жидкости.

В качестве оценочных критериев переходного процесса выбраны: амплитуды пульсации расходов AQ , м/с, и давлений A_p , Па; длительности переходного процесса t , t^{\wedge} характеристик расходов и давлений, с; время начала переходных процессов $t_{нач}$, с; величина установившегося значения давления p^{\wedge} в i -й магистрали, Па.

Результаты исследований даны на рис. 3.9.

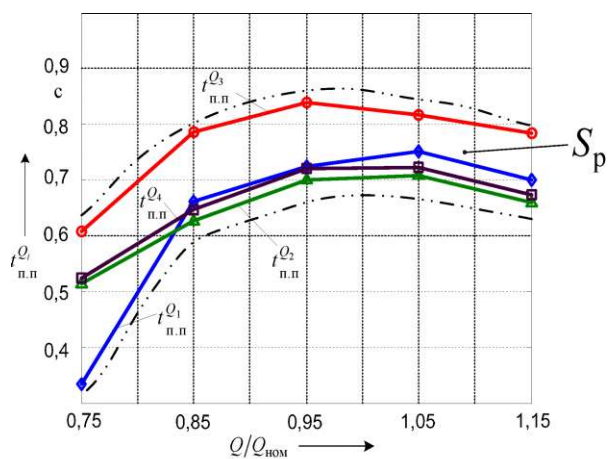


Рис. 3. Зависимость длительности переходных процессов характеристик расходов в магистралях от относительной подачи насоса

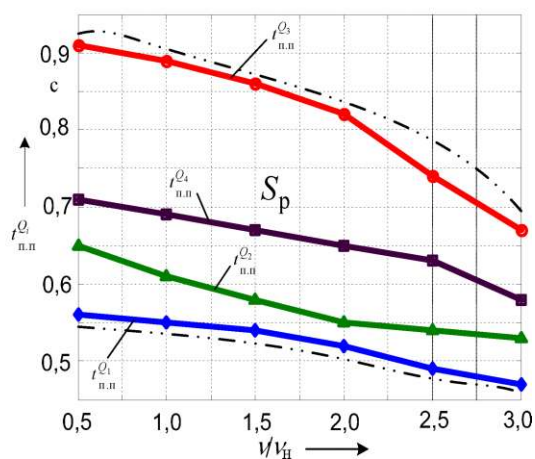


Рис. 4. Зависимость длительности переходных процессов характеристик расходов в магистралях от относительной вязкости рабочей жидкости

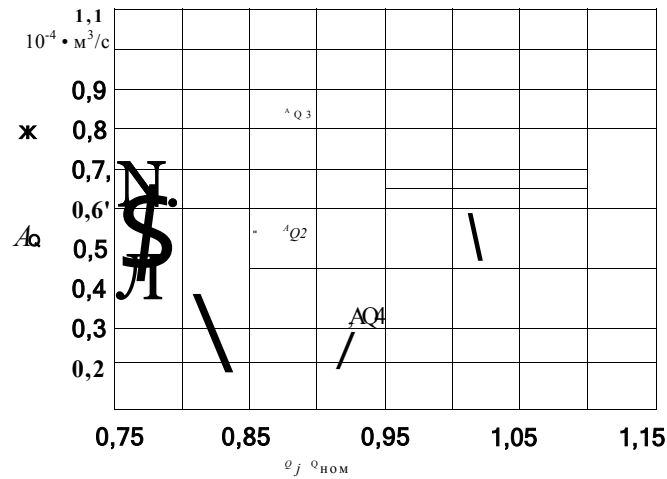


Рис. 5. Зависимость амплитуды пульсации характеристик расходов в магистралях от относительной подачи насоса

