

УДК 629.3

С. А. Рынкевич, канд. техн. наук, доц.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПРИ СОЗДАНИИ СИСТЕМЫ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Предложен новый подход при создании системы бортового диагностирования, позволяющий оперативное определение технического состояния гидромеханических передач карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 т в режиме реального времени. Разработано математическое описание процессов функционирования гидромеханической передачи. На основе метода имитационного моделирования выявлены закономерности динамического регулирования фрикционных элементов при автоматическом переключении передач, обеспечивающие снижение динамических нагрузок в трансмиссии и износа фрикционных дисков. Результаты теоретических исследований подтверждены экспериментально. Приведен алгоритм оценки технического состояния гидромеханической передачи карьерного самосвала. Представлены основные и наиболее важные результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные при решении проблемы создания бортовой системы диагностирования гидромеханических трансмиссий грузовых автомобилей и других мобильных машин.

Для карьерных самосвалов важно обеспечить высокую производительность выполнения транспортной работы, безопасность движения, безаварийное функционирование механизмов и качественное определение их технического состояния, облегчить условия труда водителя. Применение ГМП совместно с бортовыми системами позволяет обеспечить эти требования. Однако ГМП, являясь самым дорогостоящим механизмом, имеет наименьший срок службы по сравнению с остальными механизмами, причем многие его элементы (фрикционные, гидравлические насосы) в значительной мере лимитируют надежность и долговечность, а выход их из строя приводит к опасным отказам и аварийным ситуациям вплоть до разрушения конструкции (рис. 1), что является большой *проблемой*.

Существующие традиционные подходы к решению проблемы, а также к определению технического состояния объекта и обеспечению работоспособности (даже на основе применения электронных мобильных систем диагностики) неэффективны, т. к. приходится исключать машины из рабочего цикла в связи с аварийными ситуациями или необходимостью проведения тех-

нических обслуживаний, часто преждевременных и необоснованных ни технически, ни экономически.

В процессе проведенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований был предложен совершенно новый подход к решению данной проблемы. Причем в основу создания системы бортового диагностирования (СБД) ГМП были положены *научные принципы* системного и синтезного подхода, базирующиеся на комплексной одновременной разработке инструментального, методического, информационного и алгоритмического обеспечения, причем реализация этих принципов основывается на новом математическом описании объекта диагностирования (ОД) с учетом его специфических особенностей, на теоретических и экспериментальных методах, позволяя выявить новые физические свойства и закономерности, вскрыть внутреннюю структуру неоднородных процессов и обнаружить ранее неизвестные явления и эффекты, подлежащие реализации в алгоритмах СД. При создании СБД должны быть реализованы *технические принципы*, заключающиеся в применении новых методов сбора, обработки, передачи и анализа информации; бес-

печении приспособленности ОД к автоматизации; интеграции системы управления, мониторинга, защиты и диагно-

стики ГМП; унификации информационного, аппаратного и программного обеспечения [1–3].



Рис. 1. Опасные отказы элементов ГМП, приводящие к разрушению ее конструкции

На рис. 2 показана модернизированная конструкция коробки передач ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555, оснащенного двигателем мощностью 537 кВт. Коробка передач (КП) четы-

рехвальная двухдиапазонная с тремя степенями свободы. Передаточные числа и порядок включения фрикционов приведены в [1].

