

УДК 629.113:004.021

В. П. Тарасик, В. В. Региня, Ю. С. Романович

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

UDC 629.113:004.021

V. P. Tarasik, V. V. Reginia, Y. S. Romanovich

MONITORING OF THE TECHNICAL CONDITION OF MECHANISMS OF A VEHICLE WITH THE MECHATRONIC CONTROL SYSTEM FOR HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Изложена методика проведения диагностирования технического состояния механизмов гидромеханической передачи с мехатронной системой управления. Приведена математическая модель для исследования зависимостей показателей эффективности автомобиля от параметров состояния его механизмов. Обоснован выбор критериев оценки их технического состояния.

Ключевые слова:

мониторинг, диагностирование, гидромеханическая передача, фрикцион, мехатронная система управления, дизельный двигатель.

Abstract

The methods of monitoring the technical condition of an engine and mechanisms of hydromechanical transmission with the mechatronic control system are suggested. The paper presents the mathematical model for studying the dependences of vehicle efficiency indicators upon the parameters of the condition of its mechanisms. The choice of criteria for evaluating their technical condition is substantiated.

Key words:

monitoring, diagnostics, hydromechanical transmission, friction clutch, mechatronic control system, diesel engine.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» создан типоразмерный ряд гидромеханических передач (ГМП) на мощности 500, 600, 900 и 1200 кВт, используемых на карьерных самосвалах соответственно БелАЗ-7555Е г/п 55 т, БелАЗ-7555Н г/п 60 т, БелАЗ-75570 г/п 90 т и БелАЗ-7516 г/п 130 т. Для управления гидромеханическими передачами этих самосвалов сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета разработана мехатронная система автоматического управления

(МСАУ). Эта система управляет переключением передач, блокированием гидротрансформатора (ГДТ), изменением режима работы двигателя при переключении передач, обеспечивает плавное включение фрикционов ГМП.

Для реализации алгоритмов управления МСАУ снабжена множеством датчиков, позволяющих фиксировать изменения частот вращения вала двигателя, валов ГМП (турбинного, промежуточного и выходного), положения органов управления (педаль акселератора, рабочего тормоза, гидродинамического тор-

моза-замедлителя, рычага стояночного тормоза, рычага селектора выбора режимов работы ГМП), состояния грузовой платформы, массы перевозимого груза, давлений в магистралях гидропривода, температуры масла ГМП и двигателя, скорости движения и др. [3].

Наличие большого количества датчиков в составе МСАУ позволяет непрерывно получать в режиме реального времени информацию о процессах функционирования основных механизмов и систем ГМП и выполнять мониторинг их технического состояния с отображением результатов на экране дисплея.

Мониторинг осуществляется в процессе штатного режима выполнения машиной транспортной работы, поэтому контролировать можно состояние лишь тех механизмов, параметры которых на этих режимах должны иметь нормативные значения. Эти параметры являются диагностическими и для них определены предельные значения. В ГМП к ним относятся: давление рабочей жидкости в главной магистрали; давление в системе смазки; давление на входе и выходе гидротрансформатора; величины падений давления на фильтрах очистки масла; время заполнения гидроцилиндров фрикционов при их включении; время буксования фрикционов; параметры, характеризующие завершенность замыкания фрикционов; параметры электрических сигналов электронных компонентов МСАУ.

Время заполнения гидроцилиндров фрикционов косвенно характеризует величину износа фрикционных дисков. Замыкание фрикционов контролируется по совпадению конструктивного и фактического значений передаточного числа, получаемого после включения новой ступени коробки передач ГМП. Если они не совпадают, это означает, что фрикцион не замкнулся и продолжает буксовать, что чревато его пере-

гревом и быстрым выходом из строя. В этом случае контроллер выдает команду на выключение данного фрикциона, следовательно, и включенной передачи, включая принудительно более низкую передачу, а на экране дисплея появляется информация об аварийном состоянии ГМП. Фактическое передаточное число коробки передач контроллер вычисляет по информации с датчиков частоты вращения, установленных на валу турбины ГДТ, выходном и промежуточном валах ГМП.

Однако в ГМП могут возникать и такие неисправности, которые не выявляются в процессе мониторинга. К ним относятся: повышенные потери энергии во фрикционах на отдельных передачах (коробление фрикционных дисков в процессе эксплуатации, брак деталей фрикционов, некачественная сборка); отклонение нагрузочных характеристик гидротрансформатора от нормативных; снижение преобразующих свойств гидротрансформатора; износ муфт свободного хода реакторных колес гидротрансформатора; заклинивание этих колес. Такие неисправности снижают показатели эффективности выполнения транспортной работы (снижается производительность машины, возрастает удельный расход топлива). Однако ГМП продолжает выполнять свои функции, но параметры ее уже не соответствуют установленным требованиям технической документации. Следовательно, по определению, она неработоспособна.

Необходимо также отметить, что на показатели эффективности работы автомобиля влияет снижение мощности двигателя по мере его износа, а также при нарушениях регулировок управления подачей топлива, что тоже усложняет выявление неисправностей механизмов ГМП.

Снижение производительности автомобиля обусловлено уменьшением

средней скорости движения. При этом увеличивается время преодоления маршрута, снижается интенсивность разгона, возрастает частота и время использования низших передач. Так, проведенные контрольные испытания карьерных самосвалов, работающих в карьере «Гранит» (г. Микашевичи, Брестская обл.), находящихся в эксплуатации в различные сроки, показали, что время преодоления маршрута выезда из карьера, составляющего расстояние 1050 м, колебалось в интервале 180...220 с. Постепенное снижение показателей эффективности обусловлено износами и разрегулировками механизмов.

Если своевременно не обнаружить и не устранить неисправности механизмов ГМП, то ее техническое состояние начнет катастрофически ухудшаться. Существенно возрастает коробление и износ фрикционных дисков вследствие резкого увеличения температуры их нагрева, что приводит к заклиниванию дисков и блокировке фрикциона. Повышенный износ муфт свободного хода приводит к перекосам и заклиниванию реакторных колес гидротрансформатора, повреждению его лопаточной системы. Продукты износа засоряют рабочую жидкость, и, как следствие, наблюдается выход из строя всех механизмов гидравлической системы управления ГМП.

Однако конкретные значения отмеченных показателей в различных условиях эксплуатации будут различны. Они зависят от технического состояния ГМП и двигателя, уровня загрузки автомобиля, параметров и характеристик дороги, погодных условий, административных ограничений на участках маршрута движения, манеры водителя управлять автомобилем, физического состояния водителя, непредвиденных случайных факторов и множества иных причин. Даже при выполнении одной и той же транспортной работы на одном и том же маршруте в каждом заезде они

будут различаться. Следовательно, показатели эффективности, получаемые в штатных режимах движения, не могут выполнять роль диагностических параметров в рассматриваемом случае. Их значения необходимо определять в тестовых режимах испытаний по соответствующей методике.

В качестве тестового режима испытаний предлагается использовать разгон автомобиля на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при полной подаче топлива в двигатель с номинальной загрузкой машины. Автомобиль при реализации этого режима трогается с места и разгоняется до заданной скорости, величина которой зависит от его типа и назначения. Весь необходимый объем информации о параметрах движения машины можно получить посредством датчиков, входящих в состав МСАУ. Никаких дополнительных средств измерения не требуется.

При одновременном наличии неисправностей фрикционов ГМП, механизмов гидротрансформатора и при падении мощности двигателя возникает проблема их дифференциации. В этом случае проводятся два вида тестовых испытаний: разгон автомобиля и испытание на стоповом режиме гидротрансформатора при заторможенном автомобиле. Второй вид тестового испытания позволяет выявить величину падения мощности двигателя и неисправности механизмов гидротрансформатора.

Для решения поставленной задачи следует разработать методику проведения тестовых испытаний объектов технического диагностирования, обосновать выбор диагностических параметров, обеспечивающих необходимый и достаточный уровень информативности, определить интервалы их допустимого изменения, соответствующие получению нормативных характеристик объектов диагностирования, установленных требованиями технической документации.

Обработку методики диагностирования технического состояния исследуемых механизмов ГМП целесообразно осуществлять на основе математического моделирования. Для отображения физических свойств двигателя и ГМП карьерных самосвалов БелАЗ была принята динамическая модель, представленная на рис. 1. Она учитывает инер-

ционные, упругие и диссипативные свойства системы двигатель–трансмиссия–автомобиль, трансформаторные элементы трансмиссии (гидротрансформатор и зубчатые передачи), фрикционные элементы управления блокировкой гидротрансформатора $\Phi_{бл}$ и переключением передач Φ_1 и Φ_2 .

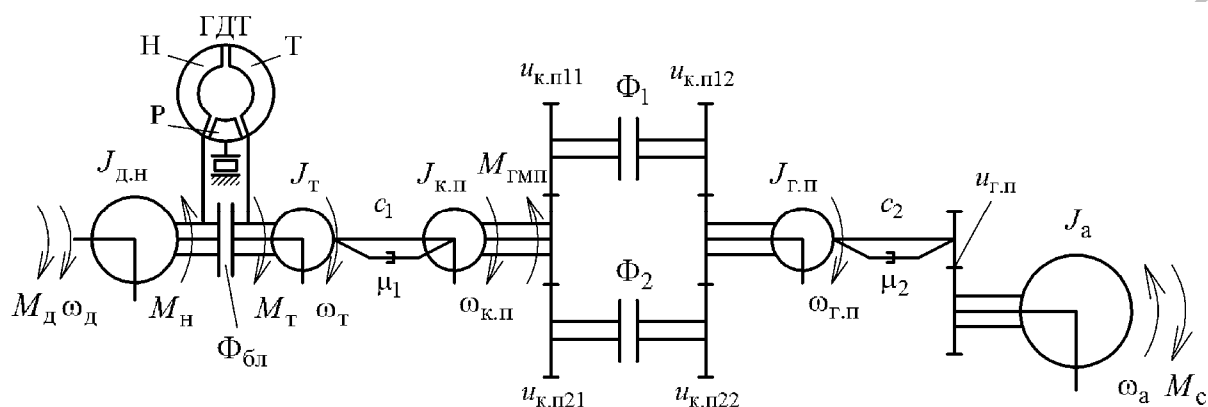


Рис. 1. Динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль

На рис. 1 приняты следующие обозначения: $J_{д.н}$, $J_{т}$, $J_{к.п}$, $J_{г.п}$, $J_{а}$ — моменты инерции, отображающие инерционные свойства механизмов: двигателя, турбины, коробки передач, главной передачи, поступательно движущейся массы автомобиля; $\omega_{д.н}$, $\omega_{т}$, $\omega_{к.п}$, $\omega_{г.п}$, $\omega_{а}$ — угловые скорости этих масс; c_1 , c_2 — коэффициенты жесткости элементов трансмиссии; μ_1 , μ_2 — коэффициенты демпфирования механизмов трансмиссии; $u_{к.пij}$ — передаточные числа зубчатых механизмов

коробки передач; $u_{г.п}$ — передаточное число главной передачи с учетом колесной передачи; $M_{д}$ — вращающий момент двигателя на входе ГМП; $M_{н}$, $M_{т}$ — вращающие моменты насосного колеса и турбины ГДТ; $M_{ГМП}$ — момент сопротивления холостой прокрутки ГМП; $M_{с}$ — приведенный суммарный момент сопротивления движению автомобиля.

Математическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} &= \frac{M_{\text{д}} - (M_{\text{н}} + M_{\text{ф.бл}})(1 - L_{\text{бл}}) - (M_{\text{y1}} + M_{\text{д1}})L_{\text{бл}}}{J_{\text{д.н}} + J_{\text{т}}L_{\text{бл}}}; \\
 \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} &= \frac{M_{\text{д}}L_{\text{бл}} + (M_{\text{т}} + M_{\text{ф.бл}})(1 - L_{\text{бл}}) - (M_{\text{y1}} + M_{\text{д1}})}{J_{\text{д.н}}L_{\text{бл}} + J_{\text{т}}}; \\
 \frac{d\omega_{\text{к.п}}}{dt} &= \frac{(M_{\text{y1}} + M_{\text{д1}}) - M_{\text{гмп}} - \frac{M_{\text{фi}}(1 - L_i)}{u_{\text{к.пi1}}\eta_{\text{к.пi1}}} - \frac{(M_{\text{y2}} + M_{\text{д2}})}{L_i u_{\text{к.пi1}} u_{\text{к.пi2}} \eta_{\text{к.пi1}} \eta_{\text{к.пi2}}}}{J_{\text{к.п}} + J_{\text{г.п}}L_i}; \quad i = 1, 2; \\
 \frac{d\omega_{\text{г.п}}}{dt} &= \frac{(M_{\text{y1}} + M_{\text{д1}})L_i u_{\text{к.пi1}} u_{\text{к.пi2}} \eta_{\text{к.пi1}} \eta_{\text{к.пi2}} + M_{\text{фi}}(1 - L_i) u_{\text{к.пi1}} \eta_{\text{к.пi1}} - (M_{\text{y2}} + M_{\text{д2}})}{J_{\text{к.п}}L_i + J_{\text{г.п}}}; \\
 \frac{d\omega_{\text{а}}}{dt} &= \left[(M_{\text{y2}} + M_{\text{д2}}) u_{\text{г.п}} \eta_{\text{г.п}} - M_{\text{с}} \right] / J_{\text{а}}; \\
 \frac{dM_{\text{y1}}}{dt} &= c_1 (\omega_{\text{т}} - \omega_{\text{к.п}}); \quad \frac{dM_{\text{y2}}}{dt} = c_2 (\omega_{\text{г.п}} - \omega_{\text{а}} u_{\text{г.п}}),
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где $M_{\text{ф.бл}}$ – момент трения фрикциона блокировки ГДТ; $M_{\text{ф1}}, M_{\text{ф2}}$ – моменты трения фрикционов переключаемых передач; $M_{\text{y1}}, M_{\text{y2}}$ – моменты упругих элементов; $M_{\text{д1}}, M_{\text{д2}}$ – моменты диссипативных элементов; $L_{\text{бл}}, L_i, i = 1, 2$ – дискретные функции состояния фрикционов (при $L_i = 1$ фрикцион замкнут; при $L_i = 0$ – буксует или разомкнут).

Значения дискретных функций $L_{\text{бл}}, L_i$ определяются по выражениям:

$$L_{\text{бл}} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{т}}| \leq \Delta\omega_{\text{бл}}; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{т}}| > \Delta\omega_{\text{бл}}; \end{cases} \quad (2)$$

$$L_i = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\text{к.п}}/u_{\text{к.пi1}} - \omega_{\text{г.п}}/u_{\text{к.пi2}}| \leq \Delta\omega_i; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\text{к.п}}/u_{\text{к.пi1}} - \omega_{\text{г.п}}/u_{\text{к.пi2}}| > \Delta\omega_i, \end{cases} \quad (3)$$

где $\Delta\omega_{\text{бл}}, \Delta\omega_i$ – допустимые значения рассогласования угловых скоростей, при которых фрикцион замыкается.

Формулы для вычисления моментов диссипативных элементов $M_{\text{дi}}$ аналогичны двум последним формулам

системы уравнений (1), только вместо dM_{yi}/dt необходимо подставить $M_{\text{дi}}$, а вместо c_i – параметр μ_i .

Характеристики двигателя $M_{\text{д}} = f(\omega_{\text{д}})$ и гидротрансформатора $M_{\text{н}} = f(\omega_{\text{д}}), M_{\text{т}} = f(\omega_{\text{т}})$ представлялись в виде уравнений регрессий [1].

Для определения величины $M_{\text{гмп}}$ были использованы результаты экспериментальных исследований моментов сопротивления прокрутки ГМП на всех передачах в зависимости от частоты вращения входного вала, на основании которых получено уравнение регрессии

$$M_{\text{гмп}} = b_0 + b_1\omega_{\text{отн}} + b_2u_{\text{к.п}} + b_3\omega_{\text{отн}}u_{\text{к.п}} + b_4\omega_{\text{отн}}^2 + b_5u_{\text{к.п}}^2, \quad (4)$$

где $\omega_{\text{отн}}$ – относительная угловая скорость вращения входного вала ГМП; $u_{\text{к.п}}$ – передаточное число коробки передач на данной ступени, на которой осуществляется движение в текущий момент времени; b_0, b_1, \dots, b_5 – коэффициенты регрессии.

Значение $\omega_{\text{отн}}$ вычисляется из соотношения

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_{\text{д}} / \omega_{\text{р}}, \quad (5)$$

где $\omega_{\text{д}}$ – текущее значение угловой скорости вала двигателя; $\omega_{\text{р}}$ – значение угловой скорости вала двигателя при максимальной мощности.

Для моделируемого автомобиля $\omega_{\text{р}} = 219,9$ рад/с, а передаточные числа коробки передач: 4,071; 2,865; 2,045; 1,437; 1,011; 0,722. Значения коэффициентов регрессии: $b_0 = 95,3$; $b_1 = -23,3$; $b_2 = -19,54$; $b_3 = -5,935$; $b_4 = 76,15$; $b_5 = 2,945$.

Статистические оценки адекватности и работоспособности полученного уравнения регрессии (4): остаточная дисперсия $D_{\text{ост}} = 15,207$; дисперсия модели среднего $D_{\text{ср}} = 448,868$; критерий Фишера $F = 29,517$; табличное значение критерия Фишера $F_{\text{т}} = 2,15$; коэф-

фициент детерминации $R^2 = 0,974$. Поскольку $F > F_{\text{т}}$, то нулевая гипотеза о том, что модель среднего достаточно хорошо описывает результаты эксперимента, опровергается. Учитывая также, что $R^2 > 0,75$, приходим к выводу, что полученная регрессионная модель адекватна и работоспособна.

На основе математической модели, представленной уравнениями (1)...(4), выполнено моделирование процессов движения карьерного самосвала БелАЗ-7555Е с имитацией эксплуатационных условий карьера «Гранит». Принималось значение коэффициента сопротивления качению $f = 0,02$ и учитывалось изменение уклонов дороги h на маршруте движения. Информация о значениях h на соответствующих участках маршрута приведена в табл. 1.

Табл. 1. Параметры характеристик карьера «Гранит»

Длина участка, м	50	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Уклон, %	4,5	4,9	3,2	0,9	0,1	0,1	5,7	5,2	0,0	6,7	3,2

При моделировании движения самосвала вычислялись следующие параметры: время преодоления маршрута $t_{\text{м}}$; расход топлива $Q_{\text{м}}$ за время $t_{\text{м}}$; средняя скорость движения $v_{\text{ср}}$; суммарная энергия двигателя $W_{\text{д}}$, выработанная за время $t_{\text{м}}$; затраты энергии на преодоление сопротивления качению W_f , преодоление уклонов W_h и сопротивления воздуха $W_{\text{в}}$; затраты энергии в механизмах трансмиссии. При этом отдельно выделялись затраты энергии на холостую прокрутку ГМП $W_{\text{ГМП}}$, определяемые в основном потерями на трение фрикционных дисков механизмов управления переключением ступеней в коробке передач, и потери в зубчатых зацеплениях $W_{\text{тп}}$.

Предполагалось, что движение осуществляется при полной подаче топлива в двигатель, а его вращающий момент изменяется по внешней скоростной характеристике $M_e = f(\omega_{\text{д}})$.

Энергия, вырабатываемая двигателем за время преодоления маршрута $t_{\text{м}}$, вычислялась по формуле

$$W_{\text{д}} = \int_0^{t_{\text{м}}} M_e (1 - k_{\text{в.о}} - k_{\chi}) \omega_{\text{д}} dt, \quad (6)$$

где $\omega_{\text{д}}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $k_{\text{в.о}}$ – коэффициент отбора мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя (принято значение $k_{\text{в.о}} = 0,1$); k_{χ} – коэффи-

циент снижения уровня мощности двигателя, обусловленный нарушением регулировок системы подачи топлива либо износом его механизмов.

Потери энергии на прокрутку ГМП вычислялись по формуле

$$W_{\text{ГМП}} = \int_0^{t_M} M_{\text{ГМП}} \omega_{\text{д}} dt. \quad (7)$$

Потери энергии в трансмиссии

$$W_{\text{Тр}} = (W_{\text{д}} - W_{\text{ГМП}})(1 - \eta_{\text{Тр}}), \quad (8)$$

где $\eta_{\text{Тр}}$ – КПД трансмиссии (принято $\eta_{\text{Тр}} = 0,91$).

Затраты энергии на преодоление сопротивления качению

$$W_f = f m_a g s_M, \quad (9)$$

где m_a – полная масса автомобиля (для моделируемого самосвала $m_a = 105000$ кг); s_M – длина маршрута, $s_M = 1050$ м.

Затраты энергии на преодоление сопротивления воздуха

$$W_B = \int_0^{t_M} k_w A_{\text{л}} v^3 dt, \quad (10)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха; $A_{\text{л}}$ – лобовая площадь автомобиля; v – скорость движения, м/с.

Для моделируемого самосвала принимали $k_w = 0,7$ Н·с²/м⁴; $A_{\text{л}} = 18,6$ м².

Затраты энергии на разгон автомобиля вычисляются по формуле

$$W_j = \int_0^{t_M} \delta_{\text{п.м}} m_a a v dt, \quad (11)$$

где $\delta_{\text{п.м}}$ – коэффициент приведенной массы автомобиля; a – ускорение автомобиля.

Суммарная затрата энергии на преодоление уклонов по всему маршруту движения вычислялась по формуле

$$W_h = m_a g H = m_a g \sum_{i=1}^N h_i s_i, \quad (12)$$

где H – высота подъема автомобиля по сравнению с исходным его положением, м; h_i – уклон на i -м участке маршрута; s_i – длина i -го участка маршрута.

На подъеме значение h_i положительно, а на спуске – отрицательно.

При выполнении транспортной работы в процессе перевозки грузов автомобиль совершает полезную работу по перемещению груза из начальной точки маршрута в конечную, а также работу по подъему груза на высоту H . В результате полезная работа вычисляется по формуле

$$W_{\text{п.р}} = m_{\text{Тр}} g (f s_M + H), \quad (13)$$

где $m_{\text{Тр}}$ – масса перевезенного груза, кг.

Значения s_M и H в формулу (13) подставляются в метрах, а работа получается в джоулях.

Эффективность выполнения транспортной работы можно оценить достигнутой производительностью, а также показателями рационального использования энергии двигателя или еще более глубоко – энергии израсходованного топлива.

Оценкой рациональности использования энергии двигателя является транспортный КПД автомобиля, вычисляемый по формуле

$$\eta_{\text{т.р}} = W_{\text{п.р}} / W_{\text{д}}. \quad (14)$$

Принимая во внимание формулу (13), нетрудно видеть, что транспортный КПД существенно зависит от качества опорной поверхности дороги и состояния шин, влияющих на коэффициент сопротивления качению.

Для определения расхода топлива на маршруте использовалась методика, изложенная в [1]. При моделировании движения в условиях карьера «Гранит» варьировали величину коэффициента

уровня мощности двигателя k_χ в пределах от 0 до 0,2. В табл. 2 приведены

результаты моделирования.

Табл. 2

k_χ	t_M, c	$v_{cp}, км/ч$	$Q_M, л$	$W_d, МДж$	$W_{п.р}, МДж$	$W_{ГМП}, МДж$	$W_B, МДж$	$\eta_{т.р}$
0	155,1	24,37	4,177	63,06	31,343	3,137	0,810	0,497
0,1	168,1	22,49	4,127	62,21	31,343	3,404	0,703	0,504
0,2	201,0	18,81	4,161	62,64	31,343	3,950	0,536	0,500

Для оценки влияния потерь мощности в механизмах ГМП были приняты во внимание результаты многочисленных испытаний, проводимых на предприятии ОАО БелАЗ над присылаемыми из автохозяйств агрегатами, снятыми с автомобилей по причине их неисправностей, характеризующихся быстрым возрастанием температуры масла в ГМП и снижением скорости дви-

жения. Потери на прокрутку таких ГМП возрастали в 2...3 раза по сравнению с предельными нормативными значениями. Эти значения принимались в качестве коэффициента $k_{ГМП}$ увеличения момента $M_{ГМП}$, вычисляемого по формуле (4). Результаты моделирования представлены в табл. 3.

Табл. 3

$k_{ГМП}$	t_M, c	$v_{cp}, км/ч$	$Q_M, л$	$W_d, МДж$	$W_{п.р}, МДж$	$W_{ГМП}, МДж$	$W_B, МДж$	$\eta_{т.р}$
1	155,1	24,37	4,177	63,06	31,343	3,137	0,810	0,497
2	160,2	23,60	4,367	65,98	31,343	6,362	0,761	0,475
3	165,6	22,83	4,582	68,98	31,343	10,170	0,719	0,454

Приведенные в табл. 2 и 3 результаты отображают существенную зависимость времени преодоления маршрута t_M и средней скорости движения v_{cp} от мощности двигателя и потерь в ГМП. Рассмотрим возможность их использования в качестве диагностических параметров при реализации предлагаемой методики диагностирования технического состояния фрикционных ГМП в тестовом режиме испытаний (режим разгона). Вначале выявим влияние уровня мощности двигателя на показатели эффективности разгона автомобиля.

При выборе интервалов варьирования коэффициента уровня мощности двигателя k_χ принята во внимание информация, приведенная в [5], о том, что

механики авторемонтных организаций, занимающиеся обслуживанием и диагностикой двигателей с электронной системой управления подачей топлива, по просьбе водителей перенастраивают систему на увеличение подачи, что приводит к повышению мощности по сравнению с уровнем, установленным производителем двигателей. Однако достигаемый при этом рост производительности автомобиля сопровождается существенным снижением ресурса двигателя и ГМП. Поэтому диагностирование технического состояния двигателя необходимо не только для выявления ухудшений его характеристик, но и с целью предотвращения перегрузки двигателя и трансмиссии.

В связи с этим величиной коэффи-

циента уровня мощности k_χ при моделировании варьировали в пределах $\pm 0,2$, т. е. предполагалось снижение или завышение мощности до 20 % от номинальной; величиной коэффициента $k_{ГМП}$ роста потерь в ГМП – в пределах от 1 до 3.

В процессе разгона определяли следующие стандартные показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: время разгона t_{400} и t_{1000} на участках пути 400 и 1000 м; время разгона до за-

данной скорости t_v ; условную максимальную скорость $v_{y\max}$ (средняя скорость на последних 400 м участка разгона), а также вычисляли параметры, характеризующие потери в трансмиссии, затраты энергии двигателя на преодоление дорожных сопротивлений, сопротивления воздуха, расход топлива [1]. При определении t_v принималась заданная скорость $v_3 = 40$ км/ч. Полученные результаты моделирования разгона представлены на рис. 2.

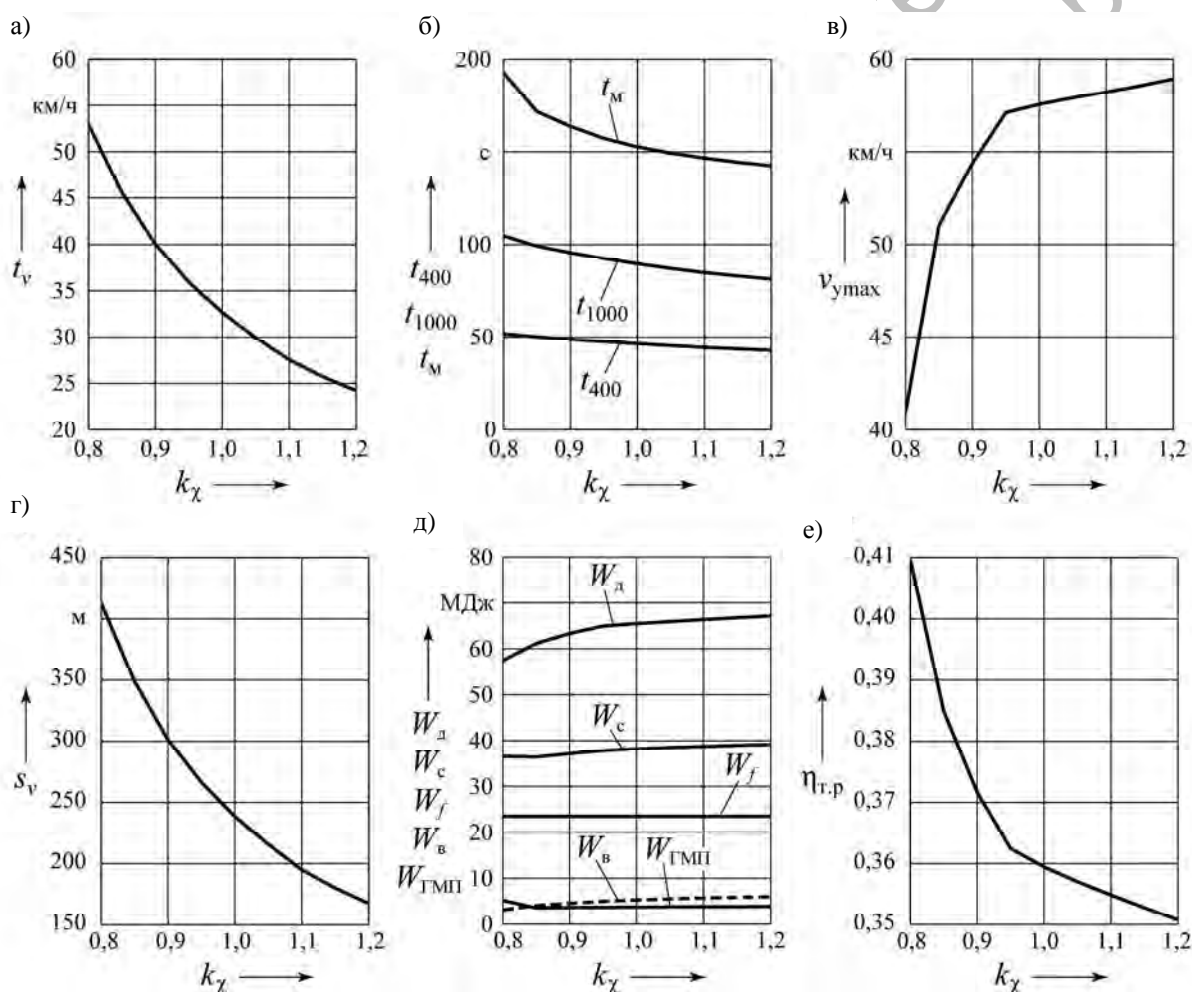


Рис. 2. Зависимости показателей эффективности работы автомобиля от коэффициента снижения уровня мощности двигателя

Рассмотрим влияние мощности двигателя на исследуемые параметры. Как видно из приведенных графиков,

наибольшей информативностью обладают два показателя: время разгона до заданной скорости t_v (рис. 2, а) и путь s_v ,

проходимый за это время (рис. 2, г). Весьма существенно зависят от мощности двигателя условная максимальная скорость разгона $v_{y\max}$ (рис. 2, в), показатели t_{400} , t_{1000} , а также время преодоления маршрута t_M . Так, при падении мощности двигателя на 10 % от номинальной величины (соответствует $t_\chi = 0,9$) значение t_v изменяется с 32,66 до 40,05 с, т. е. увеличивается на 23 %; значение t_{400} возрастает на 2,33 с (на 5 %); значение t_{1000} – на 5,98 с (на 6,7 %); время t_M увеличивается на 11,0 с (на 7,2 %); значение $v_{y\max}$ снижается на 3,17 км/ч (на 5,5 %); s_v увеличивается на 62,9 м (на 26,4 %). Следовательно, все вышеприведенные показатели позволяют зафиксировать снижение мощности двигателя.

Данные показатели могут быть определены, зафиксированы и отображены на экране дисплея мехатронной системы управления. При этом не требуется оснащения автомобиля дополнительными средствами измерения. Программа вычисления всех показателей записывается в память контроллера управления ГМП. Для проведения диагностирования дается команда на исполнение этой программы посредством отдельной кнопки управления, расположенной на панели дисплея. Скорость автомобиля определяется на основе информации о частоте вращения выходного вала ГМП. Интегрирование скорости обеспечивает вычисление перемещения и фиксацию длин мерных участков пути. Численное дифференцирование скорости позволяет определить ускорение автомобиля. МСАУ контролирует также величину груза в кузове автомобиля, что предотвращает его перегрузку.

На рис. 2, д показаны графики изменения энергии двигателя W_d и затрат энергии на преодоление сопротивления качению W_f , сопротивления воздуха W_B ,

потерь в ГМП $W_{\text{ГМП}}$, механических потерь в трансмиссии $W_{\text{тр}}$ (график $W_{\text{тр}}$ практически совпал с графиком W_B) в зависимости от коэффициента уровня мощности t_χ . График W_c отображает сумму затрат энергии: $W_c = W_f + W_B + W_{\text{ГМП}} + W_{\text{тр}}$. Разность между W_d и W_c соответствует затратам энергии на разгон автомобиля W_j (преодоление сил инерции). Из рис. 2, д следует, что наибольшие составляющие затрат энергии W_f и W_j .

Согласно выражениям (7)...(11), значения W_f , W_B , $W_{\text{ГМП}}$, W_j зависят от параметров автомобиля, его скорости и ускорения, коэффициента сопротивления качению f , поэтому они вычисляются контроллером ГМП в процессе тестовых заездов. В результате возникает возможность непосредственно вычислить энергию W_d , вырабатываемую двигателем за время t_M преодоления контрольного маршрута:

$$W_d = \frac{\Sigma W + W_{\text{ГМП}}(1 - \eta_{\text{тр}})}{2 - \eta_{\text{тр}}}, \quad (15)$$

где $\Sigma W = W_f + W_B + W_{\text{ГМП}} + W_j$.

Для получения достоверного значения коэффициента сопротивления качению f при проведении испытаний рекомендуется использовать методику, изложенную в [4].

На рис. 3 показаны графики зависимостей параметров t_v , t_M , s_v от коэффициента $k_{\text{ГМП}}$, характеризующего увеличение потерь во фрикционах ГМП, обусловленных повреждением фрикционных дисков (коробление, отслоение фрикционных накладок, разрыв и др.). Очевидно, что величины изменения этих параметров позволяют сделать заключение о наличии неисправностей фрикционов.

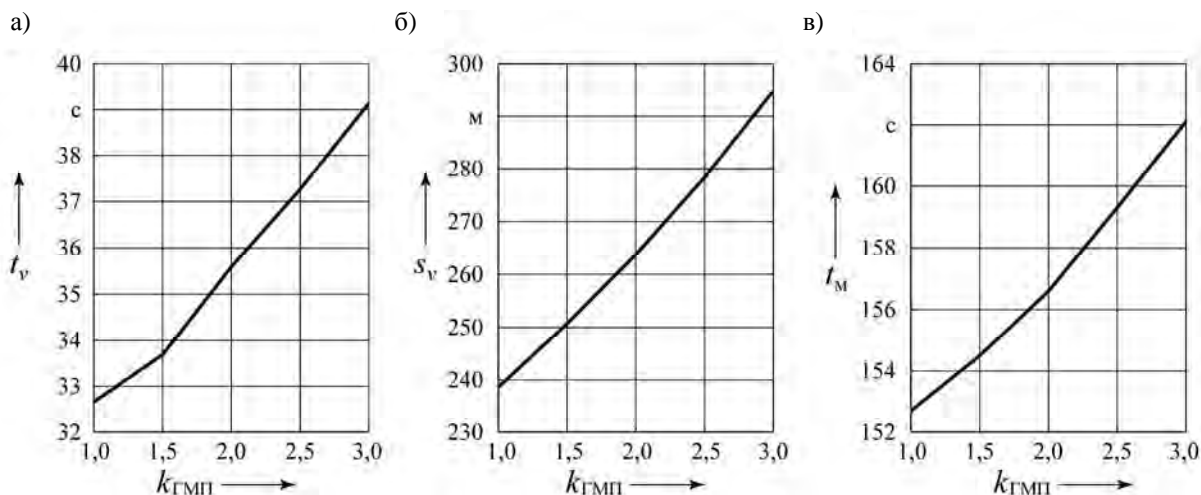


Рис. 3. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_M от коэффициента $k_{ГМП}$ для автомобиля с полной нагрузкой

Рассмотренная методика проведения диагностирования технического состояния ГМП рекомендуется для применения в автохозяйствах. Для выявления неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации, необходимо первый сеанс мониторинга осуществить непосредственно после приобретения нового автомобиля перед введением его в эксплуатацию. Результаты диагностирования записываются в базу данных контроллера и в последующем используются для оценки динамики ухудшения технического состояния ГМП.

Предлагаемую методику диагностирования можно применять и для автомобиля в снаряженном состоянии (без нагрузки). Необходимость диагностирования иногда возникает не только в процессе эксплуатации, но и для машины, сошедшей с конвейера. При этом загрузка автомобиля вызывает сложности в связи с большой грузоподъемностью карьерных самосвалов. Испытательные пробеги приходится выполнять без нагрузки и на сравнительно коротком пути. Поэтому была исследована чувствительность диагностических параметров для карьерного самосвала БелАЗ-7555Е в снаряженном состоянии.

На рис. 4 приведены графики, по-

лученные для снаряженного карьерного самосвала БелАЗ-7555Е при варьировании коэффициента $k_{ГМП}$, а на рис. 5 – коэффициента k_{χ} .

Моделировали процесс разгона на участке пути 500 м при трогании самосвала с места на второй передаче, что предусмотрено алгоритмом МСАУ. Как видно из приведенных графиков, техническое состояние ГМП и двигателя автомобиля в снаряженном состоянии можно успешно диагностировать по показателям t_v , t_{400} и s_v .

Таким образом, оснащение карьерных самосвалов БелАЗ мехатронной системой управления позволяет непрерывно в процессе движения осуществлять мониторинг технического состояния большинства механизмов ГМП и электронных компонентов системы управления, а также на основе тестовых режимов испытаний по предлагаемой методике выполнять диагностирование фрикционов и механизмов гидротрансформатора в реальных условиях эксплуатации и при сдаче готовой продукции. Система датчиков МСАУ и программное обеспечение контроллера позволяют своевременно обнаружить неисправности, избежать

аварийного состояния и существенно снизить затраты средств на техническое обслуживание и ремонт.

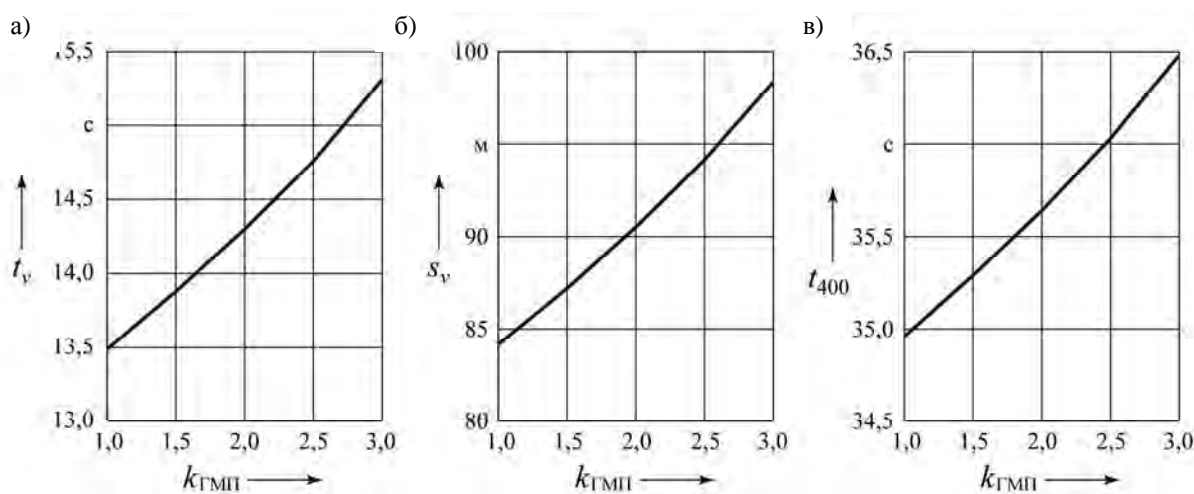


Рис. 4. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_M от коэффициента $k_{ГМП}$ для снаряженного автомобиля

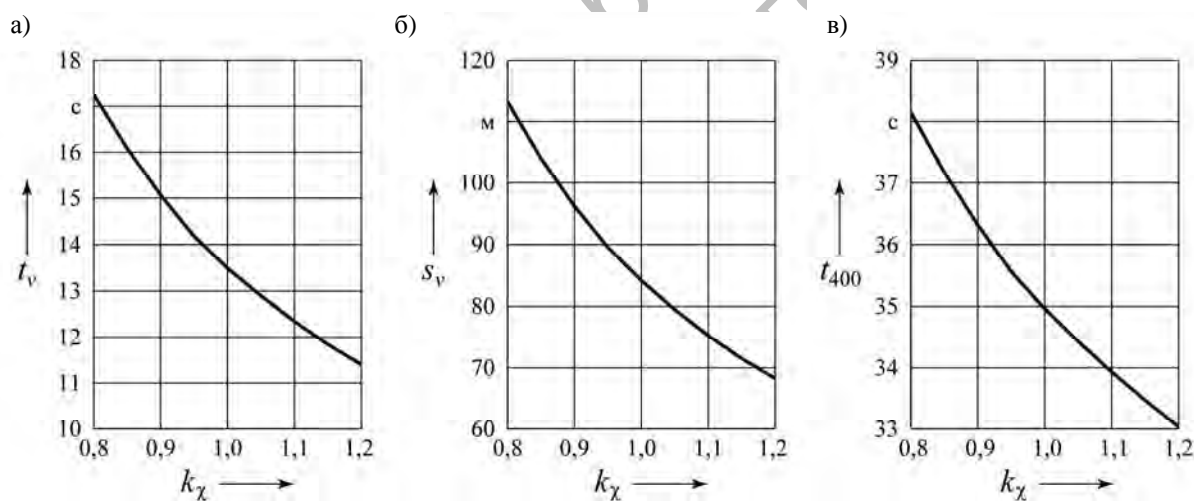


Рис. 5. Графики зависимостей параметров t_v , s_v , t_M от коэффициента k_χ для снаряженного автомобиля

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
3. **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.

4. **Тарасик, В. П.** Адаптация параметров алгоритма автоматического управления ГМП к параметрам автомобиля / В. П. Тарасик, И. М. Дычкин, А. Н. Егоров // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 11. – С. 16–18.

5. **Гюнтер, Г.** Диагностика дизельных двигателей / Г. Гюнтер. – М. : За рулем, 2004. – 176 с.

Статья сдана в редакцию 14 марта 2013 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Владимир Владиславович Региня, аспирант, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-1775-359-88. E-mail: vvreh_a@tut.by

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-23-09-79.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Vladislavovich Reginia, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-1775-359-88.
E-mail: vvreh_a@tut.by

Yury Sergeevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-23-09-79.