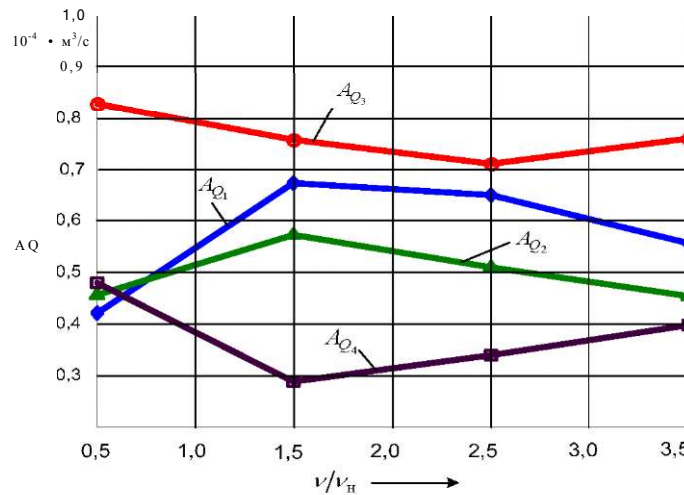


Рис. 6. Зависимость амплитуды пульсации характеристик расходов в магистралях от относительной вязкости

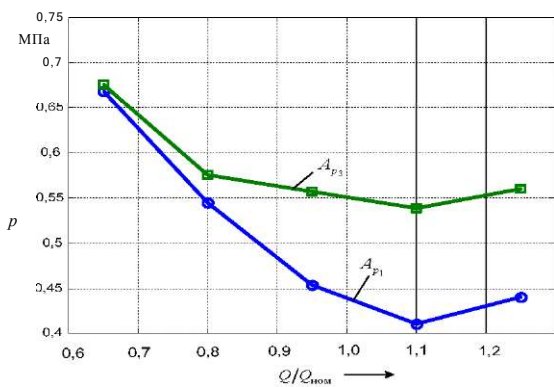


Рис. 7. Зависимость амплитуды пульсации характеристик давлений в магистралях ГМП от относительной подачи насоса

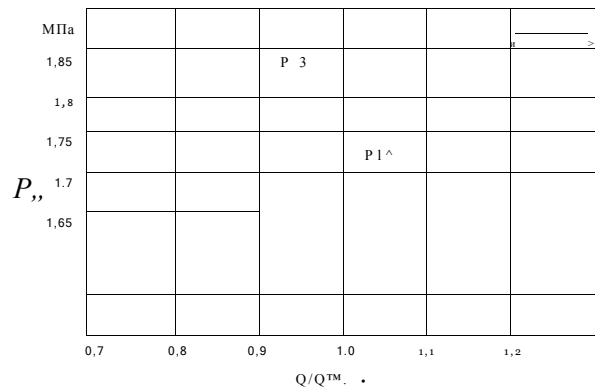


Рис. 8. Зависимость установившегося уровня давления в магистралях от относительной подачи насоса

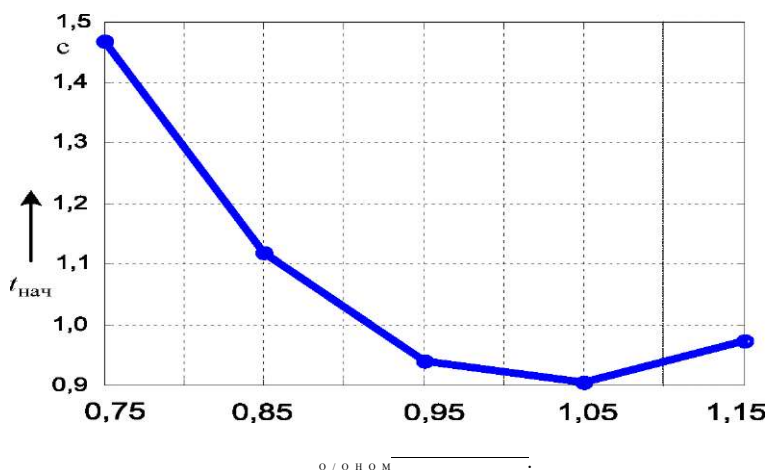


Рис. 9. Зависимость начала переходных процессов по расходу и давлению в магистралях от относительной подачи насоса

