



ГОРЕЛОВ
Василий Александрович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

GORELOV
Vasily Aleksandrovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ЖИЛЕЙКИН
Михаил Михайлович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ZHILEYKIN
Mikhail Mikhailovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ЛОВЦОВ
Александр Николаевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

LOVTSOV
Aleksandr Nikolaevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ШИНКАРЕНКО
Владимир Александрович
(ОАО «КамАЗ»)

SHINKARENKO
Vladimir Aleksandrovich
(Naberezhnye Chelny, Russian
Federation, JSC «KAMAZ»)

Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин

В.А. Горелов, М.М. Жилейкин, А.Н. Ловцов, В.А. Шинкаренко

В настоящее время в конструкциях многоосных колесных машин (МКМ) используют трансмиссии различного типа (механические, гидро- и электромеханические, гидрообъемные, комбинированные). При этом не существует универсального закона управления индивидуальным приводом колес, поэтому основное преимущество «гибких» трансмиссий (возможность подведения к движителю в любой момент времени в зависимости от условий движения необходимого крутящего момента) в полном объеме не используется. В данном исследовании синтезирован универсальный закон управления электромеханическими трансмиссиями МКМ, сочетающий функции распределения мощности по колесам и работы систем активной безопасности (антиблокировочной и противобуксовочной). Предложен закон управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес МКМ, включающий в себя закон управления тяговыми и тормозными моментами на ведущих колесах, а также алгоритмы работы противобуксовочной и антиблокировочной систем. Методами имитационного математического моделирования доказана работоспособность и эффективность предложенного закона управления при выполнении МКМ маневров поворот и переставка на опорных основаниях с разными сцепными свойствами. Результаты исследований будут полезны предприятиям автомобильной отрасли, специализирующимся на проектировании и производстве, в первую очередь, специальных МКМ различного класса и назначения, а также организациям, разрабатывающим системы управления для колесной транспортной техники.

Ключевые слова: колесная машина, индивидуальный привод колес, активная безопасность, закон управления, мощность, крутящий момент, тормозной момент, имитационное моделирование.

A control law with the function of active safety systems for electromechanical transmissions of multi-wheeled vehicles

V.A. Gorelov, M.M. Zhileykin, A.N. Lovtsov, V.A. Shinkarenko

Various types of transmission, such as mechanical, hydraulic, electro-mechanical, hydrostatic, and combined, are currently in use in multi-wheeled vehicles (MWV). Unfortunately, there is no universal control law for individually driven wheels. Therefore, the main advantage of flexible

transmissions, that is, the ability to provide the driver with a required torque at any time according to the traffic conditions is not fully used. In this study, a universal control law is synthesized for electromechanical MWV transmissions. It describes the power distribution between the wheels and the operation of active safety systems such as anti-lock and anti-slip braking systems. In addition, a control law for an individual electric drive of wheels including traction and braking torque control laws on drive wheels is proposed and algorithms for anti-lock and anti-slip braking systems are suggested. The proposed control law proved its efficiency and robustness in the simulation of MWV maneuvers. The research results will be useful in automotive industry designing and manufacturing multi-wheeled vehicles of various types and purposes as well as in organizations developing control systems for such vehicles.

Keywords: wheeled vehicle, individual wheel drive, active safety, control law, power, torque, brake torque, simulation.

В настоящее время в конструкциях многосных колесных машин (МКМ) используют трансмиссии различного типа (механические, гидро- и электромеханические, гидрообъемные, комбинированные). С увеличением грузоподъемности, полной массы, числа осей существует тенденция перехода от механических трансмиссий к другим типам трансмиссий. Это связано, во-первых, с тем, что при возрастании числа осей трансмиссия существенно усложняется в механическом и гидромеханическом вариантах. Во-вторых, использование электромеханического привода позволяет решить задачи рационального и оптимального распределения мощности, подводимой от источника энергии к ведущим колесам, что напрямую определяет энергоэффективность движения МКМ [1, 2].

Очевидно, что при различных условиях и режимах движения (разгон-торможение, криволинейное движение или прямолинейное преодоление подъема, движение по твердой или деформируемой опорной поверхности и т. д.) перераспределение мощности, подводимой к колесам разных бортов и осей, должно быть различным. Еще более сложной является задача перераспределения мощности по

двигателям при возрастании количества двигателей [1, 2].

Известен способ управления электрической трансмиссией МКМ [3], при котором тяговые электродвигатели управляются уставкой по угловой скорости вращения выходного вала. Однако при этом возможно возникновение циркуляции мощности между колесами, работающими в тяговом режиме, что снижает тяговую динамику машины.

В работе [4] рассмотрены условия перераспределения подводимой мощности между ведущими колесами полноприводных колесных машин, обеспечивающие снижение потерь мощности и достижение максимума тяговых возможностей за счет индивидуального силового привода колес при движении по деформируемой грунтовой поверхности.

В работе [5] описаны алгоритмы распределения мощности, подводимой к колесам полноприводных автомобилей, и рассмотрены два варианта алгоритма управления движением: движение с минимальными затратами мощности (обеспечение экономичного режима движения в заданных условиях) и движение с максимальными сцепными свойствами (обеспечение высокой проходимости в заданных условиях). Однако для практической реализации этих алгоритмов должны быть известны зависимости радиуса качения колеса или коэффициента сопротивления качению от вертикальной нагрузки, давления воздуха в шинах, степени износа протектора, типа опорного основания, что затруднительно в изменяющихся внешних условиях движения.

В свободном доступе информации о зарубежных исследованиях, касающихся разработки законов управления трансмиссиями специальных многоосных колесных транспортных средств с индивидуальным приводом двигателей, немного. Это объясняется спецификой объектов, которые используются, в том числе, под монтаж и перевозку систем вооружения. В то же время, достаточно большое количество исследований ведется в направлении совершенствования систем управления серийных

гражданских транспортных средств. Особо актуальным это становится на фоне возрастающего интереса к электрическому транспорту, к использованию гибридных трансмиссий.