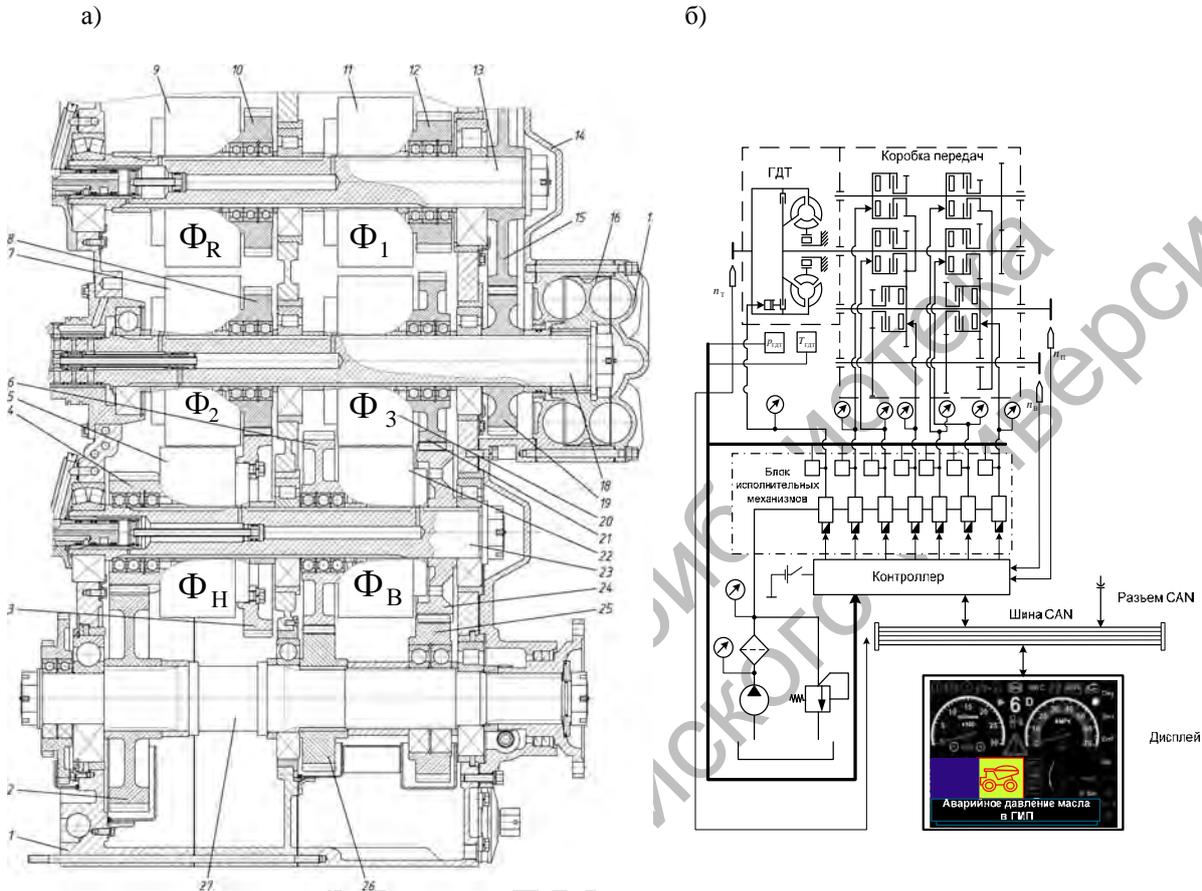


Рис. 2. Конструкция коробки передач (а) ГМП карьерного самосвала и схема мехатронной системы (б) ее бортового диагностирования (СБД)

Количество пар трения фрикционов составляет 18, номинальное давление рабочей жидкости равно 1,4 МПа. На входном валу 18 (рис. 2, а) закреплено колесо турбины гидродинамического трансформатора (ГДТ), т. е. он одновременно является валом турбины. Парой зубчатых колес 19 и 15 входной вал 18 кинематически связан с реверсивным валом 13. На этих двух валах расположены фрикционы включения ступеней базовой КП: на входном валу 18 находятся фрикционы 7 и 20 соответственно 2-й и 3-й ступеней (Φ_2 и Φ_3), а на реверсивном – фрикционы 1-й ступени 11 и

ступени реверса 9 (Φ_R). При замыкании одного из этих фрикционов включается соответствующая ступень КП, и энергия передается от турбины ГДТ на промежуточный вал 23. Например, при включении фрикциона 2-й ступени 7 ведущая шестерня 8 этой ступени блокируется с входным валом 18 и передает вращение промежуточному валу 23 через находящуюся с ней в зацеплении ведомую шестерню 3, закрепленную на корпусе фрикциона нижнего диапазона 5, установленного на валу 23. Аналогично включаются 1-я и 3-я ступени и ступень реверса. Ведущая шестерня 1-й ступени

12 находится в зацеплении с промежуточной шестерней 25, установленной свободно на двух шариковых подшипниках на выходном валу 27, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с ведомой шестерней 1-й ступени 24, закрепленной на промежуточном валу 23. Эта же шестерня 24 одновременно является ведомой шестерней 3-й ступени и находится в зацеплении с ведущей шестерней этой ступени 21. Таким образом, на промежуточном валу 23 КП реализуются три различные скорости вращения, соответствующие ступеням переднего хода, и одна – заднего хода (реверсивная). На промежуточном валу 23 находятся два фрикциона диапазонов – фрикцион 5 нижнего и фрикцион 22 верхнего диапазона, которые позволяют удвоить количество ступеней базовой коробки передач. Использование передачи реверса верхнего диапазона на самосвале БелАЗ-7555 не предусмотрено.