Анализ характеристик (см. рис. 3 и 4) показывает, что длительность t по расходу в магистралях зависит от относительной подачи насоса и вязкости жидкости, причем в первом случае до величины, соответствующей номинальной подаче, она возрастает, а во втором - убывает. Значительное (до 50...70 %) уменьшение t_n^{Ql} в магистралях (см. рис. 3) в случае, если величина относительной подачи насоса становится ниже 0,85, объясняется снижением скорости потока жидкости в соответствующих магистралях. Области функциональной работоспособности S_p находятся внутри двойных штрихпунктирных линий. Некоторое увеличение t (см. рис. 4) при снижении относительной кинематической вязкости объясняется снижением гидравлического сопротивления в магистралях. Отклонение текущих значений оценочных критериев от своих номинальных характеристик (выход значения того или иного показателя из области S_p) означает потерю работоспособности гидропривода и указывает на наличие определенной неисправности ГМП. Согласно графику, приведенному на рис. 5, изменение амплитуды пульсации расходов AQ до величины, соответствующей подаче

0,9 $Q_{ном}$, носит убывающий характер, а затем значения AQ_l несколько возрастают. Возрастание AQ при снижении относительной подачи объясняется влиянием свойств регулятора-распределителя, а также возможностью перенастройки клапана давления на более высокий уровень давления. Снижение значений AQ и AQ_2 (см. рис. 6) при уменьшении относительной вязкости обусловлено увеличением внутренних перетечек жидкости, а некоторое увеличение AQ_3 происходит вследствие снижения гидравлических потерь в соответствующей магистрали.

Подобная процессам на рис. 5 тенденция наблюдается и для характеристик амплитуды пульсации давлений A_p (см. рис. 3). Только в этом случае значения A_{p_i} убывают до величины, соответствующей 1,1 $Q_{ном}$. При этом увеличение A_{p_l} при снижении относительной подачи вызвано более существенной реакцией клапана давления на уменьшение подачи, а увеличение A_{p_3} при снижении подачи объясняется более резким смещением вправо золотника регулятора-распределителя.

На рис. 8 видна область дестабилизации (снижение устойчивости гидропривода по давлению), которая находится левее границы, соответствующей номинальной подаче насоса, и характеризуется значительным снижением установившегося уровня давления в соответствующих магистралях. Ситуация, когда значения установившегося давления в магистралях оказываются менее 1,5 МПа, является опасной, так как это может привести к снижению давления на поверхности трения фрикционных дисков и, как следствие, ненадежному удержанию фрикциона во включенном состоянии (пробуксовке дисков).

Полученные зависимости, занесенные в память процессора в виде цифровых файлов или регрессионных уравнений, обеспечивают оценку технического состояния шестеренного насоса ГМП и качества рабочей жидкости. Учет дополнительной информации и моделирование отдельных ситуаций позволяет прогнозировать типовые неисправности гидропривода (износ золот-

никовых элементов и уплотнений, изменение жесткости пружин, засорение магистралей и т. д.).

На рис. 10 приведены результаты моделирования переходных процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП автосамосвала БелАЗ-7555. В момент времени t_0 ЭБ ГМП подает на обмотку электромагнита сигнал максимальной скважности, что соответствует максимальной силе тока. Давление на выходе исполнительного механизма возрастает до своего максимального значения, ограниченного давлением в главной магистрали $p_{гл}$ с учетом потерь давления в гидравлических сопротивлениях. Смоделировано снижение подачи насоса на 50 %, поэтому на этапе заполнения гидроцилиндра фрикциона наблюдается значительное падение давления в главной магистрали $p_{гл}$. Давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{фр}$ возрастает до значения, соответствующего усилию возвратных пружин фрикциона.