В работе [6] представлена система управления индивидуальным приводом колес вездеходного транспортного средства 6×6 , основанная на использовании аппарата нечеткой логики. Обозначенные в [6] подходы принципиально могут быть применены и при создании систем управления трансмиссиями транспортных средств с другими колесными формулами. Следует отметить, что аппарат нечеткой логики очень популярен в настоящее время для создания систем управления различными узлами и агрегатами автомобиля [7, 8], в том числе, и для повышения тяговой динамики, а также активной безопасности.

Улучшение тяговой динамики, устойчивости, управляемости и, как следствие, повышение активной безопасности, возможно, в том числе, за счет рационального распределения тяговых усилий по колесам [9, 10].

Несмотря на то, что проблеме распределения моментов по колесам посвящены многочисленные исследования как отечественных, так и зарубежных ученых, анализ теоретических и практических разработок показал, что в настоящее время не существует единых критериев оценки схем трансмиссий и законов распределения мощности по колесам. В то же время не существует и универсального закона управления индивидуальным приводом колес. По этой причине основное преимущество «гибких» трансмиссий (возможность подведения к движителю в любой момент времени в зависимости от условий движения необходимого крутящего момента) в настоящее время в полном объеме не используется [11, 12].

При формировании принципов распределения мощности по колесам, как правило, используют следующие основные подходы: обеспечение равенства крутящих моментов в приводах всех колес (полностью дифференциальная трансмиссия), равенство частот вращения всех веду-

щих колес (полностью блокированная трансмиссия), равенство мощностей [11].

Как отмечалось, требования к перераспределению моментов противоречивы и зависят от условий, в которых находится колесный движитель. Например, при прямолинейном движении со значительной нагрузкой (движение по бездорожью, с нагрузкой на крюке, на подъеме) предпочтительной является блокированная трансмиссия. В случае же движения машины по криволинейной траектории частота вращения каждого колеса должна определяться кривизной траектории, по которой оно перемещается. Одновременно желательно учесть перераспределение нормальных нагрузок между колесами, что при выполнении маневра еще более значимо, чем при прямолинейном разгоне, особенно, если движение осуществляется с высокими скоростями.

В настоящее время сформулированы следующие основные принципы распределения мощности по колесам при равномерном движении автомобиля:

- в любой момент времени с учетом режима движения к каждому колесному движителю должен подводиться момент, необходимый для преодоления сопротивления, приходящегося на колесо;
- момент должен распределяться по всем движителям с учетом условий взаимодействия колеса с опорным основанием;
- момент, подведенный к колесу, не должен превышать предел, соответствующий определенному значению буксования [11, 12].

В рамках исследований, проводимых на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, опираясь на указанные выше теоретические положения, разработан закон управления индивидуальным приводом колес на примере электромеханической трансмиссии [13]. Выходной момент двигателя, согласно разработанному закону, должен перераспределяться между всеми N_k движителями пропорционально относительной нормальной нагрузке, приходящейся на каждое колесо. Авторы, доказывая эффективность предложенного закона, отмечают, что в случае движения МКМ на опорной поверхности с низкими сцепными

свойствами не всегда удается добиться увеличения энергоэффективности движения и избежать повышенного буксования движителей. Таким образом, сделан вывод о необходимости организации совместной работы предлагаемого закона с алгоритмами систем активной безопасности, в частности, с алгоритмом работы противобуксовочной системы. Результатами имитационного математического моделирования доказана эффективность этого решения.

В представленной работе синтезирован универсальный закон управления электромеханическими трансмиссиями МКМ, сочетающий функции распределения мощности по колесам и работу систем активной безопасности (антиблокировочной и противобуксовочной).

Разработка закона управления электромеханической трансмиссией МКМ. Тяговый режим. При разработке закона принят подход, исключая описание внутренней динамики процессов, происходящих в электромеханических устройствах.

В зоне контакта шины катящегося колеса с дорогой всегда имеет место проскальзывание элементов протектора шины. Особенно ярко это проявляется при движении по несущему основанию с низкими сцепными качествами (например, по льду). Повышенное буксование колес транспортного средства ухудшает тягово-сцепные свойства и может привести к частичной или полной потере подвижности.

Для устранения или уменьшения негативных последствий буксования необходимо регулировать величину крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, согласуя ее с потребной, исходя из тягово-сцепных свойств в контакте шины с грунтом. Применение индивидуального тягового электропривода ведущих колес транспортного средства позволяет решить эту задачу. Для достижения поставленной цели необходимо выявить буксующие колеса и снизить подводимый к ним крутящий момент. Уменьшение момента должно производиться до тех пор, пока частота вращения колеса не уменьшится до эталонного значения.

При разработке алгоритма распределения тяговых моментов по ведущим колесам МКМ примем следующие допущения:

- 1) кинематика поворота управляемых колес идеальна;
- 2) хотя бы одно из колес транспортного средства не буксует;
- 3) колесо, имеющее минимальную частоту вращения с учетом коэффициента изменения скорости, считается не буксующим.

При разработке алгоритма воспользуемся расчетной схемой на примере машины с колесной формулой 8×8, представленной на рис. 1.

Теоретическая частота вращения i -го колеса транспортного средства определяется из выражения

$$\omega^{\tau_i} = \frac{v_i}{R_d}, \quad (1)$$

где v_i — линейная скорость центра i -го колеса; R_d — динамический радиус колеса (принимается равным статическому радиусу).