Для подвода рабочей жидкости к гидравлическим цилиндрам фрикционов при их включении входной, реверсивный и промежуточный валы снабжены распределительными устройствами и автоматической системой диагностики гидропривода (рис. 2, б).

ГМП снабжена гидродинамическим тормозом-замедлителем (ТЗ), выполняющим роль тормозного механизма вспомогательной тормозной системы машины. Ротор 16 ТЗ (см. рис. 2, а) закреплен на входном валу КП, а статор 17 – на задней крышке 14 КП. Ротор и статор снабжены лопастями, обеспечивающими создание момента сопротивления вращению входного вала КП при заполненной полости ТЗ рабочей жидкостью. Тормозной момент зависит от частоты вращения ротора. Расположение ТЗ на входном валу позволяет эффективно использовать его тормозные свойства на всех ступенях коробки передач и поддерживать постоянную скорость самосвала на спусках в широком диапазоне скоростей без использования рабочей тормозной системы.

Для подробного изучения **физических свойств объекта и выявления новых закономерностей** был использован метод имитационного моделирования. Разработана динамическая модель трансмиссии автомобиля с ГМП, полученная путем дискретизации сосредоточенных масс, позволяющая исследовать процессы функционирования ОД на различных режимах с учетом поведения основных диагностических параметров (ДП). Разработанное математическое описание отличается от известных тем, что учитывает нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими, нелинейные характеристики коэффициента трения и теплофизических параметров фрикционных дисков, механические и гидравлические потери в механизмах трансмиссии, упругие свойства рабочей жидкости и газожидкостной смеси гидравлической системы ГМП, а также характеристики внешней среды, создающей сопротивления движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью дороги. Это позволило выявить основные факторы, параметры и характеристики компонентов ГМП, оказывающие существенное влияние на их работоспособность, обосновать выбор диагностических параметров и установить их предельно допустимые значения.

Полученная система дифференциальных уравнений, описывающая движение дискретных масс динамической модели, в векторно-матричном виде имеет вид:

$$\dot{\vec{\omega}} = \frac{1}{\vec{J}} \vec{F} \begin{bmatrix} \vec{M}_b, \vec{M}_{гдт}, \vec{M}_y, \vec{M}_d, \\ \vec{M}_\phi, \vec{L}_\phi, \vec{L}_h, \vec{u}, \vec{\eta} \end{bmatrix};$$

$$\dot{\vec{M}}_y = \vec{F}(\vec{c}, \vec{\omega}, \vec{u}); \quad \vec{M}_d = \vec{F}(\vec{\mu}, \vec{\omega}, \vec{u}), \quad (1)$$

где $\vec{\omega}$ и \vec{J} – векторы угловых скоростей и приведенных моментов инерции сосредоточенных масс; \vec{M}_b – вектор мо-

мента внешних воздействий (двигателя; сопротивления качению колес, подъему; сопротивления воздуха); $\vec{M}_{гдт}$ – вектор момента преобразующих свойств ГДТ; \vec{M}_y и $\vec{M}_д$ – векторы моментов упругих и диссипативных элементов; $\vec{M}_ф$ – вектор момента трения фрикционных элементов, т. е. фрикционных муфт (ФМ) блокировки ГДТ, КП и между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес; $\vec{L}_ф$ – вектор дискретных функций состояний ФМ; $\vec{L}_н$ – вектор дискретных функций состояния ГДТ; \vec{u} и $\vec{\eta}$ – векторы передаточных чисел пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии между входным и промежуточным валами, понижающего и повы-

шающего диапазонов, главной и колесной передач и соответствующих КПД; \vec{c} и $\vec{\mu}$ – векторы параметров упругих и диссипативных элементов (коэффициентов жесткости и сопротивления). Дискретные функции $L_{бл}, L_{ф1} \dots L_{ф4}, L_{фк}$ равны 1 в процессе включения ФМ в их замкнутом состоянии и равны 0 при выключении и в выключенном состоянии ФМ, а $L_н = 1$ при функционировании ГДТ, $L_н = 0$ после его блокирования.