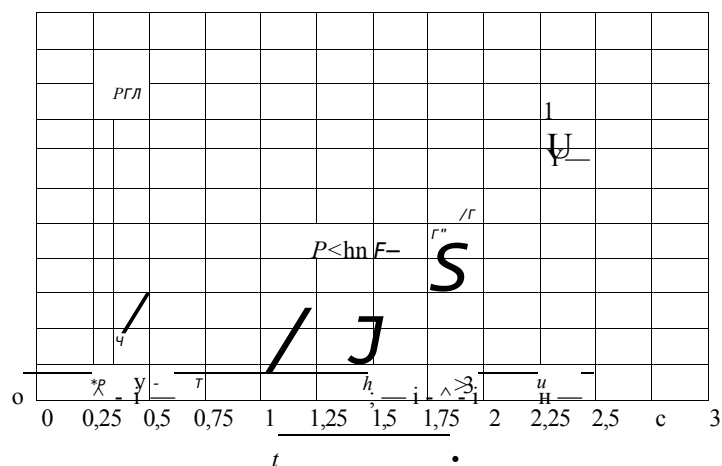


Рис. 10. Результаты моделирования процессов в гидроприводе мехатронной системы пропорционального управления фрикционами ГМП

На этапе медленного заполнения в момент времени t_1 ЭБ формирует сигнал о снижении тока в обмотке электромагнита до определенного уровня. С некоторой задержкой, обусловленной инер-

ционностью электромагнитного клапана и регулятора-распределителя, давление на выходе исполнительного механизма уменьшается. Величина задержки составляет не более 0,1 с. График $p_{фр} = f(t)$

на рис. 10 на этапе медленного заполнения имеет пологую форму, что соответствует меньшей скорости движения поршня гидроцилиндра. За счет уменьшения скорости обеспечивается снижение динамической нагрузки при включении фрикциона.

В конце этапа медленного заполнения фрикционные диски поджимаются и начинают передавать момент, при этом возрастает давление в цилиндре фрикциона и на выходе исполнительного механизма. В момент времени i_2 , соответствующий моменту окончания заполнения цилиндра фрикциона, ЭБ формирует сигнал на начало регулирования давления. Сила тока в обмотке электромагнита клапана изменяется по линейному закону до момента времени i_4 . В конце этапа регулирования сила тока увеличивается до максимального значения гарантированного замыкания дисков и удержания фрикциона во включенном состоянии. Изменение дав-

ления на выходе исполнительного механизма и в гидроцилиндре фрикциона $p_{фр}$ после затухания колебаний также линейно. На графике изменения давления $p_{фр} = f(t)$ наблюдаются две характерные пульсации давления. Первая пульсация обусловлена остановкой поршня гидроцилиндра, и ее можно использовать в *методе оперативного определения износа фрикционов* ГМП, предложенном автором. Вторая пульсация обусловлена динамической нагрузкой вращающихся инерционных масс вследствие полного замыкания фрикциона.

Доказано, что измерение значений пульсаций, времени буксования и давлений в магистралях дает важную диагностическую информацию, позволяя сравнивать эти значения с эталонными. Рассмотрим это на примере ситуации, когда гидропривод системы управления фрикционами ГМП неисправен (рис. 11).

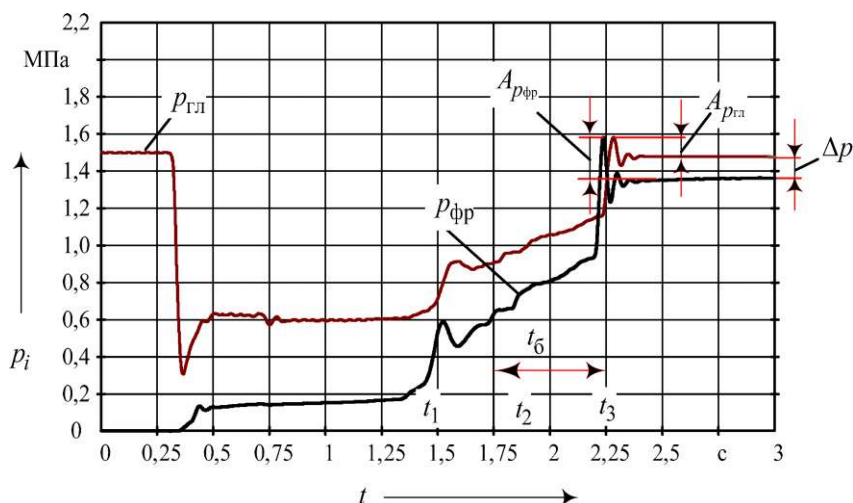


Рис. 11. Результаты моделирования переходных процессов в неисправном гидроприводе системы управления фрикционами ГМП