Само по себе знание частот вращения колес или кинематических параметров криволиней-

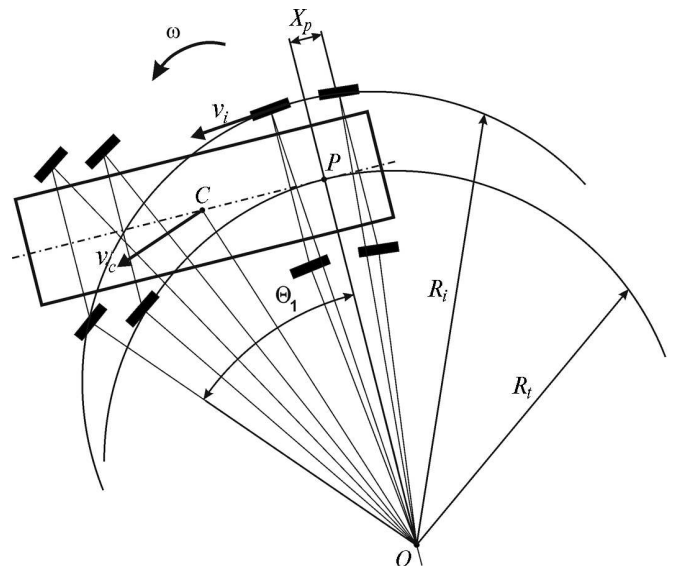


Рис. 1. Расчетная схема поворота транспортного средства:

- P — полюс рулевого управления; C — центр масс;
- O — мгновенный центр поворота; R_i — радиус поворота, измеренный по полюсу рулевого управления; R_i — радиус поворота по i -му колесу;
- v_i — линейная скорость движения центра i -го колеса; ω — угловая скорость поворота транспортного средства; v — линейная скорость центра масс транспортного средства

ного движения еще не может служить основанием для разработки алгоритма управления тяговыми электродвигателями. Необходимо выполнить сравнение текущей угловой скорости вращения колеса с некоторой эталонной величиной, в качестве которой может служить частота вращения колеса при прямолинейном движении, одинаковая для каждого из колес. Однако при криволинейном движении МКМ значения частот вращения колес становятся различными. Поэтому за базу для сравнения предлагается принимать частоту вращения ω_p условного «эталонного» колеса, расположенного таким образом, что его центр совпадает с полюсом рулевого управления. Направление и величина вектора скорости такого колеса всегда совпадает с соответственными величинами при прямолинейном движении.

В качестве параметра для создания эталонной базы предлагается использовать безразмерный коэффициент изменения угловой скорости колеса, определяемый из выражения

$$K_{vi} = \frac{\omega^{Ti}}{\omega_p}, \quad (2)$$

где ω_p — частота вращения условного «эталонного» колеса.

С учетом (1) выражение (2) преобразуется к виду

$$K_{vi} = \frac{v_i}{v_p}. \quad (3)$$

Здесь v_p — линейная скорость условного «эталонного» колеса.

Для определения кинематических параметров модели установившегося поворота используем расчетную схему, приведенную на рис. 1. Из нее следует, что линейная скорость центра каждого из колес определяется следующим выражением:

$$v_i = \omega^{Ti} R_i, \quad (4)$$

где R_i — радиус траектории движения i -го колеса относительно мгновенного центра поворота.

С учетом (4) выражение для коэффициента изменения скорости примет вид

$$K_{vi} = \frac{R_i}{R_t}. \quad (5)$$

В соответствии с расчетной схемой

$$R_t = \frac{L - x_p}{\operatorname{tg}\theta_1} + \frac{B}{2}, \quad (6)$$

$$R_i = \sqrt{R_t^2 + l_{ip}^2}, \quad (7)$$

где L — база МКМ; x_p — расстояние между полюсом рулевого управления и задней осью машины; l_{ip} — расстояние между i -й осью машины и полюсом рулевого управления; B — колея МКМ.

Определим частоту вращения ω_p условного «эталонного» колеса, расположенного в полюсе рулевого управления по выражению

$$\omega_p = \frac{\omega_{\min}}{K_v}, \quad (8)$$

$$\omega_{\min} = \min[\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_{N_k}].$$

Здесь ω_{\min} — угловая скорость вращения самого «медленного» колеса (определяется на каждом шаге управления).

Теоретические частоты вращения каждого из колес сравниваются со значениями, полученными по выражению

$$\omega^{Ti} = \omega_p K_{vi}. \quad (9)$$

Уставка крутящего момента, который должен быть реализован на i -м тяговом электродвигателе для обеспечения вращения i -го колеса с угловой скоростью ω^{Ti} , рассчитывается по формуле [2, 13]

$$N_{\text{дв}_{\max}} h = M_{\text{дв}_i} \omega^{Ti}, \quad (10)$$

где $N_{\text{дв}_{\max}}$ — максимальная мощность двигателя; h — степень использования мощности двигателя (нажатие педали «газ» [0;1]); $M_{\text{дв}_i}$ — выходной момент i -го двигателя.

Пробуксовка колес определяется из условия

$$\omega_i > \omega^{Ti}. \quad (11)$$

Здесь ω_i — замеренная угловая скорость вращения i -го колеса. В этом случае необходима корректировка крутящего момента $M_{\text{дв}}$ в сторону уменьшения его значения. При выполнении

условия (11) значение $M_{дв}$ вычисляется по формуле

$$M_{дв} = \frac{N_{дв\max} h}{\left(\frac{\omega_i - \omega_{Ti}}{\omega_{Ti}} + 1\right) \omega_i} = \frac{N_{дв\max} h}{\left(\frac{\omega_i}{\omega_{Ti}}\right) \omega_i}. \quad (12)$$

Внешняя характеристика электродвигателя представлена на рис. 2. При построении этой характеристики введены следующие ограничения [2, 13]:

- 1) выходной момент не превышает максимальное значение M_{\max} ;
- 2) выходной момент ограничивается внешней характеристикой электродвигателя (ограничение по максимальной мощности) N_{\max} ;
- 3) угловая скорость вращения колеса ограничена (ограничение по максимально возможной скорости движения) $\omega_{к\max}$.

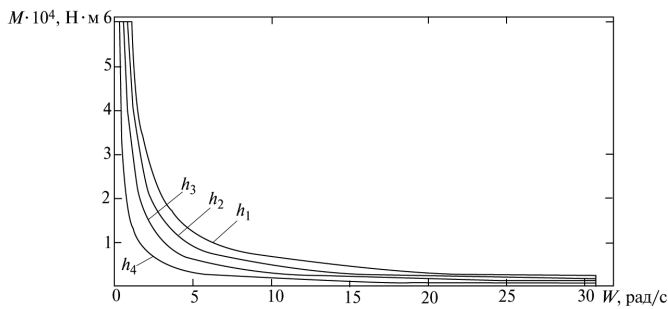


Рис. 2. Характеристики тягового электродвигателя, приведенные к скорости вращения движителя, при $h_1 = 1$; $h_2 = 0,75h_1$; $h_3 = 0,5h_1$; $h_4 = 0,25h_1$

Тормозной режим. Суммарный тормозной момент M_{Ti} на i -м движителе МКМ складывается из двух составляющих: тормозного момента $M_{э.Тi}$, создаваемого тяговым электродвигателем (ТЭД) в генераторном режиме, и тормозного момента $M_{мех.Тi}$, реализуемого за счет действия механической части системы торможения МКМ [14]:

$$M_{Ti} = M_{э.Тi} + M_{мех.Тi}. \quad (13)$$

Суммарный тормозной момент реализуется за счет нажатия водителем на педаль «тормоз».

Принцип формирования M_{Ti} на всех колесах предлагается следующий. При нажатии водителем на педаль «тормоз» в систему управле-

ния ТЭД поступает сигнал $h = [-1; 0]$ (при этом $h = -1$ — полное нажатие на педаль «тормоз»). Характеристики ТЭД в генераторном режиме для различных уровней мощности, определяющие величину $M_{э.Тi}$ в зависимости от скорости вращения колеса (скорости движения ВМП), имеют тот же вид что и характеристики, приведенные на рис. 2, только зеркально отображенные относительно оси абсцисс. Очевидно, что даже при максимальном уровне использования мощности на высоких скоростях движения ВМП за счет электрической части возможна реализация небольшого тормозного момента. В этой связи электрическое торможение предлагается применять во всем скоростном диапазоне торможения [14].

Определим значение $M_{э.Тi}$.

Если

$$M_{Ti} = \frac{N_{Т\max} h}{\omega_i^T} \leq M_{э.Тi\max} = \frac{N_{дв\max}}{\omega_i^T}, \quad (14)$$

то

$$M_{э.Тi} = \frac{N_{Т\max} h}{\omega_i^T} \rightarrow M_{мех.Тi} = 0. \quad (15)$$

Здесь $N_{Т\max}$ — максимальная суммарная расчетная мощность, которую может рассеять ТЭД в генераторном режиме и механическая система торможения.

Если

$$M_{Ti} = \frac{N_{Т\max} h}{\omega_i^T} > M_{э.Тi\max} = \frac{N_{дв\max}}{\omega_i^T}, \quad (16)$$

то

$$M_{э.Тi} = \frac{N_{дв\max}}{\omega_i^T} \rightarrow M_{мех.Тi} = M_{Ti} - M_{э.Тi}. \quad (17)$$

По зависимости (17) определяется добавочная доля тормозного момента от механической части системы торможения, необходимая для обеспечения требуемого уровня замедления МКМ, которая должна быть реализована исполнительными устройствами механического тормоза.

Очевидно, что выбор значения M_{Ti} для условий с высокими сцепными свойствами неминуемо приведет к блокировке колес при тормо-

жении на опорных основаниях с низкими сцепными характеристиками. Для исключения блокировки колес при торможении в таких условиях предлагается дополнить разработанный закон для тормозной системы алгоритмом антиблокировочной системы.

В связи с тем, что длительность включения механической части тормозной системы МКМ ограничивается по условиям теплонапряженности, а блокировка колес возможна, в том числе, электрическими тормозами при средних и низких скоростях движения, алгоритм работы антиблокировочной системы касается только электрической части тормозной системы МКМ [14].

Опасность блокировки колес при торможении определяется из условия

$$\omega_i < \omega_i^T. \tag{18}$$

В этом случае ω_i^T рассчитывается на основе самого «быстрого» колеса с учетом соотношений (2)—(9). При выполнении условия (18) необходима корректировка момента $M_{э.т.i}$ в сторону его уменьшения по абсолютному значению. Тогда, если

$$M_{т.i} = \frac{N_{т.макс} h}{\omega_i^T} \leq M_{э.т.i макс} = \frac{N_{дв.макс}}{\omega_i^T},$$

то

$$M_{э.т.i} = \frac{N_{т.макс} h}{\left(\frac{\omega_i^T}{\omega_i}\right) \omega_i^T} \rightarrow M_{мех.т.i} = 0. \tag{19}$$

Если

$$M_{т.i} = \frac{N_{т.макс} h}{\omega_i^T} > M_{э.т.i макс} = \frac{N_{дв.макс}}{\omega_i^T},$$

то

$$M_{э.т.i} = \frac{N_{дв.макс}}{\left(\frac{\omega_i^T}{\omega_i}\right) \omega_i^T} \rightarrow M_{мех.т.i} = M_{т.i} - M_{э.т.i}. \tag{20}$$

Если среднее значение угловых скоростей всех колес $\omega_{ср} = 0 \rightarrow M_{э.т.i} = 0, i = 1, 2, \dots, N_k$.

Анализ работоспособности закона распределения крутящих моментов по колесам с функцией систем активной безопасности для МКМ. С целью подтверждения эффективности закона распределения мощности по колесам, а также проверки возможности организации на практике разработанной системы управления тяговыми электродвигателями, были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения МКМ рассмотрены в работах [15–17].

Далее представлены результаты численного моделирования движения МКМ с колесной формулой 8×8 полной массой 60 т с подведением мощности к движителям по предложенному закону и управлением тяговыми электродвигателями «по моменту». Смоделирован вход и движение в повороте с фиксированным радиусом ($R = 21$ м), МКМ начинает двигаться со скоростью $v = 20$ км/ч. Исследовано движение на двух типах опорного основания: «сухой лед» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{s макс} = 0,1$) и «грунт» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{s макс} = 0,6$). Отметим, что под термином «опорное основание» понимается только твердая недеформируемая опорная поверхность. Все колеса автомобиля являются управляемыми. При моделировании использован закон управления поворотом колес, описанный в работах [18, 19].

Поворот МКМ исследовался при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора; угол поворота рулевого колеса изменяется от нуля до заданного значения в течение 1 с и далее остается неизменным. Зависимости изменения углов поворота управляемых колес от времени показаны на рис. 3.

Результаты моделирования представлены на рис. 4–9.

Переставка МКМ моделировалась при постоянных управляющих воздействиях со стороны водителя: $h = 0,5$ («грунт») и $h = 0,3$ («сухой лед»). Зависимости изменения углов поворота управляемых колес от времени представлены на рис. 10.

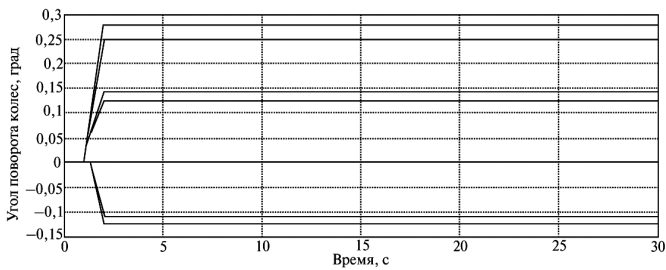


Рис. 3. Углы поворота колес

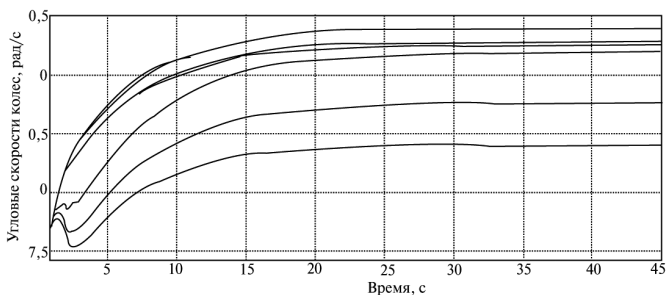


Рис. 4. Угловые скорости колес
(поворот на опорном основании «грунт»)

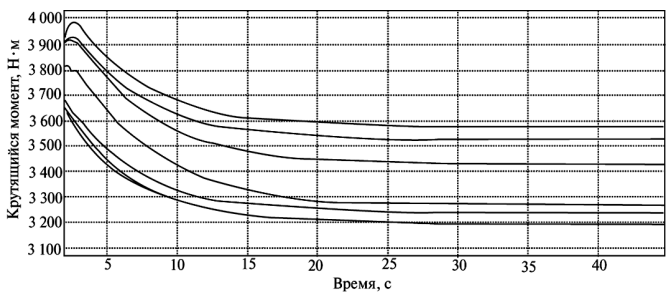


Рис. 5. Крутящие моменты на колесах
(поворот на опорном основании «грунт»)

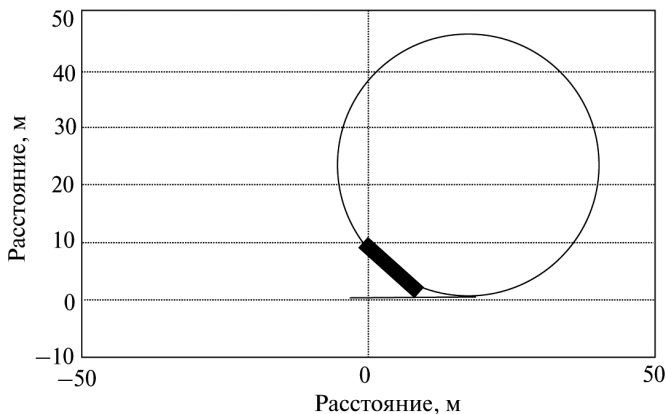


Рис. 6. Траектория движения МКМ
(поворот на опорном основании «грунт»)

Результаты моделирования представлены на рис. 11–16.

Анализ результатов имитационного моделирования показал, что разработанный закон управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес МКМ, включающий в себя алгоритм управления тяговыми и тормозными моментами на ведущих колесах, а также алгоритмы работы противобуксовочной и антиблокировочной систем, является работоспособным. При стационарном маневрировании (поворот с постоянной скоростью) не возникало пробуксовывания колес машины. Угловые скорости колес (см. рис. 4 и 7) изменяются плавно. При нестационарном маневрировании (переставка) на льду внутренние (по отношению к направлению поворота) колеса двух задних осей начинали вращаться с повышенным буксованием (см. рис. 12 и 15), однако противобуксовочная система снижала подводимый к этим колесам крутящий момент (см. рис. 11 и 14), что предотвращало увеличение буксования. Частичная потеря курсовой устойчивости при совершении маневров на льду (см. рис. 9 и 16) может быть парирована разработкой алгоритмов динамической стабилизации, которые позволят повысить курсовую и траек-

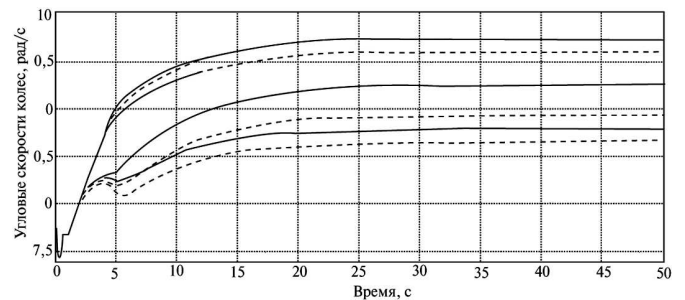


Рис. 7. Угловые скорости колес
(поворот на опорном основании «сухой лед»)

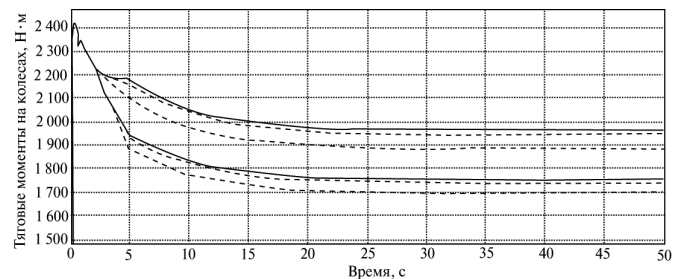


Рис. 8. Крутящие моменты на колесах
(поворот на опорном основании «сухой лед»)

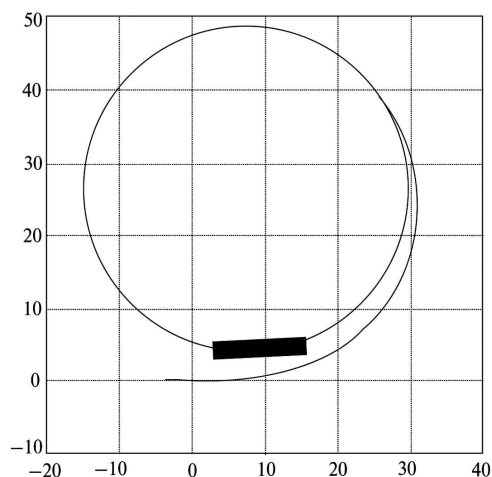


Рис. 9. Траектория движения МКМ (поворот на опорном основании «сухой лед»)

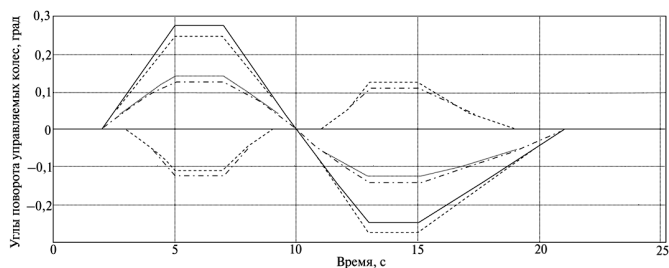


Рис. 10. Углы поворота колес при переставке

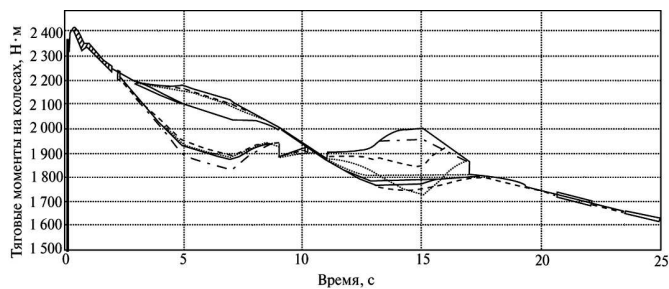


Рис. 11. Крутящие моменты на колесах (переставка на опорном основании «грунт»)

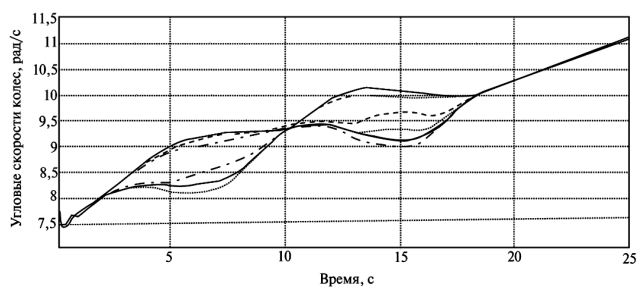


Рис. 12. Угловые скорости колес (переставка на опорном основании «грунт»)

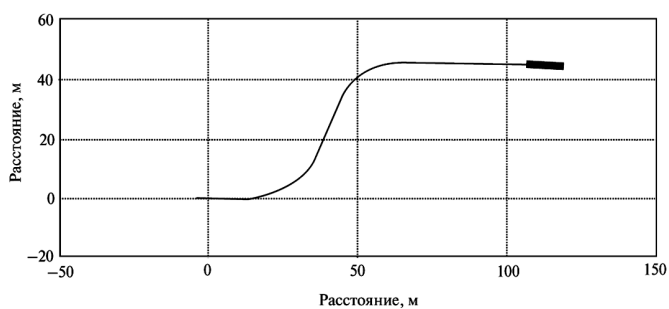


Рис. 13. Траектория движения МКМ (переставка на опорном основании «грунт»)

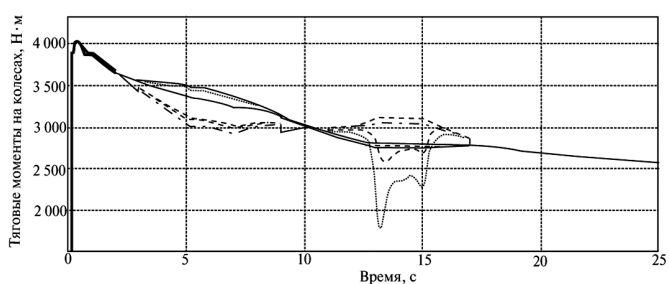


Рис. 14. Крутящие моменты на колесах (переставка на опорном основании «сухой лед»)

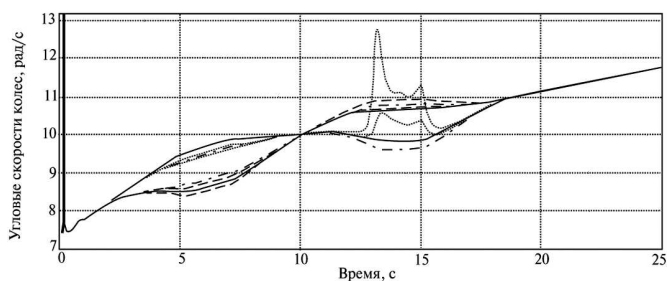


Рис. 15. Угловые скорости колес (переставка на опорном основании «сухой лед»)

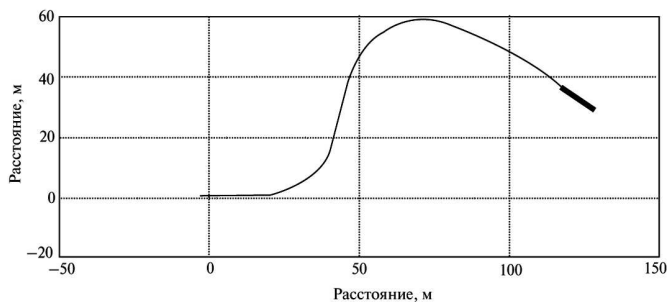


Рис. 16. Траектория движения МКМ (переставка на опорном основании «сухой лед»)

торную устойчивость МКМ. Для окончательного ответа о работоспособности и эффективности разработанного закона управления требуется проведение натурных испытаний МКМ с индивидуальным тягово-электрическим приводом.

Выводы

1. Разработан закон управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес МКМ, включающий в себя закон управления тяговыми и тормозными моментами на ведущих колесах, а также алгоритмы работы противобуксовочной и антиблокировочной систем.
2. Методами имитационного математического моделирования доказана работоспособность предложенного закона управления при выполнении МКМ маневров поворот и переставка.
3. Методами имитационного математического моделирования доказана эффективность работы универсального закона управления электромеханическими трансмиссиями МКМ, сочетающего функции распределения мощности по колесам и работы систем активной безопасности (антиблокировочной и противобуксовочной).
4. Для повышения устойчивости движения МКМ с электромеханическими трансмиссиями необходимо дополнить разработанный закон управления алгоритмами динамической стабилизации, которые позволят повысить курсовую и траекторную устойчивость МКМ.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин: В 3 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зубов и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 528 с.
2. Котиев, Г.О. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля [Электронный ресурс] // Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.В. Мирошниченко. Наука и образование. 2011. Вып. 12. № 77—30569/282533 (<http://technomag.edu.ru/doc/282533.html>). Дата обращения 22. 05. 2013.
3. Патент 2 426 660 RU МПК В 60 L 15/20, Н 02 Р 5/46. Способ управления многоприводной электрической трансмиссией многоосной колесной машины / Шеломков С.А., Купреянов А.А. // Опубл. 20.08.2011, бюл. № 23.
4. Маларевич В.Э., Эйдман А.А., Прочко В.И. Повышение эксплуатационных свойств полноприводных автомобилей за счет индивидуального силового привода колес // Журнал автомобильных инженеров. 2005. № 5 (34). С. 30—33.
5. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коришнов Г.В., Архипов А.В. Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 3 (74). С. 16—18.
6. Jackson, A., Crolla, D., Woodhouse, A., Parsons, M., Improving Performance of a 6x6 Off-Road Vehicle Through

Individual Wheel Control // SAE Technical Paper. 2002, doi:10.4271/2002-01-0968.

7. Bauer M., Tomizuka M. Fuzzy logic traction controllers and their effect on longitudinal vehicle platoon systems // Vehicle system dynamics. 1996. Vol. 25. P. 277—303.

8. Горелов В.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения полноприводного автомобиля с формулой рулевого управления 1-0-3 при различных законах управления колесами задней оси: дис. ... канд. техн. наук. М. 2008. 195 с.

9. Esmailzadeh E., Goodarzi A., Vossoughi G.R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling // Mechatronics 13. 2003. P. 659—675.

10. Abe M., Kano Y., Suzuki K., Shibahata Y., Furukawa Y. Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment // JSAE Review 22. 2001. P. 413—419.

11. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.

12. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. Спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение. С. 39—58.

13. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 1. С. 49—59.

14. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Математическая модель электромеханического тормозного управления колесной машины // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. 2012. № 2. С. 38—43.

15. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.

16. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакции при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. 1982. № 390. С. 56—64.

17. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8x8 при различных способах управления поворотом // Журнал ААИ. 2009. № 2. С. 34—40.

18. Горелов В.А., Котиев Г.О., Тропин С.Л. «Верный» закон для всеколесного рулевого управления многоосных колесных транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2012. № 2. С. 102—116.

19. Горелов, В.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения многоосной колесной машины при различных законах всеколесного рулевого управления [Электронный ресурс] // В.А. Горелов, А.А. Масленников, С.Л. Тропин. Наука и образование. 2012. Вып. 5. doi: 10.7463/0512.0403845. (<http://technomag.edu.ru/doc/403845.html>). Дата обращения 22.05.2013.

References

1. Afanas'ev V.A., Zheglov L.F., Zuzov V.N. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Vol. 2, Moscow, Bauman Press, 2008. 528 p.
2. Kotiev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Sintez sistemy upravleniia tiagovymi elektrodvigateliami dlia individual'nogo privoda vedushchikh koles avtomobilia [Synthesis of control traction motor for individual drive wheeled vehicle]. *Nauka i obrazovanie* [Science and Education]. 2011, no. 12, Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/282533.html> (Accessed 22 May 2013).
3. Shelomkov S.A., Kupreianov A.A. *Sposob upravleniia mnogoprivodnoi elektricheskoi transmissiei mnogoosnoi kolesnoi mashiny* [Multi-drive control method of the electrical transmission multi-wheeled vehicles]. Patent RF no. 2 426 660 RU МПК В 60 L 15/20, Н 02 Р 5/46. 2011.

4. Maliarevich V.E., Eidman A.A., Prochko V.I. Povyshenie ekspluatatsionnykh svoystv polnoprivodnykh avtomobilei za schet individual'nogo silovogo privoda koles [Improving performance properties wheel drive vehicles due to individual power drive wheels]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers]. 2005, no. 5 (34), pp. 30–33.
5. Pliev I.A., Saikin A.M., Korshunov G.V., Arkhipov A.V. Algoritmy upravleniia moshchnostiami, podvodimymi k kolesam polnoprivodnykh avtomobilei [Control algorithms of the power delivered to the wheels of four-wheel drive]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers]. 2012, no. 3 (74), pp. 16–18.
6. Jackson, A., Crolla, D., Woodhouse, A., Parsons, M., Improving Performance of a 6x6 Off-Road Vehicle Through Individual Wheel Control. *SAE Technical Paper*. 2002, doi: 10.4271/2002-01-0968.
7. Bauer M., Tomizuka M., Fuzzy logic traction controllers and their effect on longitudinal vehicle platoon systems. *Vehicle system dynamics*, 1996, vol. 25, pp. 277–303.
8. Gorelov V.A. *Prognozirovaniie kharakteristik krivolineinogo dvizheniia polnoprivodnogo avtomobilia s formuloi rulevogo upravleniia 1-0-3 pri razlichnykh zakonakh upravleniia kolesami zadnei osi*. Diss. kand. tekhn. nauk. [Predicting the characteristics of curvilinear motion-wheel drive car with a formula steering 1-0-3 for different types of control rear wheels. Cand. tehn. sci. diss.] Moscow, 2008. 195 p.
9. Esmailzadeh E., Goodarzi A., Vossoughi G.R. *Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling*. *Mechatronics* 13, 2003, pp. 659–675.
10. Abe M., Kano Y., Suzuki K., Shibahata Y., Furukawa Y. Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment. *JSAE Review* 22. 2001, pp. 413–419.
11. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod'emnosti. Konstruktsiia. Teoriia. Raschet*. [Wheeled vehicles especially big load capacity. Design. Theory. Calculation]. Moscow, Bauman Press, 2006. 728 p.
12. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Algoritmy upravleniia individual'nym privodom kolesnykh dvizhitelei transportnykh sredstv [Algorithm for Control of Individual Drive of Wheeled Propelling Agent of Transport Aids]. *Vestnik MGTU imeni N.E. Baumana. Seriia Mashinostroenie* [Herald of Moscow State Technical University named after N.E. Bauman. Ser. Mechanical Engineering]. 2011. Special issue of Power and transport engineering, pp. 39–58.
13. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Razrabotka zakona upravleniia individual'nym privodom dvizhitelei mnogoosnoi kolesnoi mashiny [Development of the control algorithm of individual drives for a multi-axle wheeled vehicle]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2012, no. 1, pp. 49–59.
14. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Matematicheskaia model' elektromekhanicheskogo tormoznogo upravleniia kolesnoi mashiny [Mathematical model of the electromechanical brake control wheel machine]. *Zhurnal assotsiatsii avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of the Association of Automotive Engineers]. 2012, no. 2, pp. 38–43.
15. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Integrated high-mobility cushioning articulated tracked vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2010. 184 p.
16. Rozhdestvenskii Iu.L., Mashkov K.Iu. O formirovaniie reaktsii pri kachenii uprugogo kolesa po nedeformiruemu osnovaniiu [On the formation of the elastic reactions of rolling wheels on the bottom of a non-deformable]. *Trudy MVTU* [Proceedings of the Moscow Higher Technical School]. 1982, no. 390, pp. 56–64.
17. Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. Matematicheskaia model' krivolineinogo dvizheniia avtomobilia s kolesnoi formuloi 8x8 pri razlichnykh sposobakh upravleniia povоротom [Evaluation of dynamic turning ability of 8x8 vehicle with complex steering system]. *Zhurnal AAI* [Journal of AAI]. 2009, no. 2, pp. 34–40.
18. Gorelov V.A., Kotiev G.O., Tropin S.L. «Veernyi» zakon dlia vsekolesnogo rulevogo upravleniia mnogoosnykh kolesnykh transportnykh sredstv [Control Law of All-Wheel Steering for Multi-axle Wheeled Vehicles]. *Vestnik MGTU imeni N.E. Baumana. Seriia Mashinostroenie*. [Herald of Moscow State Technical University named after N.E. Bauman. Ser. Mechanical Engineering]. 2012, no. 2, pp. 102–116.
19. Gorelov V.A., Maslennikov A.A., Tropin S.L. Prognozirovaniie kharakteristik krivolineinogo dvizheniia mnogoosnoi kolesnoi mashiny pri razlichnykh zakonakh vsekolesnogo rulevogo upravleniia [Forecasting performance of curvilinear motion in multi wheeled vehicles for different all-wheel steering laws]. *Nauka i obrazovanie* [Science and Education], 2012, no. 5. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/403845.html> (Accessed 22 May 2013), doi: 10.7463/0512.0403845.

Статья поступила в редакцию 22.05.2013

Информация об авторах

- ГОРЕЛОВ Василий Александрович** (Москва) — доктор технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: gvas@mail.ru).
- ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович** (Москва) — доктор технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).
- ЛОВЦОВ Александр Николаевич** (Москва) — инженер кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: nehochuznat@mail.ru).
- ШИНКАРЕНКО Владимир Александрович** (Набережные Челны) — инженер ОАО «КАМАЗ» (423827, Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация, Автозаводский пр., д. 2, e-mail: vl_shinkarenko@mail.ru).

Information about the authors

- ГОРЕЛОВ Vasily Aleksandrovich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: gvas@mail.ru).
- ZHILEYKIN Mikhail Mikhaylovich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin_m@mail.ru).
- LOVTSOV Aleksandr Nikolaevich** (Moscow) — Engineer of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: nehochuznat@mail.ru).
- SHINKARENKO Vladimir Aleksandrovich** (Naberezhnye Chelny) — Engineer of OJSC «KAMAZ». (Avtozavodskiy pr., 2, 423827, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation, e-mail: vl_shinkarenko@mail.ru).