При построении математического описания ГМП использован структурно-матричный метод проф. В. П. Тарасика [1], позволивший получить систему дифференциальных уравнений движения дискретных масс динамической модели:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\omega_1}{dt} &= (M_д - M_{y1} - M_{д1})/J_1; \\
 \frac{d\omega_2}{dt} &= (M_{y1} + M_{д1} - M_н L_н - M_{фбл} L_{бл})/J_2; \\
 \frac{d\omega_3}{dt} &= (M_н K_{тн} L_н + M_{фбл} L_{бл} - M_{y2} - M_{д2})/J_3; \\
 \frac{d\omega_4}{dt} &= \left(M_{y2} + M_{д2} - \frac{M_{ф1} L_{ф1}}{u_{кп1,1} \eta_{кп1,1}} - \frac{M_{ф2} L_{ф2}}{u_{кп2,1} \eta_{кп2,1}} \right) / J_4; \\
 \frac{d\omega_5}{dt} &= (M_{ф1} L_{ф1} u_{кп1,2} \eta_{кп1,2} + M_{ф2} L_{ф2} u_{кп2,2} \eta_{кп2,2} - M_{y3} - M_{д3})/J_5; \\
 \frac{d\omega_6}{dt} &= (M_{y3} + M_{д3} - M_{ф3} L_{ф3} - M_{ф4} L_{ф4})/J_6; \\
 \frac{d\omega_7}{dt} &= (M_{ф3} L_{ф3} u_3 \eta_3 + M_{ф4} L_{ф4} u_4 \eta_4 - M_{y4} - M_{д4})/J_7; \\
 \frac{d\omega_8}{dt} &= \left(M_{y4} + M_{д4} - \frac{M_{y5} + M_{д5}}{u_0 \eta_0} \right) / J_8; \\
 \frac{d\omega_9}{dt} &= \left(\frac{M_{y5} + M_{д5}}{u_к \eta_к} - M_{фк} L_{фк} \right) / J_9; \\
 \frac{d\omega_{10}}{dt} &= (M_{фк} L_{фк} - M_{y6} - M_{д6} - M_{f2})/J_{10}; \\
 \frac{d\omega_{11}}{dt} &= (M_{y6} + M_{д6} - M_{f1} - M_h - M_w)/J_{11},
 \end{aligned} \right\} (2)$$

где $\omega_i, i = \overline{1,11}$ – угловые скорости сосредоточенных масс модели; $M_д$ – мо-

мент двигателя, Н·м; $M_{y j}, j = \overline{1,6}$ – моменты упругих элементов, Н·м;

$M_{дj}, j = \overline{1,6}$ – моменты диссипативных элементов, Н·м; $M_{н}$ – момент насосного колеса ГДТ, Н·м; $K_{тн}$ – коэффициент трансформации ГДТ; $M_{фбл}$ – момент трения фрикционной муфты блокировки ГДТ, Н·м; $M_{ф1} \dots M_{ф4}$ – моменты трения фрикционных муфт гидромеханической коробки передач, Н·м; $M_{фк}$ – момент трения между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес, Н·м; $u_{кп1,1}; u_{кп2,1}; u_{кп1,2}; u_{кп2,2}$ – передаточные числа пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии между входным и промежуточным валами КП; $\eta_{кп1,1}; \eta_{кп2,1}; \eta_{кп1,2}; \eta_{кп2,2}$ – КПД этих пар шестерен; u_3, u_4 – передаточные числа пар шестерен понижающего и повышающего диапазонов коробки передач; η_3, η_4 – КПД этих пар шестерен; u_0, u_k – передаточные числа главной и колесной передач; η_0, η_k – КПД этих передач; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивлений качению колес переднего и заднего мостов, Н·м; M_h и M_w – приведенные моменты сопротивления подъему и сопротивления воздуха, Н·м; $L_{бл}, L_{ф1} \dots L_{ф4}$ – дискретные функции состояний фрикционных муфт; $L_{н}$ – дискретная функция состояния ГДТ.

Моменты трения многодисковых фрикционных ГМП определялись с использованием формулы [1]

$$M_{ф} = \mu F_{сж} r_э z k_z, \quad (3)$$

где μ – коэффициент трения; $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; $r_э$ – эквивалентный радиус трения фрикциона, м; z – количество пар трения; k_z – коэффициент снижения нажимного усилия.

Дискретные функции $L_{бл}, L_{ф1}, \dots, L_{ф4}, L_{ф1к}$ равны 1 в процессе включения муфт в их замкнутом состоянии и равны нулю при выключении и в выключен-

ном состоянии муфт. Например, функция $L_{бл}$ имеет вид [1]:

$$L_{бл} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_2 - \omega_3| > \Delta\omega, \end{cases} \quad (4)$$

где $\Delta\omega$ – допустимая относительная погрешность оценки условия блокировки фрикционных элементов, равная 0,05 рад/с.