При использовании управления по обратной связи время буксования фрикциона $\Delta t = i_3 - i_2$ зависит не только от наклона характеристики тока на этапе регулирования, но и от нагрузки, передаваемой фрикционом. Время яв-

ляющееся здесь параметром управления, позволяет оценивать работоспособность фрикциона. Изменение i_6 при одинаковых условиях на тестовом режиме диагностирования характеризует износ фрикциона. На рис. 11 отражены

графики переходных процессов в гидроприводе системы управления фрикционом ГМП при включении фрикционной муфты в режиме управления по обратной связи.

Доказано, что значения амплитуд пульсации главного давления $A_{p_{гд}}$ и давления во фрикционе $A_{p_{фр}}$ определяются динамической нагрузкой вращающихся инерционных масс вследствие полного замыкания фрикциона. Сравнив графики на рис. 10 и 11, можно отметить, что в последнем случае давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{фр}$ заметно ниже давления в главной гидромагистрали $p_{гд}$. Установлено, что эта разность давлений $A_p = p_{гд} - p_{фр}$ возникает из-за утечек в уплотнениях фрикциона или валов ГМП, а также в масляных магистралях. Экспериментально в заводских условиях получены характеристики учета этих утечек [2].

Выводы

1. Впервые получены зависимости, характеризующие поведение показателей работоспособности при изменении диагностических параметров в условиях функционирования гидропривода системы управления и диагностирования ГМП. Установлены зависимости характеристик переходных процессов гидропривода ГМП от величин давлений и расходов в гидравлических магистралях и от физических свойств жидкости.

2. Обнаружены закономерности поведения диагностических параметров во времени и в отношении друг друга, что позволяет эффективно использовать их в алгоритмах системы диагностирования для оперативной и результативной постановки диагноза.

3. С учетом в математическом описании ГМП ряда специфических свойств, таких как нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими,

нелинейные характеристики коэффициента трения и теплофизических параметров фрикционных дисков, механические потери в механизмах характеристики внешней среды, создающей сопротивление движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью дороги, выявлены новые закономерности и установлены основные факторы, параметры и характеристики компонентов ГМП, оказывающие существенное влияние на их работоспособность. Обоснован выбор диагностических параметров и установлены предельно допустимые значения с их последующим использованием в алгоритмах диагностирования бортовой системы, что позволяет прогнозировать износ фрикционных дисков и величину их остаточного ресурса.

4. Впервые обнаружены закономерности, характеризующие влияние подачи гидронасоса, вязкости и температуры жидкости на амплитуды пульсации давлений и расходов, длительность переходных процессов в магистралях гидропривода при автоматическом переключении передач, определены предельно допустимые отклонения их значений от номинальных при возникновении неисправностей, которые положены в основу алгоритма бортовой системы диагностирования ГМП, причем оценка колебаний давлений рабочей жидкости в магистралях гидравлической системы управления ГМП позволяет оперативно выявлять неисправности всех ее элементов.

5. Установлено, что время $i_{п}^{иг}$ по расходу в магистралях зависит от относительной подачи насоса и вязкости жидкости. В первом случае до величины, соответствующей номинальной подаче, время возрастает, а во втором - постоянно убывает. Значительное (до 50...70 %) уменьшение $i_{п}^{иг}$ в магистралях ГМП в случае, если величина относительной подачи становится ниже 0,85,

объясняется снижением скорости потока жидкости в соответствующих магистралях. Некоторое увеличение $t_{\text{н}}^{Q_i}$ при снижении кинематической вязкости объясняется снижением гидравлического сопротивления в магистралях. Отклонение текущих значений оценочных критериев от номинальных, т. е. выход значения того или иного показателя из области функциональной работоспособности S_p , выявляет наличие определенной неисправности ГМП.

