

DOI: 10.24412/2077-8481-2023-4-53-60

УДК 629.3

С. А. РЫНКЕВИЧ, *д-р техн. наук, доц.*

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

СИСТЕМА БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И МОНИТОРИНГА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОСАМОСВАЛА

Аннотация

Рассмотрены вопросы применения в конструкции карьерного самосвала с гидромеханической трансмиссией системы бортового диагностирования и мониторинга для оперативного определения технического состояния. Разработано математическое описание процессов функционирования гидромеханической передачи. На основе метода имитационного моделирования выявлены закономерности динамического регулирования фрикционных при автоматическом переключении передач, обеспечивающие снижение динамических нагрузок в трансмиссии и износа фрикционных дисков. Показаны экраны просмотра экспертной системы, где выводятся результаты анализа технического состояния трансмиссии.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, карьерный самосвал, техническое состояние, мониторинг, бортовая система.

Для цитирования:

Рынкевич, С. А. Система бортового диагностирования и мониторинга гидромеханической передачи автосамосвала / С. А. Рынкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 4 (81). – С. 53–60.

Применение современных автоматизированных трансмиссий на карьерных автосамосвалах с бортовыми системами управления и диагностирования повышает ресурс, увеличивает эффективность транспортной деятельности, обеспечивает комфорт и защищенность человека-водителя с качественным определением технического состояния машины.

Гидромеханическая коробка передач (ГМП) карьерного самосвала БелАЗ-7555, выбранная в качестве объекта исследования, изображена на рис. 1, а. Коробка передач (КП) является вальной и имеет четыре вала. Число пар трения фрикционных равно восемнадцати.

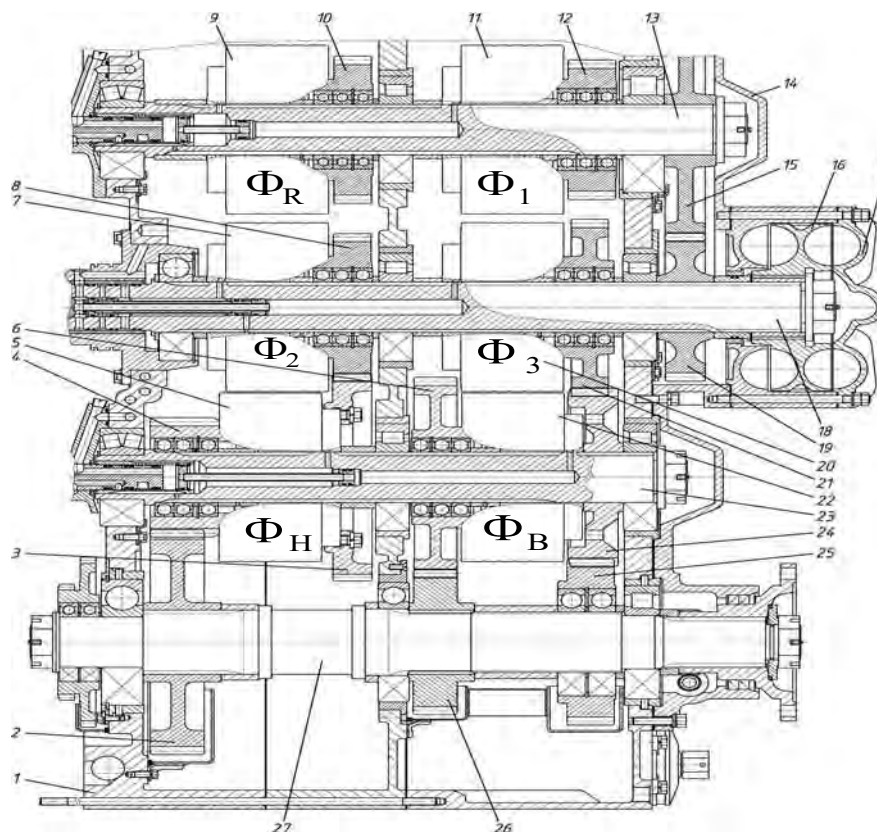
Фрикционы 7 и 20 второй и третьей ступеней (Φ_2 и Φ_3) КП размещены на входном валу 18. Фрикционы первой ступени 11 и ступени реверса 9 (Φ_R) установлены на реверсивном валу.

Для того чтобы передать энергию маховика двигателя от турбины гидротрансформатора (ГТ) на промежуточный вал 23 КП, требуется осуществить замыкание одного из фрикционных КП. При этом включается нужная ступень (передача).

Рассмотрим пример. Предположим, требуется включить вторую ступень в КП (см. рис. 1, а). Для этого главное давление рабочей жидкости ГМП подводится к фрикциону 7. При срабатывании (замыкании) этого фрикциона ведущая шестерня 8 КП жестко блокируется с входным валом 18 и передает вращение промежуточному валу 23, который получает это вращение через находящуюся в зацеплении ведомую шестерню 3, закрепленную на корпусе фрикциона нижнего диапазона 5, установленного на валу 23 КП.

Первая и третья ступени и ступень реверса КП включаются аналогичным образом.

а)



б)

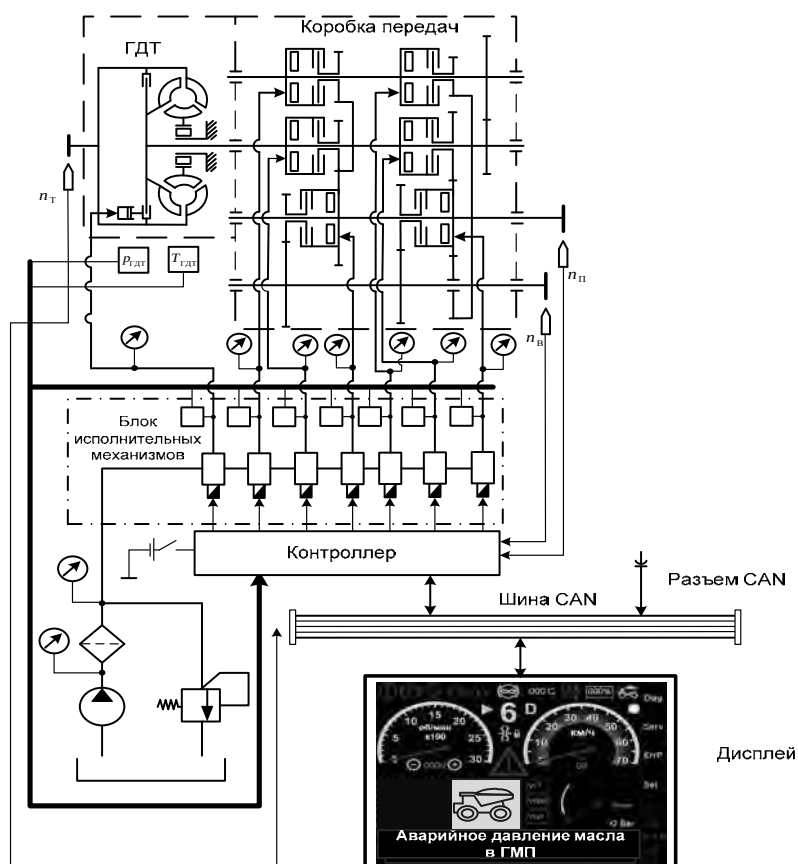


Рис. 1. Схемы ГМП карьерного автосамосвала (а) и системы ее бортового управления и диагностирования (СБУД) (б)

Особенностью данной КП является то, что на промежуточном валу 23 способны реализоваться три различные скорости вращения. Эти скорости соответствуют двум передачам переднего хода и одной заднего хода.

Благодаря диапазонным фрикционным Φ_H и Φ_B (поз. 5 и 22 соответственно) можно удвоить количество ступеней базовой КП (индексы «н» и «в» соответствуют нижнему и верхнему диапазону).

Схема и описание гидравлической системы гидромеханической трансмиссии ГМП автомобиля-самосвала БелАЗ-7555 достаточно подробно даны в [1, с. 101].

Модернизированная усилиями сотрудников кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета под руководством проф. В. П. Тарасика и специалистов ОАО «БелАЗ» электронно-гидравлическая система бортового управления и диагностирования (СБУД) ГМП показана на рис. 1, б.

СБУД и комплекс датчиков обмениваются данными через систему CAN (Control Area Network). CAN – это последовательный протокол связи с эффективной поддержкой распределения контроля в реальном времени и очень высоким уровнем безопасности. Подобные протоколы связи используются для организации передачи информации в сложных условиях, таких как среды с высоким уровнем различного рода помех. В связи с этим данный протокол передачи удобоприменим в автомобильной электронике. Появившийся на свет как стандарт промышленной сети, протокол CAN был ориентирован, прежде всего, на объединение в единую сеть различных исполнительных устройств и множества датчиков. Мультиплексная система передачи данных CAN может выполняться в виде высокоскоростной и среднескоростной шин.

Наличие в автомобиле CAN-шины открывает широкие возможности

для реализации практически неограниченного количества функций. Помимо высокоэффективной реализации основных функций по автоматическому управлению ГМП, появляются возможности электронного управления другими механизмами автомобиля – подвеской, кузовом, тормозной системой и т. д.

Имеется дисплей для просмотра диагностической информации. Входные каналы системы поступают от ряда датчиков, способных обрабатывать сигналы различной физической природы. К этим сигналам относятся механические, гидравлические, тепловые и электрические параметры и характеристики практически всех элементов ГМП.

Для получения данных о физических свойствах трансмиссии применено математическое моделирование. Поле экспликации, отражающее математическое описание гидромеханической трансмиссии, приведено далее. Заранее в модели примем следующие обозначения: EEMS (Elastic element of the mechanical system) и DEMS (Dissipative element of the mechanical system) – соответственно упругий и диссипативный элементы, которыми являются элементы валов и других деталей с упругими и диссипативными свойствами.

Упругие элементы EEMS, характеризующиеся коэффициентами жёсткости, отображают упругие свойства соединения двигателя с гидромеханической передачей, вала турбины ГТ, карданной передачи к ведущему мосту, полуосей и окружной жёсткости шин ведущих колёс. Коэффициенты демпфирования DEMS учитывают диссипацию (рассеивание) энергии элементами соединений механизмов трансмиссии и шин.

Комплексный учет в модели элементов жёсткости и элементов рассеяния энергии позволяет с энергетических позиций отследить особенности функционирования и взаимодействия деталей и механизмов трансмиссии.

$$\left. \begin{aligned}
\frac{d\omega_1}{dt} &= (M_d - M_{y1} - M_{d1})/J_1; \\
\frac{d\omega_2}{dt} &= (M_{y1} + M_{d1} - M_h L_h - M_{\phi 6L} L_{6L})/J_2; \\
\frac{d\omega_3}{dt} &= (M_h K_{тн} L_h + M_{\phi 6L} L_{6L} - M_{y2} - M_{d2})/J_3; \\
\frac{d\omega_4}{dt} &= \left(M_{y2} + M_{d2} - \frac{M_{\phi 1} L_{\phi 1}}{u_{кп1,1} \eta_{кп1,1}} - \frac{M_{\phi 2} L_{\phi 2}}{u_{кп2,1} \eta_{кп2,1}} \right)/J_4; \\
\frac{d\omega_5}{dt} &= (M_{\phi 1} L_{\phi 1} u_{кп1,2} \eta_{кп1,2} + M_{\phi 2} L_{\phi 2} u_{кп2,2} \eta_{кп2,2} - M_{y3} - M_{d3})/J_5; \\
\frac{d\omega_6}{dt} &= (M_{y3} + M_{d3} - M_{\phi 3} L_{\phi 3} - M_{\phi 4} L_{\phi 4})/J_6; \\
\frac{d\omega_7}{dt} &= (M_{\phi 3} L_{\phi 3} u_3 \eta_3 + M_{\phi 4} L_{\phi 4} u_4 \eta_4 - M_{y4} - M_{d4})/J_7; \\
\frac{d\omega_8}{dt} &= \left(M_{y4} + M_{d4} - \frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_0 \eta_0} \right)/J_8; \\
\frac{d\omega_9}{dt} &= \left(\frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_k \eta_k} - M_{\phi k} L_{\phi k} \right)/J_9; \\
\frac{d\omega_{10}}{dt} &= (M_{\phi k} L_{\phi k} - M_{y6} - M_{d6} - M_{f2})/J_{10}; \\
\frac{d\omega_{11}}{dt} &= (M_{y6} + M_{d6} - M_{f1} - M_h - M_w)/J_{11},
\end{aligned} \right\}$$

где $M_{\phi 6L}, M_{\phi 1} \dots M_{\phi 4}$ – моменты трения фрикционных блокирования ГТ и ФМ ГМП; $u_{кп1,1}, u_{кп2,1}, u_{кп1,2}, u_{кп2,2}$ – передаточные числа зубчатых колес в пределах входного и промежуточных валов КП; $\eta_{кп1,1}, \eta_{кп2,1}, \eta_{кп1,2}, \eta_{кп2,2}$ – КПД зубчатых зацеплений; M_d – крутящий момент ДВС; $K_{тн}$ – коэффициент, выражающий отношение момента на валу турбинного колеса к моменту на валу насосного колеса ГТ; u_3, u_4, η_3, η_4 – передаточные числа и КПД зубчатых зацеплений понижающего и повышающего диапазонов КП; $M_{y j}, j = \overline{1,6}$, $M_{d j}, j = \overline{1,6}$ – моменты ЕЕМС и DEMS; $\omega_i, i = \overline{1,11}$ – угловые скорости

валов; M_h – момент насосного колеса ГТ; u_0, u_k – передаточные числа главной и колесной передач; η_0, η_k – их КПД; $L_{6L}, L_{\phi 1} \dots L_{\phi 4}$ – функции состояний фрикционных муфт; L_h – функция состояния ГТ. Эти функции принимают дискретные значения.

Моменты трения ФМ ГМП с числом пар трения Z определяются по выражению

$$M_{\phi} = \mu F_{сж} r_{\text{э}} z k_z,$$

где $F_{сж}$ – сила, сжимающая диски; μ – коэффициент трения материала; $r_{\text{э}}$ – радиус трения (эквивалентный).

Функции $L_{6L}, L_{\phi 1} \dots L_{\phi 4}$ могут

принимать значения 0 или 1, что зависит от состояния замыкания или размыкания ФМ.

Так, выражение для функции

$$L_{\text{бл}} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| \leq \Delta \omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| > \Delta \omega, \end{cases}$$

где $\Delta \omega$ – погрешность, принимаемая 0,05 рад/с.

Упругие элементы EEMS моделируют следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_5 - \omega_6); \\ dM_{y4}/dt &= c_4(\omega_7 - \omega_8); \\ dM_{y5}/dt &= c_5(\omega_8/u_0 - \omega_9 u_k); \\ dM_{y6}/dt &= c_6(\omega_9 - \omega_{10}). \end{aligned} \right\}$$

Выражения для диссипативных элементов DEMS похожи по структуре, только в левой части фигурирует величина M_{dj} , а в правой вместо c_j ставится μ_j . Например, момент элемента DEMS описывается формулой $M_{di} = \mu_i(\omega_i - \omega_{i+1})$.

Единое вышеприведенное математическое описание дает возможность определить угловые скорости и угловые ускорения сосредоточенных масс и моменты в упругих трансмиссионных элементах.

Для того чтобы полностью решить систему ОДУ, в математическую модель добавлены четыре уравнения внешних воздействий.

$$M_{f1} = f m_{a1} g r_{k0};$$

$$M_{f2} = f m_{a2} g r_{k0},$$

где f – коэффициент сопротивления качению; m_{a1}, m_{a2} – массы, нагружа-

ющие колеса переднего и заднего мостов; r_{k0} – радиус качения колеса.

Приведенные моменты сопротивления подъему и воздуха

$$M_h = m_a g h r_{k0};$$

$$M_w = k_w A_{\text{л}} v^2 r_{k0},$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха; m_a – масса машины; h – уклон дороги; $A_{\text{л}}$ – лобовая площадь машины; v – скорость машины.

Однако сведения и данные о физических свойствах трансмиссии, полученные методом математического моделирования, будут неполными и недостаточными, если не добыть информацию о взаимозависимостях между выбранным вектором информационных переменных и назначенными критериями оценки технического состояния ГМП мобильной машины.

ФМ являются одним из «слабых звеньев» гидромеханической трансмиссии, в результате чего конструкция машины и элементы ее трансмиссии далеко не равнопрочные. Вследствие значительного износа даже многодисковые фрикционы подвергаются дефектам и быстро выходят из строя, что приводит к неизбежному истощению ресурса.

Следует отметить, что для обеспечения плавности переключения передач в САУД ГМП автосамосвалов БелАЗ использовано пропорциональное управление фрикционными муфтами (ФМ), что значительно снижает уровень трансмиссионных динамических нагрузок.

Работа ФМ, особенно в процессе замыкания дисков, носит циклически-периодический характер в области постоянно повышенных температур на поверхностях трения. Это неизбежно способствует короблению дисков и росту остаточного момента трения в выключенных ФМ, что снижает КПД трансмиссии и приводит к перекоосу и заеда-

нию дисков на шлицах как ведомой, так и ведущей полумуфт.

К другим опасным дефектам ФМ относятся: спекание фрикциона вследствие длительного буксования; односторонний предельный износ фрикционного слоя ведомого диска и отслаивание материалов от стальной основы; трещины дисков фрикциона и их поломки; деформации шлицев ведущей и ведомой частей ФМ с их последующим разрушением.

Принцип «слабого звена» широко используется в технике для защиты от опасностей в случае разрушения конструкций и устройств. Прогнозируя техническое состояние ослабленных элементов (в данном случае фрикционов), которые разрушаются при определенных предварительно рассчитанных факторах, можно обеспечить сохранность конструкций и устройств в целом.

В связи с изложенным, была поставлена задача исследовать влияние параметров регулирования ФМ на показатели технического состояния ГМП.

Необходимо было выбрать показатели анализа теплового состояния ФМ.

В качестве главного показателя была взята работа, затраченная на трение в период буксования фрикционной муфты, отнесенная к единице площади рабочей поверхности. Другими словами, это работа буксования $W_{уд}$, Дж/м².

Такой показатель, как максимальный динамический момент на карданном валу $M_{y4\max}$, Н·м, позволил оценить динамическую нагруженность ГМП.

Движение машины с грузом моделировалось на персональном компьютере как имитационное движение по карьерному маршруту.

Ставилась задача определить, каким образом соотносятся между собой такие показатели, как скорость мобильной машины $v_{п}$, а также значения $W_{уд}$, $M_{y4\max}$ и величина длительности $t_{п}$ перекрытия передач. Эту информацию можно в дальнейшем учитывать в алгоритме САУД ГМП.

Рис. 2 отражает полученные в ходе теоретических исследований результаты.

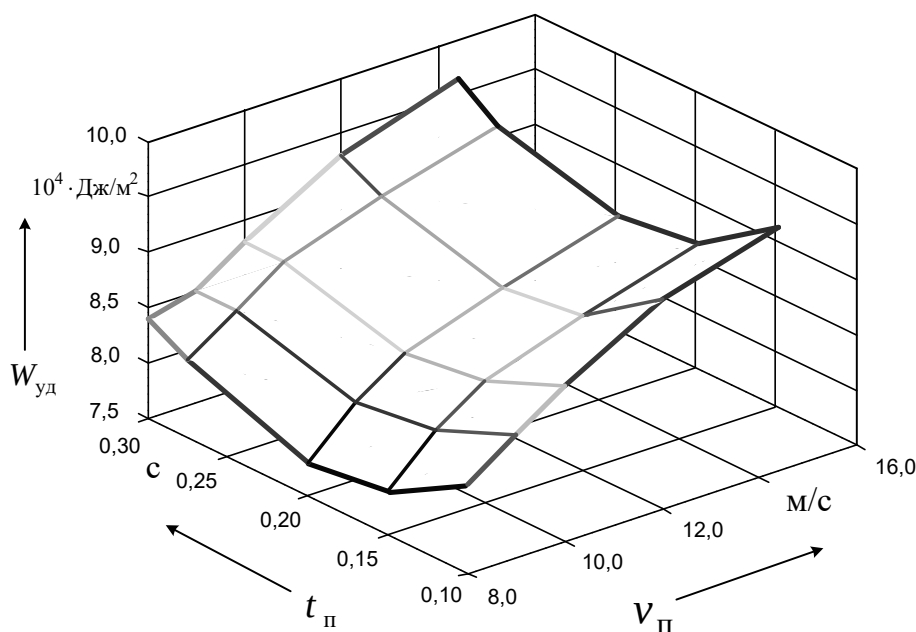


Рис. 2. Зависимость удельной работы буксования $W_{уд}$ фрикционных дисков от параметров регулирования ГМП $t_{п}$ и $v_{п}$

Из рис. 2 хорошо видно, что построенные по результатам расчетов характеристики имеют явно нелинейный характер, причем с ростом скорости мобильной машины V_{Π} значения $W_{уд}$ увеличиваются.

Было установлено, что возрастают также и значения $M_{y4 \max}$ (данный график условно не приведен). Благодаря исследованиям была также выявлена интересная деталь.

Оказывается, существуют важные области, которые характеризуются благоприятным сочетанием варьируемых факторов t_{Π} и V_{Π} . При этом работа трения в период буксования фрикционной муфты, отнесенная к единице площади рабочей поверхности, снижается, что обеспечивает уменьшение интенсивности изнашивания дисков фрикционов.

Таким образом, фрикционы превращаются в «сильное звено» трансмиссии, что в итоге повышает ресурс машины. Важным является то, что установленные области соответствуют временному

диапазону длительности t_{Π} перекрытия ступеней в КП в пределах 0,16...0,23 с.

Для своевременной и оперативной оценки технического состояния и прогнозирования возникновения неисправностей в трансмиссии были разработаны алгоритмы диагностирования и мониторинга.

Некоторые алгоритмы диагностирования мобильного применения, которые были апробированы на автосамосвалах БелАЗ, приведены в [1, 2].

На рис. 3 показаны экраны просмотра экспертной диагностической системы ГМП. Слева изображена картинка, показывающая датчики исполнительных механизмов переключения ступеней самосвала. Правый рисунок иллюстрирует панель индикации в кабине водителя, где отмечены важные параметры, такие как номер включенной передачи, состояние блокировки ГТ, степень загрузки автосамосвала, давление и температура масла в коробке передач, скорость автомобиля, частота вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и др.



Рис. 3. Экраны просмотра экспертной диагностической системы ГМП

По желанию заказчика (покупателя карьерной техники) конфигурация графических окон просмотра эксперт-

ной системы (дисплеев в кабине водителя) может быть изменена. На панели индикации могут быть добавлены до-

полнительные опции или изменены меню и пиктограммы.

Основные выводы.

1. С использованием новых методик и выявленных взаимозависимостей между изменениями диагностических параметров и характеристик разработана система бортового диагностирования и мониторинга ГМП и ее алгоритмы функционирования, что обеспечивает своевременную оценку и прогнозирование технического состояния гидромеханической трансмиссии.

2. С помощью имитационного моделирования движения груженого карьерного автосамосвала получены рекомендации по динамическому регулированию +замыкания фрикционных при автоматическом переключении ступеней, реализация которых в алгоритмах диагностирования и мониторинга технического состояния обеспечивает снижение динамических нагрузок в трансмиссии и уменьшает истощение ресурса фрикционных дисков ГМП.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **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.
2. **Рынкевич, С. А.** Автоматизация диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий / С. А. Рынкевич // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр.: в 2 т. – Минск: БНТУ, 2020. – Т. 1. – С. 46–50.

Статья сдана в редакцию 3 октября 2023 года

Контакты:

rynkev@tut.by (Рынкевич Сергей Анатольевич).

S. A. RYNKEVICH

SYSTEM FOR ON-BOARD DIAGNOSTICS AND MONITORING OF DUMP TRUCK HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Abstract

The paper considers the application of an on-board diagnostics and monitoring system in the design of a mining dump truck with hydromechanical transmission to promptly determine its technical condition. A mathematical description of the hydromechanical transmission functioning processes has been developed. Based on the simulation modeling method, patterns of dynamic regulation of friction clutches during automatic gear shifting have been identified, which reduce dynamic loads in the transmission and wear of friction discs. Display screens of the expert system are shown, which display results of analyzing the technical condition of transmission.

Keywords:

hydromechanical transmission, mining dump truck, technical condition, monitoring, on-board system.

For citation:

Rynkevich, S. A. System for on-board diagnostics and monitoring of dump truck hydromechanical transmission / S. A. Rynkevich // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 4 (81). – P. 53–60.