Физические свойства упругих элементов описаны следующими уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_5 - \omega_6); \\ dM_{y4}/dt &= c_4(\omega_7 - \omega_8); \\ dM_{y5}/dt &= c_5(\omega_8/u_0 - \omega_9/u_k); \\ dM_{y6}/dt &= c_6(\omega_9 - \omega_{10}). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения диссипативных элементов аналогичны уравнениям (5), только в левой части записывается момент диссипативного элемента $M_{дj}$, а в правой вместо коэффициента жесткости c_j используется коэффициент сопротивления μ_j . Так, уравнение для определения момента i -го диссипативного элемента имеет вид:

$$M_{ди} = \mu_i(\omega_i - \omega_{i+1}).$$

Все вышеприведенные уравнения составляют единое математическое описание, что позволяет определить состояние и характер движения сосредоточенных масс динамической модели (угловые скорости и угловые ускорения масс), а также моменты в упругих элементах механизмов трансмиссии.

Для решения полной системы приведенных дифференциальных уравнений учтены характеристики внешних воздействий (вектор $\vec{M}_в$). Компоненты $\vec{M}_в$ приведены ниже.

Моменты сопротивления качению вычисляются по формулам:

$$M_{f1} = fm_{a1}gr_{k0}; \quad (6)$$

$$M_{f2} = fm_{a2}gr_{k0}, \quad (7)$$

где f – коэффициент сопротивления качению (принято значение $f = 0,02$); m_{a1}, m_{a2} – массы, нагружающие колеса соответственно переднего и заднего мостов, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; r_{k0} – радиус качения колеса, м.

Приведенный момент сопротивления подъему

$$M_h = m_a g h r_{k0}, \quad (8)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; h – продольный уклон дорожного покрытия.

Приведенный момент сопротивления воздуха

$$M_w = k_w A_{л} v^2 r_{k0}, \quad (9)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_{л}$ – лобовая площадь автомобиля, м²; v – скорость автомобиля, м/с.

Моделирование нелинейных характеристик двигателя, ГДТ и фрикционных муфт (ФМ) производилось в соответствии с методикой, изложенной в [1].

Переключения передач (ПП) в самосвалах БелАЗ происходят без разрыва потока энергии (обеспечивается положительное перекрытие передач). В САУД ГМП при ПП и блокировании ГДТ использован принцип пропорционального управления ФМ, что значительно повысило плавность и позволило уменьшить уровень динамических нагрузок. Однако ввиду существующей проблемы снижения срока службы фрикционных вследствие их износа и значительной температурной напряженности для повышения ресурса ГМП было исследовано влияние параметров регулирования ФМ на показатели тех-

нического состояния ГМП. Показателями оценки тепловой нагруженности ФМ приняты максимальные значения поверхностной температуры на стальном и металлокерамическом дисках включаемой ФМ; максимальные значения температур в срединных слоях дисков включаемой ФМ; удельные мощность трения $P_{уд}$, Вт/м², и работа буксования $W_{уд}$, Дж/м². Динамическая нагруженность ГМП оценивалась по максимальному динамическому моменту на карданном валу M_{y4max} , Н·м.

В процессе моделирования движения карьерного самосвала по маршруту были определены рекомендуемые **области функциональной работоспособности** автоматической коробки передач, т. е. такие параметры регулирования фрикционов, при которых обеспечиваются минимальные значения максимального динамического момента на карданном валу M_{y4max} и износа фрикционных дисков, характеризуемого удельной работой буксования $W_{уд}$. В качестве главного параметра регулирования фрикционов принята длительность $t_{п}$ перекрытия передач (с учетом скорости машины $v_{п}$, при которой происходят автоматические переключения передач).

Полученные результаты теоретических исследований приведены на рис. 3. Видно, что установленные характеристики носят нелинейный характер, причем с ростом $v_{п}$ значения M_{y4max} и $W_{уд}$ увеличиваются. При этом существуют области, в которых обеспечивается приемлемая (наиболее благоприятная) динамика процесса переключения передач. Другими словами, это области с наименьшими динамическими нагрузками в трансмиссии и значениями работы буксования, а значит, износа фрикционных дисков, что существенно увеличивает их срок службы и ресурс

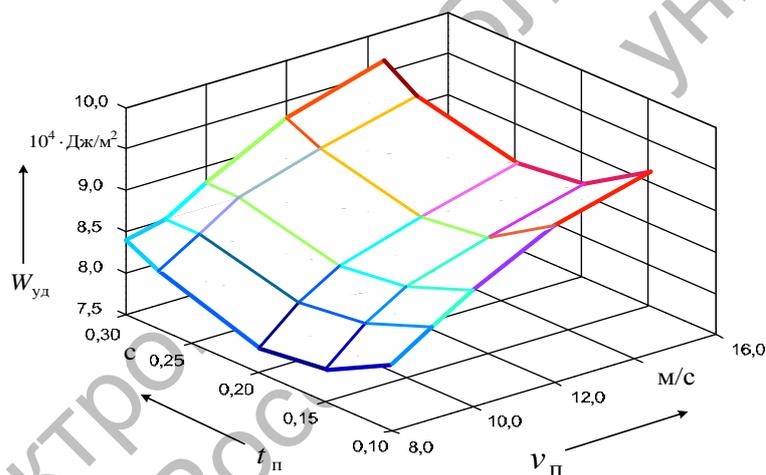
ГМП. Эти области соответствуют временному диапазону длительности t_{Π} перекрытия передач в пределах 0,15...0,22 с.

На рис. 4 представлены полученные при эксплуатационных испытаниях карьерного самосвала БелАЗ-7555 с установленной на нем СБД ГМП в ОАО БелАЗ (г. Жодино) экспериментальные характеристики, показывающие влияние длительностей перекрытия t_{Π} передач и регулирования давления во включаемом фрикционе t_{p2} на математические ожидания максимального момента на карданном валу и удельной работы буксования. Анализ графиков на

рис. 4, а показывает, что они соответствуют полученным результатам аналогичных теоретических исследований (см. рис. 3).

На рис. 4, а отмечена установленная область функциональной работоспособности ГМП по длительности перекрытия передач на режиме переключения ступеней без разрыва потока энергии, которую предложено установить в пределах 0,15...0,20 с, что обеспечивает приемлемый уровень динамических нагрузок в трансмиссии и существенно уменьшает износ фрикционных дисков ГМП.

а)



б)

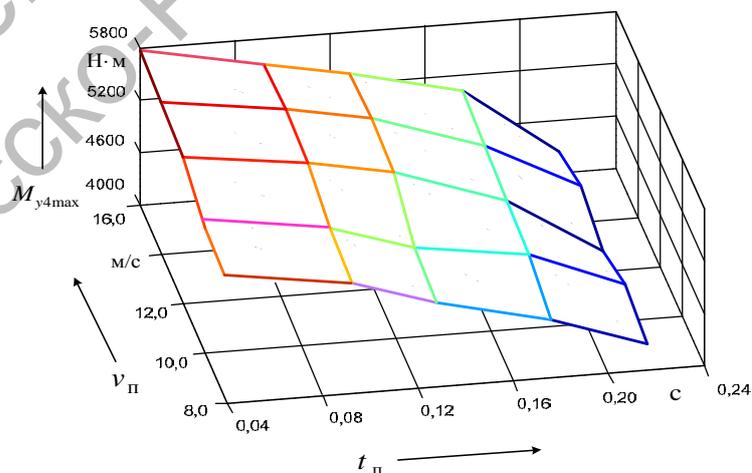


Рис. 3. Зависимости удельной работы буксования фрикционных дисков (а) и максимального момента на карданном валу (б) от параметров регулирования ГМП t_{Π} и v_{Π}

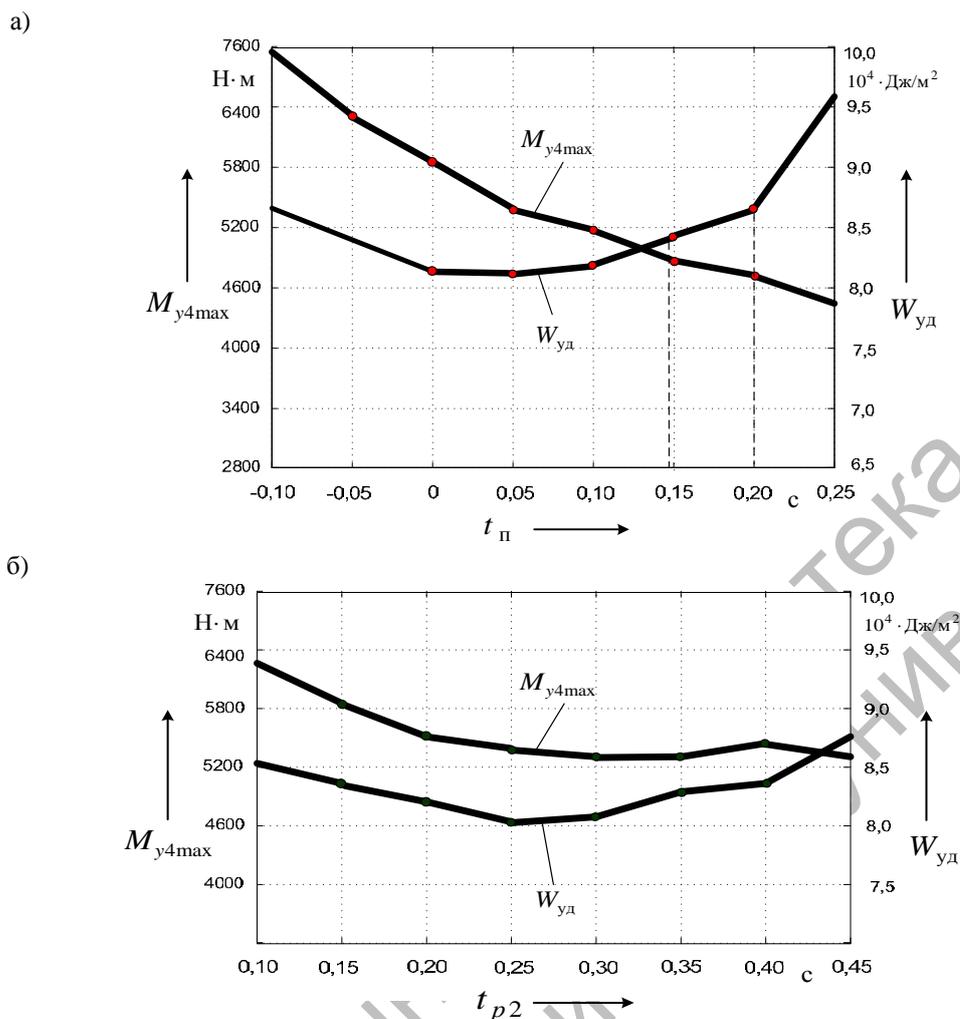


Рис. 4. Влияние длительностей перекрытия передач (а) и регулирования давления во включаемом фрикционе ГМП (б) на математические ожидания максимального момента на карданном валу и удельной работы буксования

На основе разработанных научных принципов, методов и выявленных закономерностей был осуществлен синтез алгоритмов определения технического состояния ГМП, которые реализованы в бортовой системе диагностирования ГМП, что обеспечивает своевременную оценку фактического технического состояния и прогнозирование возникновения неисправностей автосамосвалов с заданной точностью [1]. Один из таких алгоритмов приведен на рис. 5.

В данном алгоритме реализован разработанный уникальный метод прогнозирования, основанный на выявлении единых регулярных устойчивых закономерностей изменения параметров

оценки технического состояния ГМП с использованием критериев устойчивого уменьшения среднего квадратического отклонения значений параметра для группы объектов и монотонности первой производной кривизны линии тренда, реализация которого обеспечивает повышение быстродействия и точности определения остаточного ресурса ГМП в режиме реального времени.

В процессе теоретических исследований автора выявлены зависимости влияния подачи насоса, вязкости и температуры рабочей жидкости на амплитуды пульсации давлений и расходов, длительность переходных процессов в гидроприводе при автоматическом пе-

реключении передач, определены предельно допустимые отклонения их зна-

чений от номинальных при возникновении неисправностей [1, 2].

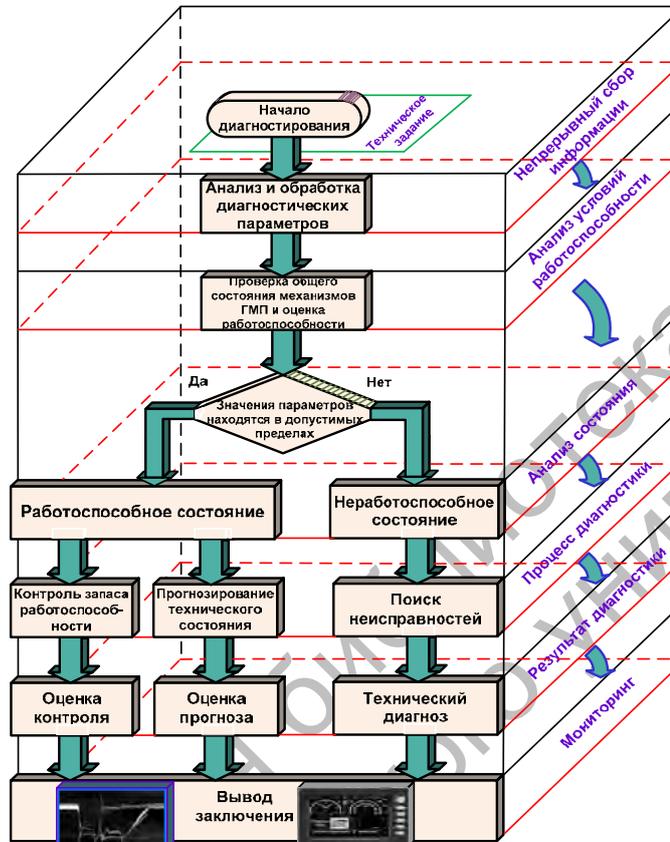


Рис. 5. Алгоритм оценки технического состояния ГМП

Эти зависимости реализованы в алгоритме бортовой системы диагностирования ГМП. Был также впервые обнаружен эффект регулярных колебаний давления жидкости и экспериментально выявлены области их локализации при заполнении гидроцилиндра фрикциона ГМП, позволивший разработать метод диагностирования элементов ГМП по критерию длительности заполнения фрикциона при переключении передач путем фиксации момента возникновения амплитуды первого всплеска давления.

Выводы

1. Разработаны новые научные принципы создания системы бортового диагностирования технического состоя-

ния ГМП, реализация которых обеспечивает эффективную оценку фактического технического состояния ГМП и определение остаточного ресурса с высокой точностью, позволяя избежать выхода диагностических параметров за пределы допустимых значений и прогнозировать вероятность возникновения отказов и неисправностей.

2. Разработано математическое описание функционирования механизмов ГМП, подлежащих диагностированию, учитывающее нелинейные характеристики двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими, нелинейные характеристики коэффициента трения и теплофизических параметров фрикционных дисков, механические и

гидравлические потери в механизмах трансмиссии, упругие свойства рабочей жидкости и газожидкостной смеси гидравлической системы ГМП, а также характеристики внешней среды, создающей сопротивление движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью дороги, позволившие выявить основные факторы и характеристики компонентов ГМП, оказывающие существенное влияние на их работоспособность, обосновать выбор диагностических параметров и установить их предельно-допустимые значения, что позволило создать методы оперативного анализа текущего состояния.

3. Установлено, что для автоматических коробок передач длительность перекрытия на режиме переключения ступеней без разрыва потока энергии должна находиться в пределах 0,15...0,22 с, что позволяет уменьшить удельную работу буксования в 2,0...2,2 раза по сравнению с ручным управлением, динамические нагрузки в ГМП в 1,3...1,5 раза, в том числе уровень динамических нагрузок на входном валу коробки передач в 1,25...1,30 раза, карданном валу в 1,32...1,37 раза, и снизить потери скорости машины во время переключения передач.

4. Выявлены зависимости влияния подачи гидравлического насоса, вязкости и температуры рабочей жидкости на амплитуды пульсации давлений и рас-

ходов, длительность переходных процессов в магистралях гидропривода при автоматическом переключении передач, определены предельно допустимые отклонения их значений от номинальных при возникновении неисправностей ГМП. Эти зависимости реализованы в алгоритме бортовой системы диагностирования ГМП. Обнаружен эффект регулярных колебаний давления рабочей жидкости и экспериментально выявлены области их локализации в случае заполнения гидроцилиндра фрикциона ГМП, позволивший разработать метод диагностирования элементов ГМП по критерию длительности заполнения гидроцилиндра фрикциона при переключении передач путем фиксации момента возникновения амплитуды первого всплеска давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. 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.
3. Рынкевич, С. А. Новые технологии и проблемы науки на транспорте / С. А. Рынкевич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 337 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.07.2011

S. A. Rynkevich
Regularities of the dynamic adjustment of hydromechanical transmission of off-highway dump trucks in creating the on-board diagnostic system

The author offers a new approach in creating the on-board diagnostic system, which enables operative determination of the technical condition of hydro-mechanical transmissions of off-highway dump trucks of 45...60 t carrying capacity in the real time mode. The mathematical description of the processes of hydro-mechanical transmission operation is developed. Based on the simulation method, the regularities of dynamic adjustment of friction clutches during the automatic gearshift are revealed, which reduce the dynamic loads in the transmission and wear of friction disks. The results of the theoretical research are confirmed experimentally. The algorithm of estimating the technical condition of the hydro-mechanical transmission of off-highway dump trucks is given. The paper gives the basic and the most important results of the theoretical and experimental researches obtained by the author while solving problems of creating the on-board diagnostic system for hydro-mechanical transmissions of trucks and other mobile machines.