6. Амплитуда пульсации расходов A_{Q_j} до величины, соответствующей подаче 0,9, снижается, а затем AQ возрастают. Рост AQ при снижении подачи объясняется влиянием свойств регулятора-распределителя и возможностью перенастройки клапана давления на более высокий уровень давления. Снижение AQ и AQ_2 при уменьшении относительной вязкости жидкости обусловлено увеличением внутренних перетечек жидкости, а некоторое увеличение AQ_3 происходит вследствие снижения гидравлических потерь в соответствующей магистрали.

7. Установлено, что значения A_p убывают до величины, соответствующей подаче насоса $1,1 Q h^{\wedge}$. Увеличение A_{p1} при снижении подачи вызвано более существенной реакцией клапана давления на это уменьшение, а увеличение A_{p3} при снижении подачи объясняется перемещением золотника регулятора-распределителя.

8. Обнаруженная область дестабилизации, соответствующая снижению устойчивости гидропривода по давлению, которая находится левее границы, соответствующей номинальной подаче насоса, характеризуется значительным снижением установившегося уровня давления в соответствующих магистралях. Рекомендовано избегать ситуации, когда значения установившегося давления в магистралях оказываются менее 1,5 МПа, т. к. это может привести к снижению давления на поверхности трения фрикционных дисков и, как следствие, ненадежному удержанию фрикциона во включенном состоянии (пробуксовке дисков).

9. Доказано, что значения амплитуд пульсации главного давления $A_{p_{\text{гл}}}$ и давления во фрикционе $A_{p_{\text{ф}}}$ определяются динамической нагрузкой вращающихся инерционных масс вследствие полного замыкания фрикциона.

10. Обнаружен и использован эффект регулярных колебаний давления жидкости и выявлены области их локализации при заполнении цилиндра фрикциона, что положено в основу нового метода диагностирования элементов ГМП по критерию длительности заполнения гидроцилиндра фрикциона при автоматическом переключении передач путем фиксации момента возникновения амплитуды первого всплеска давления.

11. На основе выявленных закономерностей синтезированы алгоритмы определения технического состояния ГМП, реализованные в бортовой системе диагностирования ГМП, что обеспечивает своевременную оценку фактического технического состояния и высокоточное прогнозирование неисправностей самосвалов с заданной точностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Устройство управления фрикционными автоматической гидромеханической передачи : пат. 10960 РБ, С 1 МПК В 60 W 10 / 00, F 16 D 29 / 00, F 16 H 61 / 09 / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, С. А. Рынкевич, С. В. Кузнецов, О. В. Пузанова, К. Н. Кусков ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. - № а 20070165 ; заявл. 19.02.07 ; опубл. 30.08.08 // Афшыйны бюл. / Нац. цэнтр штэлекгуал. уласнасц. - 2008. - № 4. - С. 78-79.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. - Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. - 511 с. : ил.
3. **Тарасик, В. П.** Технологии искусственного интеллекта в диагностировании автотранспортных средств / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. - Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. - 280 с. : ил.
4. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. - Минск : Дизайн ПРО, 2004. - 640 с. : ил.

LIST OF LITERATURE

1. Control of friction clutches of automatic hydromechanical transmission : pat. 10960 RB, C 1 MПК B60W 10 / 00, F 16 D 29 / 00, F 16 H 61 / 09 / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, S. A. Rynkevich, S. V. Kuznetsov, O. V. Puzanova, K. N. Kuskov ; applicant for a patent Belarus.-Rus. Un-ty. - № а 20070165 ; appl. 19.02.07 ; published. 30.08.08 // Off. bull. / Nat. center of intell. property. - 2008. - № 4. - P. 78-79.
2. Diagnostics of hydromechanical transmissions of mobile machines / N. N. Gorbatenko [et al.] ; edited by DSc. (Engineering), prof. V. P. Tarasik. - Mogilev : Belarus.-Ros. un-t, 2010. - 511 p. : il.
3. **Tarasik, V. P.** Technologies of artificial intelligence in vehicles diagnostics / V. P. Tarasik, S. A. Rynkevich. - Mogilev : Belarus.-Ros. un-t, 2007. - 280 p. : il.
4. **Tarasik, V. P.** Mathematical modeling of engineering systems / V. P. Tarasik. - Minsk : Dizain PRO, 2004. - 640 p. : il.

