

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.3

Г. Л. Антипенко, И. Ю. Хадкевич

БОРТОВАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

UDC 621.3

G. L. Antipenko, I. Y. Khadkevich

ON-BOARD SYSTEM FOR DIAGNOSING THE HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER OF MOBILE MACHINES

Аннотация

Предложены новый способ и методика диагностирования гидродинамического трансформатора с использованием информации бортовой системы управления по параметрам, необходимым для вычисления КПД. По величине КПД при различных режимах работы гидродинамического трансформатора можно оценить техническое состояние муфт свободного хода реакторных колес по сопоставлению его с должным для данных условий. Но это требует создания специальных тестовых воздействий на двигатель и гидродинамический трансформатор и расчета теоретического КПД для сравнения с фактическим в конкретных условиях работы.

Ключевые слова:

гидродинамический трансформатор, гидромеханическая передача, муфта свободного хода, коэффициент трансформации, диагностирование, тестовое воздействие.

Abstract

A new technique and methods for diagnosing a hydrodynamic torque convertor are offered which use the information of the on-board control system for parameters required for the calculation of efficiency. According to its value under various modes of the operation of the hydrodynamic torque convertor, it is possible to estimate the technical condition of freewheeling clutches of the reactor wheels, compared to the technical condition needed for these modes. But this requires special test effects on the engine and the hydrodynamic torque convertor, and the calculation of the theoretical efficiency to compare it with the actual one in specific operating conditions.

Key words:

hydrodynamic torque convertor, hydromechanical transmission, freewheeling clutch, transformation ratio, diagnosing, test effect.

Введение

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) во многом определяется техническим состоянием гидродинамического трансформатора (ГДТ). Он обеспечивает плавное трогание с места

при высоких тяговых нагрузках за счет высокого значения коэффициента трансформации K_{mn} при низких значениях передаточного отношения i_{mn} . КПД ГДТ в этот период достаточно низкий и мощность двигателя расходуется в большей мере на разогрев рабочей жидкости.

На этапе разгона машины низкий КПД ГДТ является его достоинством, поскольку разгон получается плавным, но при тяговом режиме низкий КПД – это большой недостаток гидромеханических передач (ГМП), поэтому его рабочий диапазон ограничивают значениями 0,75...0,85. Данный диапазон достаточно узкий, в связи с чем в ГМП применяют комплексные двухреакторные ГДТ, позволяющие расширить область высоких значений КПД за счет последовательного отключения реакторных колес при высоких значениях $i_{тн}$ и перехода ГДТ в режим гидродинамической муфты (ГДМ). Безразмерная характеристика комплексного двухреакторного ГДТ представлена на рис. 1. Из нее видно, что кривая КПД ГДТ $\eta_{тн}$ существенно выше штриховой линии, характеризующей КПД ГДМ при низких значениях $i_{тн}$. Достигнув максимума, $\eta_{тн}$ резко падает (штрихпунктирная

линия), и ГДТ переходит в режим ГДМ за счет того, что реакторные колеса установлены на муфтах свободного хода (МСХ).

При режиме трансформации крутящего момента МСХ стопорит реакторные колеса, позволяя их лопаточным системам изменять направление потока жидкости в круге циркуляции так, чтобы он под большим углом входил на лопатки турбинного колеса, увеличивая крутящий момент за счет снижения угловой скорости турбинного вала по отношению ко входному валу.

При достижении определенных значений передаточного отношения $i_{тн}$ МСХ последовательно освобождают реакторные колеса, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам, не трансформируя момент от насосного колеса, переводя работу ГДТ в режим ГДМ.

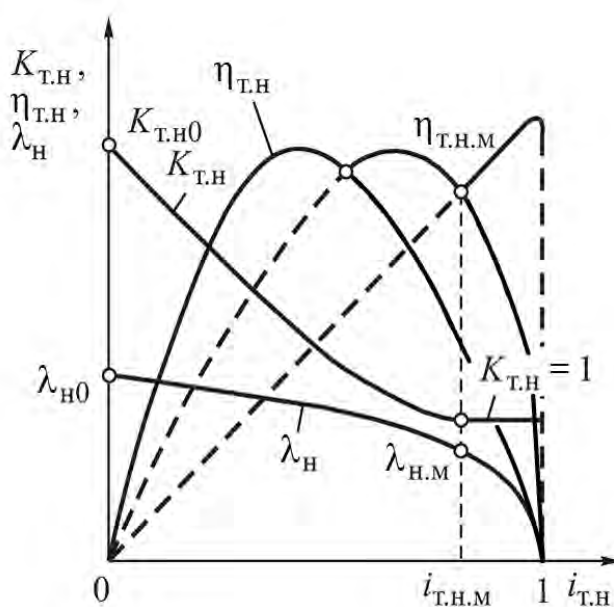


Рис. 1. Безразмерные характеристики комплексного двухреакторного ГДТ

Поскольку реакторные колеса ГДТ размещаются на МСХ, то их техническое состояние существенно сказывается на его КПД. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возмож-

ностей стопорения реакторных колес, при котором ГДТ перестает трансформировать момент и превращается в ГДМ, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реак-

тора, при которой ГДТ не выходит на режим ГДМ при высоких значениях передаточного отношения i_{mn} . В этом случае поток жидкости в круге циркуляции давит на лопапки реактора уже с другой стороны, разбивается о них, не доходя до лопаток турбинного колеса, и КПД стремительно падает (штрихпунктирная линия на рис. 1).

Хотя при этом ГМП не утрачивает своих функций, однако показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются (уменьшается производительность, возрастает расход топлива).

Анализ существующих методик оценки технического состояния гидродинамического трансформатора

Проверку технического состояния ГДТ автоматической коробки передач рекомендуется проводить на полностью заторможенном автомобиле при работающем на полную мощность двигателе (stall test). При таком режиме на результаты диагностики ГДТ будет оказывать влияние состояние коробки передач и, прежде всего, фрикционных элементов – фрикционных муфт или тормозов планетарных механизмов. Анализ результатов проверки заключается в сравнении их со значениями завода-изготовителя. Отклонения от установленных значений в ту или иную сторону можно интерпретировать следующим образом:

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $200...300 \text{ мин}^{-1}$ выше, по сравнению с установленной, то причиной является пробуксовка фрикционных элементов коробки передач, вызванная, вероятнее всего, вспениванием трансмиссионного масла или низким давлением в основной магистрали;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя чрезвычайно высока, то причиной могут служить срезанные шлицы входного вала коробки передач;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $100...200 \text{ мин}^{-1}$

ниже, по сравнению с установленной, то это признак того, что двигатель не развивает полную мощность;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на 33 % ниже, по сравнению с установленной, то, вероятно, вышла из строя МСХ ГДТ, поскольку реактор при этом режиме должен быть полностью остановлен и ГДТ имеет максимальный коэффициент трансформации. Если МСХ реактора не в состоянии удерживать его, то поток масла, выходящий из турбинного колеса, будет направлен в сторону, противоположную вращению насосного колеса и двигателя, что приводит к потере мощности двигателя;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя соответствует установленным значениям, то это означает, что двигатель развивает полную мощность, коробка передач способна нормально передавать ее и МСХ реактора ГДТ способна его удерживать, что не является гарантией ее исправного состояния, поскольку она может не расклиниваться и не давать возможности ГДТ переходить в режим работы ГДМ;

- предположение о заклинивании МСХ можно сделать только в том случае, если при дорожных испытаниях максимальная скорость транспортного средства при полной подаче топлива меньше расчетной примерно на 33 %. Тогда ГДТ не переходит в режим работы гидромуфты. Побочным эффектом этого может быть перегрев трансмиссионного масла и снижение давления, развиваемого насосом.

Другой способ определения заклинивания МСХ заключается в нахождении частоты вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива при «нейтрали» в коробке передач. Если частота вращения коленчатого вала более 3000 мин^{-1} , то это означает, что реактор свободно вращается в потоке масла. Если же частота вращения коленчатого вала не превышает 3000 мин^{-1} , то данное обстоятельство

является признаком заклинивания МСХ [1].

Однако это в большей степени субъективные методы. Для объективного выявления неисправностей МСХ необходимо обосновать диагностические параметры для инструментального контроля и определить параметры тестовых режимов испытаний, что, в свою очередь, требует разработки соответствующих методик диагностирования.

Поскольку техническое состояние МСХ отражается на тягово-скоростных свойствах автомобиля, то в качестве диагностических параметров можно взять типовые характеристики разгона – время разгона до заданной скорости t_v и проходимый за это время путь s_v , а также время разгона на участках пути 400 и 1000 м (t_{400} и t_{1000}). Данные параметры можно определять и фиксировать техническими средствами бортовой системы диагностирования, сопряженной с бортовой системой управления.

Так, моделирование разгона карьерного самосвала БелАЗ-75450 с двигателем Cummins QSX15-600 мощностью 447 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 мин^{-1} и ГДТ ЛГ-470Н с исправной МСХ и неисправной, т. е. когда МСХ не блокирует вращение турбинного колеса при режиме трансформации момента, дало следующие результаты. Время t_v и путь s_v разгона до скорости $v = 40 \text{ км/ч}$ при одних и тех же условиях составили 56 и 77 с и 420 и 620 м соответственно, время разгона на участке 400 м (t_{400}) – 53 и 56 с, а на участке 1000 м (t_{1000}) – 101 и 109 с [2]. По параметрам t_v и s_v можно диагностировать потерю способности заклинивания МСХ, а по параметрам t_{400} и t_{1000} – нет, поскольку трудно найти такие условия испытаний, которые были бы абсолютно идентичны и позволили уловить различие в 3 или 8 с.

Для оценки изменения характеристик ГДТ при неисправности МСХ про-

водились стендовые испытания с имитацией отказов, при которых МСХ не заклинивается при режиме трансформации момента и не блокирует вращение реакторов. Для этого из МСХ удалялись ролики, и реакторы свободно вращались. В результате момент количества движения жидкости не увеличивался и не происходила трансформация вращающего момента. При таком отказе ГДТ превращался в гидродинамическую муфту, позволяющую лишь варьировать соотношением между угловыми скоростями вращения насосного и турбинного колес. При этом существенно изменялись характеристики ГДТ (рис. 2) [2].

Коэффициент момента насосного колеса λ_n , или, как это принято, величина λ_{np} , при низких значениях i_{mn} возрастает практически вдвое, а КПД η_{mn} и коэффициент трансформации K_{mn} при этих режимах – почти в 3 раза. Следовательно, при стоповом режиме обнаружить неисправность МСХ можно только в стендовых условиях по коэффициенту трансформации, поскольку там на входе и выходе ГДТ крутящий момент измеряется. В ГМП машины таких датчиков момента нет, поэтому эта методика оценки технического состояния ГДТ без снятия ГМП непригодна.

Если же МСХ какого-либо реактора окажется нерасклиненной при высоких значениях передаточного отношения, то эту неисправность предлагается определять по чрезмерно быстрому нагреву рабочей жидкости на выходе из ГДТ, т. к. его КПД начнет резко уменьшаться.

Рассмотренная методика мониторинга технического состояния ГДТ по характеристикам разгона отчасти возможна, но требует специально подготовленных мерных участков движения с полной нагрузкой при реализации максимальной мощности двигателя. При этом отсутствует гарантия правильной постановки диагноза МСХ.

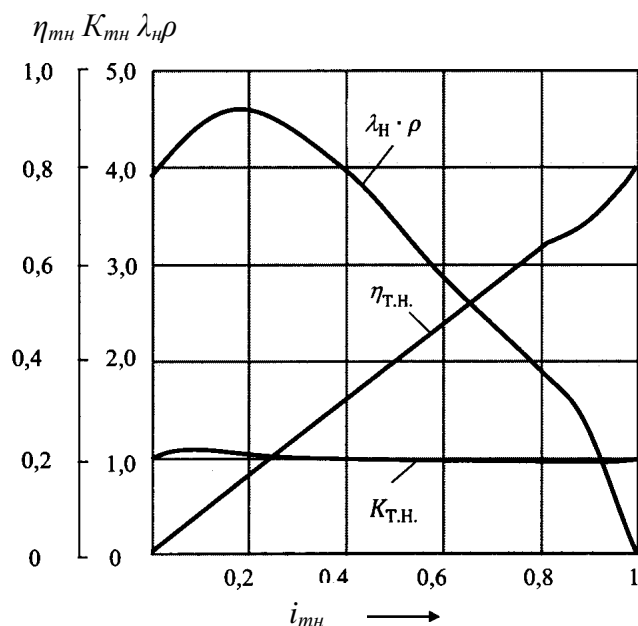


Рис. 2. Характеристика ГДТ при неисправных МСХ реакторных колес

Новая методика диагностирования муфт свободного хода гидродинамического трансформатора

Если в качестве диагностического параметра выбрать КПД ГДТ при фиксированном значении передаточного отношения i_{mn} , то надежность оценки технического состояния МСХ можно существенно повысить. Сопоставляя характеристики ГДТ с исправной МСХ реактора (см. рис. 1) и неисправной (см. рис. 2), видно, что КПД при малых значениях i_{mn} отличается почти в три раза. Остается только найти КПД ГДТ и можно делать вывод о состоянии МСХ.

КПД ГДТ определяется как отношение мощностей на турбинном N_m и насосном N_n колесах ГДТ, т. е.

$$\eta_{mn} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{M_n \cdot \omega_n} = K_{mn} \cdot i_{mn}. \quad (1)$$

Несложно вычислить угловые скорости насосного ω_n и турбинного ω_m колес, поскольку в первом случае – это угловая скорость коленчатого вала двигателя, считаваемая с электронного регулятора, а во втором – рассчитывается

бортовой системой управления, контролирующей скорость движения автомобиля датчиком спидометра, считывающим угловую скорость ω_c с зубчатого колеса, связанного с выходным валом ГМП, передаточное число от турбинного колеса до которого составляет некоторое известное значение u_c . Тогда

$$\omega_m = \omega_c \cdot u_c.$$

Для вычисления коэффициента трансформации необходимо знать текущие значения крутящих моментов насосного и турбинного колес ГДТ. Момент на турбинном колесе ГДТ можно найти из условий движения машины в определенных дорожных условиях как

$$M_m = f \cdot G_a \cdot r_k / u_{mp}, \quad (2)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля; G_a – масса автомобиля; r_k – радиус качения колеса; u_{mp} – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Момент на насосном колесе ГДТ, связанного с двигателем непосредственно, без согласующего редуктора,

зависит от типа регулятора двигателя. На дизельных двигателях чаще всего используются всережимные регуляторы, позволяющие работать двигателю как на внешней, так и на регуляторной характеристиках. Положением педали акселератора в этом случае задается скоростной режим работы двигателя, а

регулятор поддерживает его в достаточно узком диапазоне за счет изменения цикловой подачи в соответствии с изменяющейся нагрузкой. При этом регуляторные характеристики имеют примерно один наклон при частичных режимах и различных положениях педали акселератора γ (рис. 3).

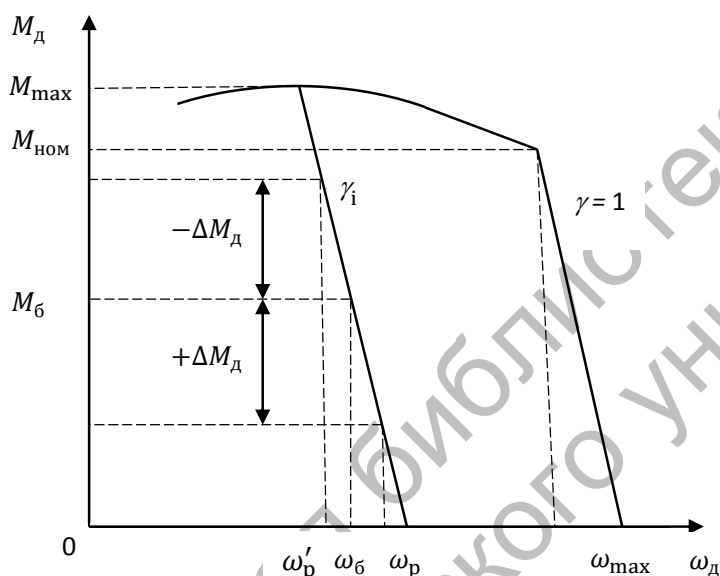


Рис. 3. Характеристика момента двигателя со всережимным регулятором

Наклон регуляторной характеристики определяется коэффициентом пропорциональности K_p из выражения

$$K_p = M_{ном} / (\omega_{max} - \omega_{ном}), \quad (3)$$

где $M_{ном}$ — номинальный момент двигателя; $\omega_{ном}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя; ω_{max} — максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Тогда определение КПД, т. е. диагностику МСХ ГДТ, можно проводить по следующей методике. Порожный автомобиль на ровной площадке трогается с места и фрикционом блокировки принудительно блокируется ГДТ. Это можно осуществить как посредством вмешательства в бортовую систему управления, так и в обход нее, поскольку ис-

полнительные электрогидрораспределители управления фрикционом блокировки ГДТ находятся на внешней стороне корпуса ГМП. Угловая скорость коленчатого вала двигателя в такой момент должна снизиться на 20...30 рад/с, в противном случае есть вероятность пробуксовки фрикциона блокировки. При равномерном движении на заблокированном ГДТ определяется угловая скорость коленчатого вала двигателя при фиксированном положении педали подачи топлива γ . Момент на выходном (турбинном) валу ГДТ будет равен моменту двигателя M_0 (см. рис. 3) и соответствовать моменту, необходимому для преодоления сопротивления движению машины в конкретных дорожных условиях, вычисляемому по выражению (3). Затем без изменения положения педали осуществляется разблокировка ГДТ, и угловая ско-

рость коленчатого вала увеличивается, т. к. момент на насосном колесе, а следовательно, и нагрузка на двигатель снижаются из-за того, что коэффициент трансформации K_{mn} становится больше единицы, как это было у заблокированного ГДТ. Момент двигателя изменяется на величину ΔM_δ :

$$\Delta M_\delta = M_n - M_n / K_{mn}.$$

Тогда можно записать следующее:

$$M_n = \Delta M_\delta / (1 - 1 / K_{mn}), \quad (4)$$

где ΔM_δ – изменение момента двигателя после разблокировки ГДТ.

$$\Delta M_\delta = K_p(\omega_p - \omega_\delta) = K_p \Delta \omega_\delta, \quad (5)$$

где ω_δ – угловая скорость коленчатого вала двигателя при заблокированном ГДТ; ω_p – угловая скорость коленчатого вала двигателя при разблокированном ГДТ.

Как только движение стало равномерным, фиксируются угловые скорости насосного и турбинного колес ГДТ, т. е. определяется i_{mn} . Остается найти K_{mn} , используя выражения (2)...(5):

$$\begin{aligned} K_{mn} &= \frac{M_m}{M_n} = \frac{M_m}{M_m - \Delta M_\delta} = \\ &= \frac{f \cdot G_a \cdot r_k}{f \cdot G_a \cdot r_k - K_p \cdot u_{mp} \cdot \Delta \omega_\delta} = \\ &= \frac{1}{1 - \mu \cdot \Delta \omega_\delta}, \end{aligned}$$

где μ – коэффициент изменения момента двигателя при разблокировке ГДТ,

$$\mu = \frac{u_{mp} \cdot M_{ном}}{(f \cdot G_a \cdot r_k)(\omega_{max} - \omega_{ном})}. \quad (6)$$

Как видно, μ – величина постоянная, зависящая от дорожных условий, загрузки автомобиля, включенной передачи и характеристики двигателя.

Тогда техническое состояние МСХ ГДТ будет удовлетворительным, если при тестовом диагностировании выпол-

няется неравенство

$$\eta_{mn} = \frac{i_{mn}}{1 - \mu \cdot \Delta \omega_\delta} > \eta_m, \quad (7)$$

где η_m – КПД при режиме гидромукты при аналогичном значении i_{mn} .

Определение КПД ГДТ целесообразно проводить при 2-, 3-скоростных режимах работы двигателя и находить их при различных значениях i_{mn} . При этом в базе данных системы диагностики ГМП должны быть значения КПД для всех i_{mn} . Такая система диагностики ГДТ должна быть либо бортовой, т. е. выдавать текущие значения угловых скоростей, приведенных к насосному и турбинному колесам ГДТ, и создавать тестовое воздействие, не предусмотренное алгоритмом функционирования системы управления, либо внешней системой, способной через диагностический разъем считывать информацию с датчиков угловых скоростей и через разъем электрогидрораспределителя управления фрикционом блокировки ГДТ создавать тестовое воздействие.

Следует отметить, что двигатели «Cummins» с электронным регулятором, применяемые на карьерных самосвалах БелАЗ, имеют характеристику, аналогичную характеристике двигателя со всережимным регулятором, хотя в этих регуляторах можно заложить любую характеристику по желанию потребителя, например, характеристику двигателя постоянной мощности, двигателя Отто и др.

Заклинивание МСХ ГДТ и невозможность перехода в режим гидромукты при высоких значениях i_{mn} выявить сложнее, т. к. необходимо знать параметры, по которым происходит блокировка и разблокировка ГДТ системой управления.

Предлагаемый ранее критерий – повышение температуры масла в ГДТ при высоких значениях i_{mn} сложно реализовать, поскольку при режиме трансформации момента температура быстро

повышается в связи с тем, что ГДТ работает в зоне низких значений КПД и часть мощности двигателя теряется, переходя в тепло. В этом случае необходимо отслеживать не только абсолютное значение температуры, но и интенсивность ее изменения как функцию $i_{тнн}$.

Описанная методика позволяет диагностировать и этот дефект. Ведь после разблокировки ГДТ при высоких значениях $i_{тнн}$ заклинивание МСХ приведет к резкому снижению КПД и, как следствие, падению угловой скорости коленчатого вала двигателя и возрастанию момента (см. рис. 3). В итоге значение ΔM_0 , согласно формуле (5), станет отрицательным, а при определении КПД по формуле (7) в знаменателе появится знак «плюс».

Предложенная методика диагностирования ГДТ может служить как дополнение к диагностике ГМТ по показателям тягово-скоростных свойств автомобиля. Реализация ее осуществляется при наличии бортового компьютера и заложенного в его память алгоритма диагностирования, позволяющего создавать необходимые тестовые воздействия. Приемлемо и создание внешней системы диагностики при организации доступа к системной информации бортового компьютера через диагностический разъем. Такой подход к диагностике важнейшего из элементов ГМТ стал возможен из-за развития информационных технологий. Он позволит обеспечить мониторинг технического состояния ГМП в процессе эксплуатации, что, в свою очередь, не только повысит производительность машин, но и снизит эксплуатационные издержки.

К недостаткам методики следует отнести сложность создания тестового воздействия как при наличии бортовой системы управления, так и при ее отсут-

ствии, поскольку необходимо вмешиваться в алгоритм управления, принудительно блокируя и разблокируя ГДТ. Однако точность постановки диагноза ГДТ в этом случае существенно повышается.

Заключение

1. При наличии бортовой системы управления и диагностики возможна углубленная диагностика гидродинамического трансформатора с использованием информации о состоянии двигателя и гидромеханической трансмиссии при создании тестовых воздействий в процессе эксплуатации машины, дополнив собой существующие методы диагностики гидромеханических передач.

2. Наиболее приемлемым диагностическим параметром для оценки технического состояния муфт свободного хода реакторных колес является КПД гидродинамического трансформатора при низких значениях передаточного отношения, когда его значения для исправного и неисправного состояний отличаются более чем в 3 раза.

3. В основе методики диагностирования лежит сопоставление параметров движения с заблокированным гидродинамическим трансформатором и разблокированным.

4. Предложенная методика позволяет перейти от субъективных методов диагностирования автоматических трансмиссий к объективным, основанным на анализе параметров движения, полученных инструментальным методом и имеющих количественные значения, по которым можно судить о наличии или отсутствии неисправности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – М. : Легион – Автодата, 2000. – 125 с.
2. **Тарасик, В. П.** Диагностирование технического состояния гидродинамического трансформатора карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. В. Региня // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 68–78.

Статья сдана в редакцию 11 сентября 2015 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-34-31.

Ирина Юрьевна Хадкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: irina-bru@mail.ru.

Gregory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-25-34-31.

Iryna Yurevna Khadkevich, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: irina-bru@mail.ru.