LIST OF LITERATURE (TRANSLITERATION)

1. Ustrojstvo upravleniya friksionami avtomatičeskoj gidromekhanicheskoj peredachi: pat. 10960 RB, C 1 МПК В 60 W 10 / 00, F 16 D 29 / 00, F 16 H 61 / 09 / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, S. A. Rynkevich, S. V. Kuznetsov, O. V. Puzanova, K. N. Kuskov ; zayavitel' Belarus.-Ros. Un-t. - № а 20070165 ; zayavl. 19.02.07 ; opubl. 30.08.08 // Afits. bul. / Nats. tsentr intelektual. ulasnasti. - 2008. - № 4. - S. 78-79.
2. Diagnostirovanie gidromekhanicheskikh peredach mobil'nykh mashin / N. N. Gorbatenko [i dr.] ; pod obsch. red. d-ra tekhn. nauk, prof. V. P. Tarasika. - Mogilev : Belarus.-Ros. un-t, 2010. - 511 s. : il.
3. **Tarasik, V. P.** Tekhnologii iskusstvennogo intellekta v diagnostirovanii transportnykh sredstv / V. P. Tarasik, S. A. Rynkevich. - Mogilev : Belarus.-Ros. un-t, 2007. - 280 s. : il.
4. **Tarasik, V. P.** Matematicheskoe modelirovanie tekhnicheskikh sistem / V. P. Tarasik. - Minsk : Dizain PRO, 2004. - 640 s. : il.

Статья сдана в редакцию 16 сентября 2011 года

Сергей Анатольевич Рынкевич, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0297-740-15-20.

Sergey Anatolyevich Rynkevich, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University Tel.: +375-297-40-15-20.

УДК 629.35-027.31

В. П. Тарасик, О. А. Шаповалова, В. В. Региня, Р. В. Плякин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.35-027.31

V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova, V. V. Reginya, R. V. Pliakin

DESIGNING OF FRICTION CLUTCHES OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

Аннотация

Изложена методика определения основных параметров многодисковых фрикционов, используемых в гидромеханических передачах в качестве механизмов управления переключением передач. Рассмотрено решение проблемы выключения вращающихся фрикционов с помощью шариковых клапанов слива. Приведена конструкция фрикциона с таким клапаном, разработанная авторами статьи в процессе модернизации гидромеханической передачи карьерных самосвалов БелАЗ.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, фрикцион, коробка передач.

Abstract

The methodology of determining the key parameters of multi-disk friction clutches used in hydromechanical transmissions as mechanisms of gear shift control is given. The solution of the problem of disengagement of rotating friction clutches by means of ball drain valves is considered. The paper deals with the design of the friction clutch with such a valve, developed by the authors of the paper in the course of modernization of hydromechanical transmission of BelAZ quarry dump trucks.

Key words:

hydromechanical transmission, torque converter, friction clutch, gearbox.

Гидромеханическая передача (ГМП) состоит из гидротрансформатора (ГДТ), коробки передач (КП) и системы управления переключением передач. Переключение передач осуществляется многодисковыми фрикционами посредством гидропривода. В вальных коробках передач фрикционы расположены на вращающихся валах. На поршень вращающегося фрикциона, кроме управляемого статического давления, действует центробежное давление рабочей жидкости. Поэтому наряду с необходимостью создания расчетного момента трения в процессе скольжения дисков при включении передачи возникает проблема обеспечения надежного

выключения фрикциона [1, 2]. Эта же проблема характерна и для вращающихся фрикционов планетарных коробок передач, используемых для блокирования планетарных рядов. Устройства компенсации силы центробежного давления на поршень существенно усложняют конструкцию фрикциона и могут снижать его надежность [3-5]. В данной статье рассмотрены основные вопросы проектирования фрикционов с учетом отмеченных их особенностей.

Проектирование начинают с определения необходимого момента трения M_f , который должен развивать фрикцион: