

УДК 629.33

Алгоритмы работы системы динамической стабилизации путем изменения крутящих моментов на колесах для многоосных колесных машин с управляемой механической трансмиссией*

М.М. Жилейкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The algorithms used in the system of dynamic stabilization by changing the torque on the wheels in multi-wheeled vehicles with controlled mechanical transmission

M.M. ZhileykinBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: jileykin_m@mail.ru



В настоящее время обеспечение устойчивости и управляемости многоосных колесных машин (МКМ) с механической трансмиссией является актуальной задачей. С появлением управляемых агрегатов механических трансмиссий стало возможным применение систем стабилизации движения МКМ. На МКМ с механической трансмиссией реализовать стабилизирующее воздействие за счет изменения крутящих моментов на колесах можно, например, подтормаживанием отдельных колес. Недостатками такого метода являются, во-первых, необходимость тормозного привода для каждого колеса, что приводит к повышению сложности его конструкции и снижению надежности, и, во-вторых, существенная интенсификация работы тормозной системы вызывает увеличение износа и перегрев колесных тормозных механизмов. Разработаны схема и математическая модель управляемой механической трансмиссии МКМ с колесной формулой 8×8, обеспечивающая перераспределение крутящих моментов как между осями, так и между ведущими колесами МКМ. Составлен алгоритм работы системы динамической стабилизации, гарантирующий повышение курсовой и траекторной устойчивости МКМ с управляемой механической трансмиссией при выполнении маневров. Отличие этого алгоритма от других состоит в том, что за счет изменения крутящих моментов на ведущих колесах создается стабилизирующий момент, действующий на МКМ. Проведенные с помощью имитационного математического моделирования теоретические исследования движения МКМ с управляемой механической трансмиссией при различных внешних условиях доказали работоспособность и эффективность предложенного алгоритма распределения крутящих моментов по ведущим колесам во всех исследуемых случаях движения. Результаты исследований могут быть полезны предприятиям автомобильной промышленности, специализирующим-

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и Московским государственным техническим университетом им. Н.Э. Баумана.

ся на проектировании и производстве, в первую очередь, двухосных колесных машин различного класса и назначения, а также организациям, занимающимся разработкой систем управления для колесной транспортной техники.

Ключевые слова: многоосная колесная машина, имитационное моделирование, устойчивость, управляемость, управляемая механическая трансмиссия.

i The issues of stability and controllability of multi-wheeled vehicles (MWV) with controlled mechanical transmission (CMT) are currently relevant. The use of stability control systems in MWVs became possible with the advent of controlled units of mechanical transmission. In MWVs with mechanical transmissions a stabilizing effect due to the change of torque on the wheels can be achieved by braking individual wheels. The disadvantages of this method are, firstly, the need for an individual brake on each wheel, which increases its complexity and reduces reliability. Secondly, a significant intensification of the brake system operation leads to increased wear and overheating of the wheel brake mechanisms. The scheme and mathematical model of the controlled mechanical transmission for the 8x8 MWV was developed to ensure the redistribution of the torque between the axles as well as the drive wheels of the MWV. An algorithm for a dynamic stabilization system was proposed, which provides increased course and trajectory stability of the MWV with a controlled mechanical transmission when performing maneuvers. This algorithm differs from the other ones in that due to the change in torque on the drive wheels, a stabilizing roll moment acting on the MWV is created. Conducted using the simulation mathematical modelling, the theoretical studies of the MWV with a controlled mechanical transmission moving under various external conditions have led to the following conclusion: the proposed algorithm of torque distribution on the drive wheels is efficient and effective in all the investigated cases of motion. The results of the research can be used first and foremost by the enterprises of the automotive industry that specialize in design and manufacture of two-wheel vehicles of various classes and purposes. They can also be used by the enterprises that develop control systems for wheeled transport machines.

Keywords: multi-wheeled vehicle, simulation modelling, stability, controllability, controlled mechanical transmission.

Управляемость и устойчивость автомобиля — важнейшие эксплуатационные свойства и составляющие активной безопасности его движения. Оценка этих свойств придает большое значение во всем мире. Как известно, основным назначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийных ситуаций.

Следуя тенденциям развития современного автомобилестроения, производители постоянно повышают уровень контроля параметров движения колесных транспортных средств, стремясь достичь максимального уровня устойчивости и управляемости.

В настоящее время вопросами создания систем динамической стабилизации (СДС), обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости автомобилей, активно занимаются за рубежом. Исследования ведут по двум направлениям:

1) СДС создают для двухосных коммерческих автомобилей, принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. При этом все более

актуальным и целесообразным является применение различных систем полного привода. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно влияет на его динамические качества, проходимость и дает возможность реализовать алгоритмы управления, улучшающие показатели управляемости и курсовой устойчивости [1, 2];

2) повышение устойчивости и управляемости автомобиля обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [3–5]. Возможно комбинированное управление на основе подходов, приведенных в работе [6].

Однако, описывая принцип действия систем стабилизации движения, авторы не приводят методы вычисления стабилизирующих моментов, что, несомненно, составляет коммерческую тайну производителей.

Информация о зарубежных исследованиях по разработке законов управления трансмиссиями специальных многоосных колесных транс-

портных средств не всегда доступна. Это обусловлено спецификой объектов, используемых, в том числе, для монтажа и перевозки систем вооружения. В то же время много исследований проводят с целью совершенствования систем управления серийных гражданских транспортных средств [7].

На многих транспортных автомобилях используют механические ступенчатые трансмиссии, состоящие только из механических агрегатов, что позволяет увеличить площадь грузового отделения (грузовой платформы). Механические трансмиссии обладают рядом достоинств: высокий КПД, простота конструкции, относительно малые габариты и масса, надежность в эксплуатации и ремонтпригодность. Недостатками механических трансмиссий являются сложность и трудоемкость управления, значительный объем технического обслуживания, а также наличие повышенных динамических нагрузок на агрегаты и механизмы.

Вместе с тем вопросы обеспечения устойчивости и управляемости многосных колесных машин (МКМ) с механической трансмиссией актуальны, а возможность реализации систем стабилизации движения МКМ обусловлена появлением управляемых агрегатов механических трансмиссий, таких как управляемые дифференциалы, многодисковые фрикционные муфты типа Haldex, обеспечивающие распределение мощности между валами практически в любом соотношении [8].

На МКМ с механической трансмиссией реализовать стабилизирующее воздействие за счет изменения крутящих моментов на колесах можно, например, подтормаживанием отдельных колес. Недостатками такого метода являются, во-первых, необходимость тормозного привода для каждого колеса, что приводит к повышению сложности его конструкции и снижению надежности, и, во-вторых, существенная интенсификация работы тормозной системы обуславливает повышение износа и перегрев колесных тормозных механизмов.

Цель работы — создание алгоритма работы СДС за счет изменения крутящего момента, подводимого к ведущим колесам МКМ с управляемой механической трансмиссией (УМТ), способствующего повышению устойчивости и управляемости машины.

Обоснование состава информационного поля, обеспечивающего работу СДС для МКМ. В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости МКМ, предлагается

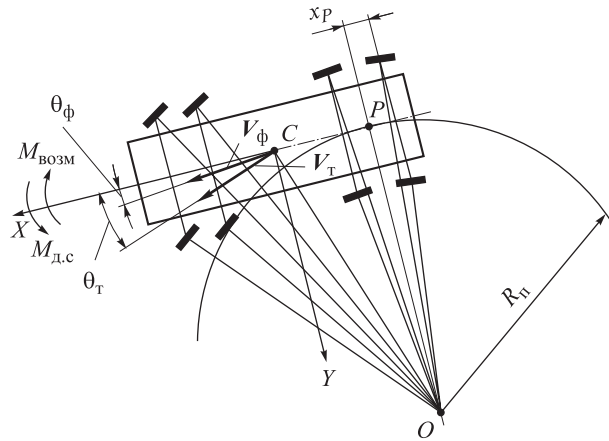


Рис. 1. Схема действия стабилизирующего момента на МКМ:

P — полюс рулевого управления; C — центр масс; O — мгновенный центр поворота; V_T — теоретический вектор линейной скорости движения центра масс МКМ; V_ϕ — фактический вектор линейной скорости движения центра масс МКМ; x_P — координата смещения полюса поворота; $M_{\text{возм}}$ — динамический возмущающий момент; $M_{\text{д.с}}$ — динамический стабилизирующий момент; R_n — радиус поворота

использовать угол $\beta = \theta_T - \theta_\phi \neq 0$ между векторами линейных скоростей центра масс — теоретической V_T и фактической V_ϕ (рис. 1).

Составляющие вектора фактической скорости машины V_x, V_y определяют путем интегрирования производных dV_x/dt и dV_y/dt :

$$\frac{dV_x}{dt} = a_x + \omega_z V_y;$$

$$\frac{dV_y}{dt} = a_y - \omega_z V_x.$$

Алгоритмы оценки составляющих вектора фактической скорости МКМ в настоящее время хорошо известны (см., например, [9]) и не рассматриваются в данной работе.

Определим текущее (фактическое) значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью машины $\text{tg } \theta_\phi$ (см. рис. 1), а также теоретическое значение тангенса этого угла $\text{tg } \theta_T$. Курсовая устойчивость МКМ обеспечивается при равенстве этих углов, а значит, и их тангенсов. Значение тангесов фактического и теоретического углов рассчитывают по формулам:

$$\text{tg } \theta_\phi = V_y/V_x;$$

$$\text{tg } \theta_T = \frac{l_n - x_P}{L - x_P + B/2} \text{tg } \theta_1,$$

где V_x, V_y — проекции вектора скорости центра масс МКМ на оси подвижной системы координат

нат; L — длина базы МКМ; x_p — x -координата смещения полюса поворота относительно задней оси МКМ; l_{in} — расстояние от центра масс корпуса МКМ до задней оси; θ_1 — угол поворота задающего (внутреннего переднего) управляемого колеса; B — ширина колеи.

Факт возникновения заноса передних или задних осей МКМ определяют исходя из следующих условий:

1) если $\text{sign}(\theta_t - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_1) > 0$, система диагностирует наступление заноса передних осей;

2) если $\text{sign}(\theta_t - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_1) < 0$, система диагностирует наступление заноса задних осей.

Несовпадение углов направлений теоретического и фактического векторов скорости означает, что на МКМ действует динамический возмущающий момент $M_{возм}$ (см. рис. 1), стремящийся «увести» МКМ с заданной водителем траектории движения. Для компенсации этого возмущающего воздействия необходимо создать динамический стабилизирующий момент $M_{д.с.}$, который не позволит МКМ сойти с траектории.

При разработке алгоритма СДС принят подход, не учитывающий внутреннюю динамику

процессов, происходящих в механических агрегатах трансмиссии. В зоне контакта шины катящегося колеса с опорным основанием всегда имеет место проскальзывание элементов протектора шины, особенно при движении по опорному основанию с низкими сцепными свойствами, например, по льду. Повышенное буксование колес ухудшает тягово-сцепные свойства МКМ и может привести к частичной или полной потере ее подвижности.

Для устранения или уменьшения негативных последствий буксования необходимо регулировать значение крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, с учетом тягово-сцепных свойств в контакте шины с опорным основанием. Для достижения поставленной цели следует определить буксующие колеса и уменьшать подводимый к ним крутящий момент до тех пор, пока частота вращения колес не снизится.

Для реализации индивидуального изменения крутящих моментов на ведущих колесах синтезируем схему УМТ на примере МКМ с колесной формулой 8×8, представленной на рис. 2.

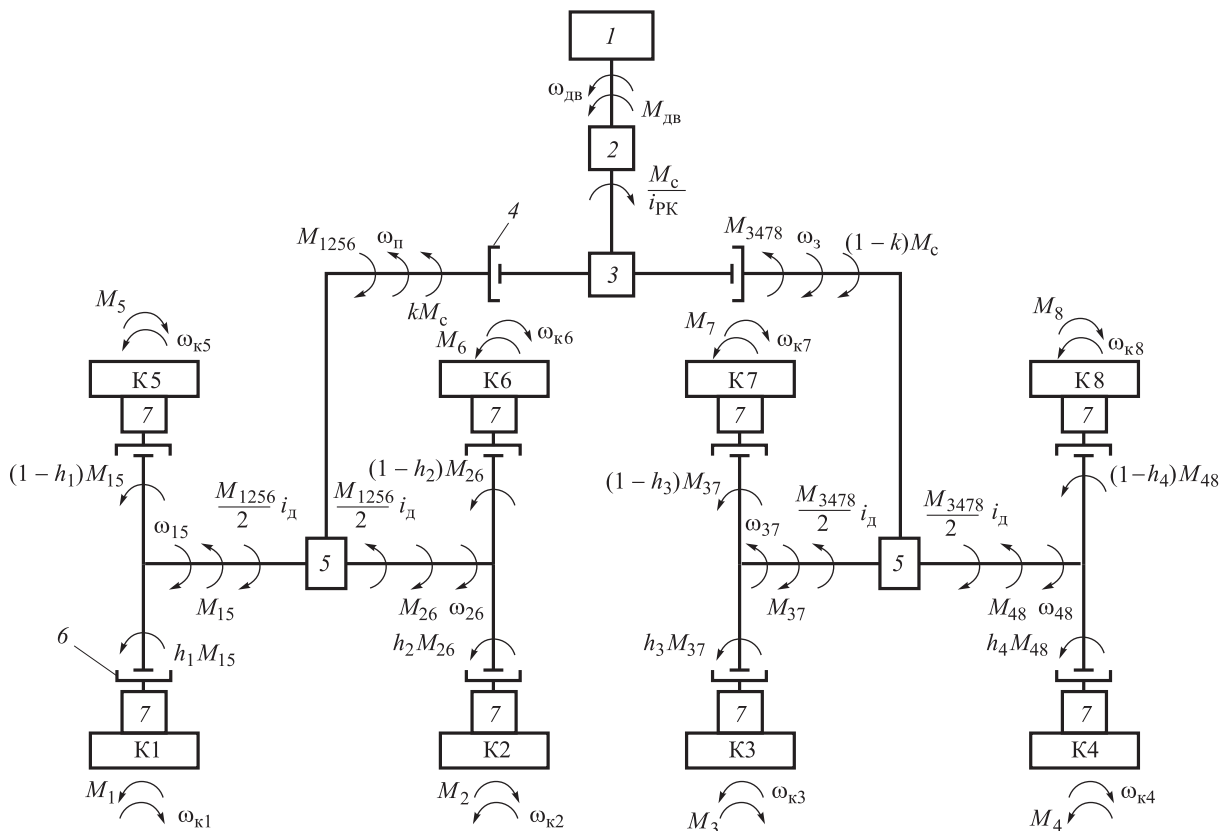


Рис. 2. Схема трансмиссии МКМ 8×8 с УМТ:

1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — коробка передач; 3 — раздаточная коробка; 4 — управляемый дифференциал раздаточной коробки; 5 — симметричный межосевой дифференциал тележки; 6 — фрикционные муфты управляемого межколесного дифференциала; 7 — колесный редуктор; K1–K8 — колеса

Крутящий момент от двигателя внутреннего сгорания 1 через коробку передач 2 и раздаточную коробку 3 с управляемым дифференциалом 4 передается на переднюю и заднюю тележки МКМ. Управляемый дифференциал позволяет перераспределять крутящий момент между тележками в соотношении от 50:50 или 10:90 для каждой тележки.

Используемые обычные симметричные межосевые дифференциалы 5 передней и задней тележек могут автоматически блокироваться. Крутящий момент посредством заблокированной связи передается постоянно на ведущие оси, снабженные управляемыми многодисковыми фрикционными муфтами 6, которые позволяют распределять крутящий момент между колесами оси практически в любом соотношении, а также реализовать заблокированную связь между валами.

Трансмиссия МКМ, схема которой приведена на рис. 2, может быть описана следующей системой уравнений:

$$J_k \dot{\omega}_{k1} = i_{KP}(1 - h_1 b_{01})M_{15} - M_1 - (1 - b_{01})M_5;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k2} = i_{KP}(1 - h_2 b_{02})M_{26} - M_2 - (1 - b_{02})M_6;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k3} = i_{KP}(1 - h_3 b_{03})M_{37} - M_3 - (1 - b_{03})M_7;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k4} = i_{KP}(1 - h_4 b_{04})M_{48} - M_4 - (1 - b_{04})M_8;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k5} = i_{KP}[1 - (1 - h_1)b_{01}]M_{15} - M_5 - (1 - b_{01})M_1;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k6} = i_{KP}[1 - (1 - h_2)b_{02}]M_{26} - M_6 - (1 - b_{02})M_2;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k7} = i_{KP}[1 - (1 - h_3)b_{03}]M_{37} - M_7 - (1 - b_{03})M_3;$$

$$J_k \dot{\omega}_{k8} = i_{KP}[1 - (1 - h_4)b_{04}]M_{48} - M_8 - (1 - b_{04})M_4;$$

$$J_{15} \dot{\omega}_{15} = i_d(1 - 0,5b_{t1})M_{1256} - M_{15} - (1 - b_{t1})M_{26};$$

$$J_{26} \dot{\omega}_{26} = i_d(1 - 0,5b_{t1})M_{1256} - M_{26} - (1 - b_{t1})M_{15};$$

$$J_{37} \dot{\omega}_{37} = i_d(1 - 0,5b_{t2})M_{3478} - M_{37} - (1 - b_{t2})M_{48};$$

$$J_{48} \dot{\omega}_{48} = i_d(1 - 0,5b_{t2})M_{3478} - M_{48} - (1 - b_{t2})M_{37};$$

$$J_{\Pi} \dot{\omega}_{\Pi} = (1 - kb_{k})M_C - M_{1256} - (1 - b_{k})M_{3478};$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = [1 - (1 - k)b_{k}]M_C - M_{3478} - (1 - b_{k})M_{1256};$$

$$J_{дв+КП} \frac{\dot{\omega}_{дв}}{i_{КП}} = h_{др} h_g M_{дв} i_{КП} - \frac{M_C}{i_{РК}};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{15}}{i_{КП}} = (1 - h_1 b_{01}) \dot{\omega}_{k1} + (1 - h_1) b_{01} \dot{\omega}_{k5};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{26}}{i_{КП}} = (1 - h_2 b_{02}) \dot{\omega}_{k2} + (1 - h_2) b_{02} \dot{\omega}_{k6};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{37}}{i_{КП}} = (1 - h_3 b_{03}) \dot{\omega}_{k3} + (1 - h_3) b_{03} \dot{\omega}_{k7};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{48}}{i_{КП}} = (1 - h_4 b_{04}) \dot{\omega}_{k4} + (1 - h_4) b_{04} \dot{\omega}_{k8};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{\Pi}}{i_{д}} = (1 - 0,5b_{t1}) \dot{\omega}_{15} + 0,5b_{t1} \dot{\omega}_{26};$$

$$\frac{\dot{\omega}_3}{i_{д}} = (1 - 0,5b_{t2}) \dot{\omega}_{37} + 0,5b_{t2} \dot{\omega}_{48};$$

$$\frac{\dot{\omega}_{дв}}{i_{КП} i_{РК}} = (1 - kb_{k}) \dot{\omega}_{\Pi} + (1 - k) b_{k} \dot{\omega}_3,$$

где $J_{дв+КП}$ — момент инерции двигателя внутреннего сгорания и коробки передач (КП), приведенный к выходному валу КП; J_{Π} — момент инерции участка трансмиссии от переднего выходного вала раздаточной коробки (РК) до межосевого дифференциала передней тележки, приведенный к переднему выходному валу РК; J_3 — момент инерции участка трансмиссии от заднего выходного вала РК до межосевого дифференциала задней тележки, приведенный к заднему выходному валу РК; $J_{15}, J_{26}, J_{37}, J_{48}$ — моменты инерции участков трансмиссии от межосевого дифференциала тележек до выходных валов колесных редукторов, приведенные к соответствующему выходному валу дифференциала; $\dot{\omega}_{15}, \dot{\omega}_{26}, \dot{\omega}_{37}, \dot{\omega}_{48}$ — угловые ускорения вращения вращающихся частей трансмиссии от межосевого дифференциала тележек до выходных валов колесных редукторов; M_{1256}, M_{3478} — моменты сопротивления на переднем и заднем выходных валах РК соответственно; $M_{15}, M_{26}, M_{37}, M_{48}$ — моменты сопротивления на выходных валах межосевых дифференциалов тележек; $i_{КП}$ — передаточное отношение КП; $i_{РК}$ — передаточное отношение редуктора (РК); $i_{д}$ — передаточное отношение межосевого дифференциала; $h_g, h_{др}, h_i, k, b_{01} - b_{04}, b_{t1}, b_{t2}, b_k$ — управляющие сигналы: $h_g = [0, 1]$ — степень снижения использования мощности силовой установки, регулируется автоматически (см. [10]); $h_{др}$ — положение органа управления подачей топлива ($h_{др} = 0...1$); $h_i = 0...1$ — доля общего крутящего момента, передаваемого к i -й ведущей оси, подводимая к левому колесу этой оси; $k = 0,1...0,9$ — доля крутящего момента РК, подводимая к передней тележке; $b_{01} - b_{04}$ — командные сигналы блокирования/разблокирования межколесных дифференциалов 1-й—4-й осей соответственно; b_{t1}, b_{t2} — командные сигналы блокирования-раз-

блокирования межосевых дифференциалов передней и задней тележек соответственно; b_k — командный сигнал блокирования-разблокирования дифференциала РК.

Если $b_{01} = 0$, межколесный дифференциал передней оси МКМ заблокирован, перераспределять крутящий момент между колесами оси нельзя. Если $b_{01} = 1$, межколесный дифференциал передней оси МКМ разблокирован, можно перераспределять крутящий момент между колесами оси ($h_1 = 0-1$). Аналогично задаются управляющие сигналы для межколесных дифференциалов остальных осей.

Если $b_{t1} = 0$, межосевой дифференциал передней тележки МКМ заблокирован. Если $b_{t1} = 1$, межосевой дифференциал передней тележки машины разблокирован. Аналогично задается управляющий сигнал для межосевого дифференциала задней тележки.

Если $b_k = 0$, дифференциал РК заблокирован, перераспределять крутящий момент между передним и задним выходными валами РК нельзя. Если $b_k = 1$, дифференциал РК разблокирован, можно перераспределять крутящий момент между передним и задним выходными валами РК ($k = 0,1-0,9$).

Алгоритм работы СДС для МКМ с УМТ. Для схемы, представленной на рис. 2, можно предложить следующий алгоритм работы СДС, обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости.

Условием прямолинейного движения будем считать

$$|\theta_{1cp}| \leq 3^\circ,$$

где θ_{1cp} — средний угол поворота управляемых колес передней оси.

В этом случае, если $\text{sign } \beta = 1$ (отклонение вправо) и $\beta > 0$, следует снижать крутящий момент, подводимый к ведущим колесам левого борта. Это означает, что необходимо изменить значения управляющих сигналов h_1-h_4 . Методика расчета значений этих параметров приведена в работе [11].

Если при прямолинейном движении $\text{sign } \beta = -1$ (отклонение влево) и $\beta > 0$, то нужно снижать крутящий момент, подводимый к ведущим колесам правого борта, соответственно изменяя значения управляющих сигналов h_1-h_4 .

Если $\beta < 0$, стабилизирующего перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами оси не требуется.

При криволинейном движении в тяговом режиме следует контролировать знак произве-

дения $\text{sign } \beta \text{sign } \theta_1$. Если при наступлении заноса передних осей $\beta > 0$, необходимо принять следующие меры:

1) в автоматическом режиме обеспечить снижение потребляемой мощности силовой установки (см. [10]);

2) перераспределить крутящий момент между тележками, подавая больший момент на заднюю тележку, т. е. изменяя степень сжатия фрикционных управляемого дифференциала РК. Это обеспечивается за счет изменения значения управляющего сигнала k . Рассчитать значение этого параметра можно по той же методике, по которой рассчитывается степень h_g снижения потребляемой мощности силовой установки (см. [10]);

3) перераспределять крутящий момент между колесами ведущих осей, уменьшая момент, подводимый к колесам внутреннего по отношению к направлению поворота борта. Методика изменения значений управляющих параметров h_1-h_4 приведена в [11].

Если при криволинейном движении возникает занос задних осей ($\text{sign}(\beta)\text{sign}(\theta_1) < 0$) и $\beta > 0$, необходимо принять следующие меры:

1) обеспечить в автоматическом режиме снижение потребляемой мощности силовой установки;

2) перераспределить крутящий момент между тележками, подавая больший момент на переднюю тележку;

3) перераспределить крутящий момент между колесами ведущих осей, уменьшая момент, подводимый к колесам внешнего по отношению к направлению поворота борта.

Во избежание пробуксовки ведущих колес вследствие превышения крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, и предельного момента по сцеплению использована автоматическая блокировка межколесного дифференциала оси, на которой отмечена пробуксовка колеса. Условием автоматической блокировки межколесного дифференциала является превышение отношения максимальной скорости вращения колеса оси к минимальному для той же оси значению 1,25.

Приведенная на рис. 2 схема УМТ позволяет перераспределять крутящие моменты между тележками при подъеме. При этом, как известно, колеса передних осей частично разгружаются, а задних осей нагружаются дополнительно. Это может привести к тому, что вследствие уменьшения сцепного веса передние ведущие колеса могут начать проскальзывать. В этом случае необходимо уменьшать крутящий мо-

мент, подводимый к передней тележке и, наоборот, увеличивать момент, подаваемый к задней тележке. Методика расчета значения управляющего параметра k для этого варианта движения КМ представлена в [11].

Следует отметить, что этот алгоритм работы СДС (назовем его «Помощник преодоления подъема») активируется водителем непосредственно перед преодолением подъема. При этом алгоритмы стабилизации автоматически деактивируются во избежание противоречий в совместной работе. После преодоления препятствия «Помощник ...» должен быть деактивирован водителем.

При преодолении особо тяжелых участков местности предложенная схема трансмиссии (см. рис. 2) позволяет заблокировать дифференциалы РК, межосевые и межколесные, причем как все сразу, так и частично в любой комбинации. Дифференциалы водитель блокирует в ручном режиме, при этом алгоритмы стабилизации автоматически деактивируются.

Исследование эффективности работы алгоритмов СДС движения МКМ с УМТ. Ниже представлены результаты численного моделирования движения МКМ с УМТ.

Массогабаритные параметры МКМ

Расстояние, м:	
от 1-й оси до 2-й	2,35
от 1-й оси до 3-й	6,25
от 1-й оси до 4-й	8,45
от 1-й оси до центра тяжести	3,9
от 4-й оси до центра тяжести	4,55
Длина базы L , м:	8,45
Ширина колеи B , м	2,6
Длина базы тележки, м:	
передней	2,35
задней	2,2
Момент инерции МКМ относительно вертикальной оси, проходящей через ее центр тяжести, кг·м ²	30 400
Вес МКМ, Н	423 360

Технические характеристики силовой установки и механической трансмиссии МКМ

Максимальная мощность двигателя, л.с., при 1 900 об/мин	500
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м, при оборотах коленвала 1 300 об/мин	2 300
Передаточное отношение:	
раздаточной коробки	1,593
колесного редуктора	4,05
главной передачи моста	7,22

Передаточное отношение коробки передач:

1-я передача	4,7
2-я передача	2,21
3-я передача	1,53
4-я передача	1
5-я передача	0,76

Для проверки эффективности предложенного алгоритма работы СДС МКМ с УМТ проведено численное моделирование движения машин с СДС и без нее.

Обозначения алгоритмов работы СДС

Алгоритм стабилизации	Обозначение
Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	T (Torque)
Снижение потребляемой мощности двигателя	LP (Low Power)
Снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	LP + T (Low Power + Torque)

Движение МКМ моделировали на четырех типах опорного основания: грунтовое основание (коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{S \max} = 0,6$), лед со снегом ($\mu_{S \max} = 0,3$), сухой лед ($\mu_{S \max} = 0,1$) и микст. Маневры «поворот» и «переставка» МКМ моделировали при следующих постоянных управляющих воздействиях со стороны водителя: $h = 0,5$ (грунтовое основание) и $h = 0,3$ (лед со снегом, сухой лед и микст). Зависимости углов поворота управляемых колес от времени приведены на рис. 3.

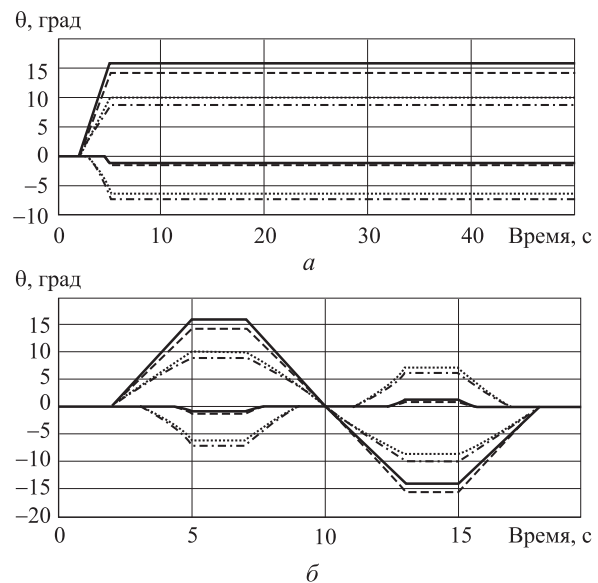


Рис. 3. Изменение углов поворота управляющих колес: а — при повороте; б — при переставке

Маневр «поворот» МКМ с УМТ. Исследуем параметры моделирования МКМ с УМТ при выполнении маневра «поворот» на различных типах опорных оснований.

«Поворот» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС. Зависимости параметров моделирования от времени приведены на рис. 4, 5.

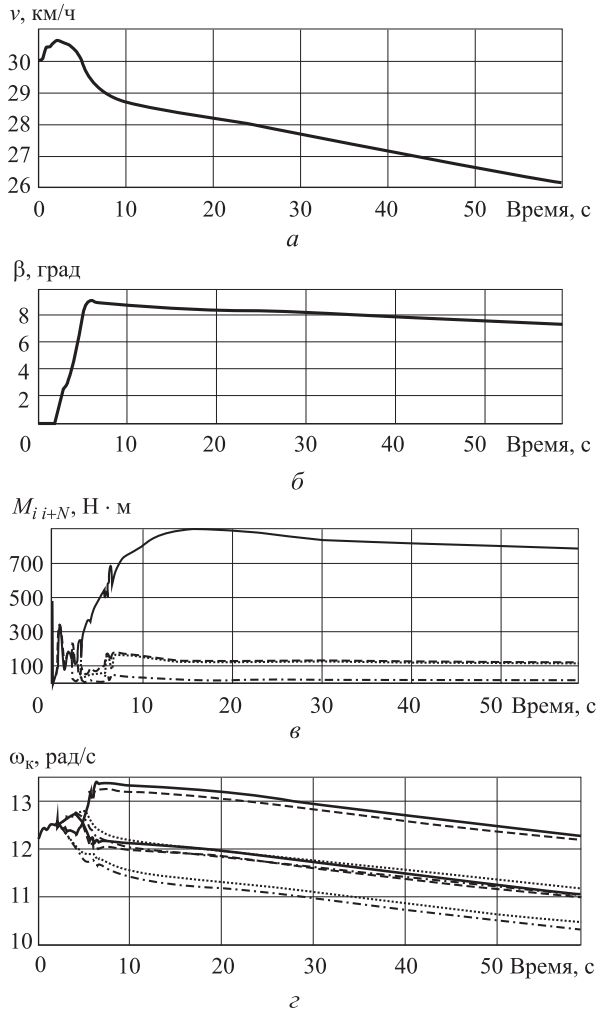


Рис. 4. Временные зависимости при «повороте» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС:
а — скорости движения; б — разности углов;
в — крутящих моментов; г — угловых скоростей колес

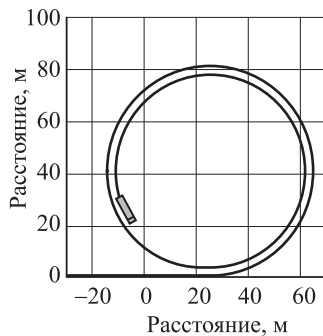


Рис. 5. Траектория «поворот» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС

«Поворот» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС. Зависимости параметров моделирования от времени приведены на рис. 6, 7.

Анализ траекторий движения исследуемых МКМ (см. рис. 5 и 7) показал, что при движении МКМ с СДС траектория движения на начальном этапе отклоняется в сторону от цен-

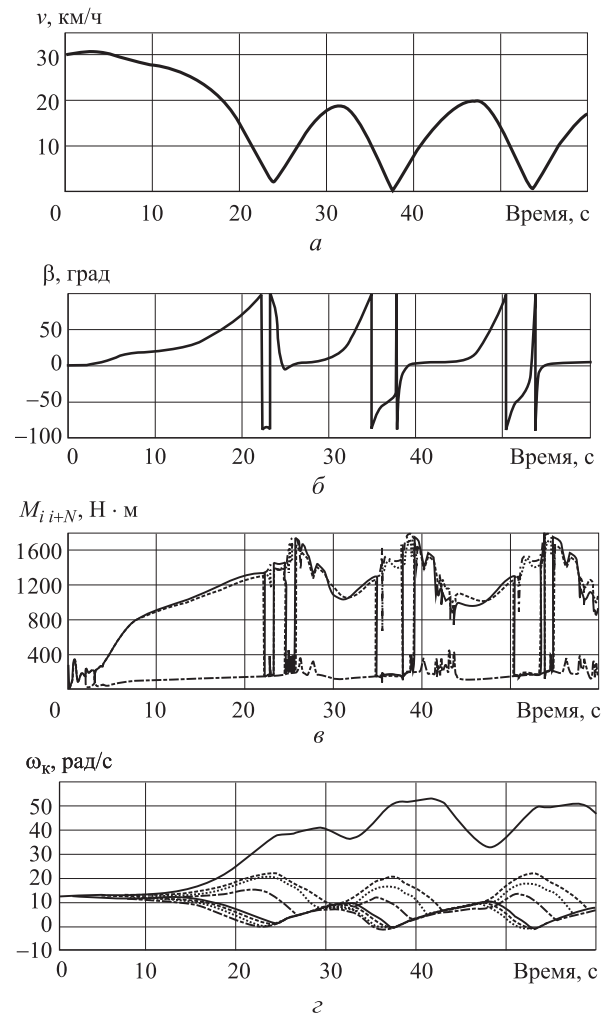


Рис. 6. Временные зависимости при «повороте» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС:
а — скорости движения; б — разности углов;
в — крутящих моментов; г — угловых скоростей колес

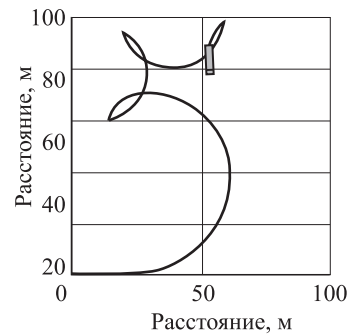


Рис. 7. Траектория «поворот» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС

тра поворота вследствие начала заноса передних осей. Однако уже на втором витке маневра «поворот» МКМ возвращается на заданную водителем траекторию без его вмешательства (только за счет работы систем активной безопасности). При движении без СДС МКМ входит в неуправляемый занос с последующим опрокидыванием. Таким образом, СДС не только предотвращает аварийное опрокидыва-

ние, но и помогает удерживать МКМ на заданной траектории. Кроме того, следует обратить внимание, что при неработающей СДС происходит «раскручивание» одного из ведущих колес (рис. 6, з), что также способствует развитию неуправляемого заноса.

Маневр «переставка» МКМ с УМТ. Исследуем параметры моделирования МКМ с УМТ при

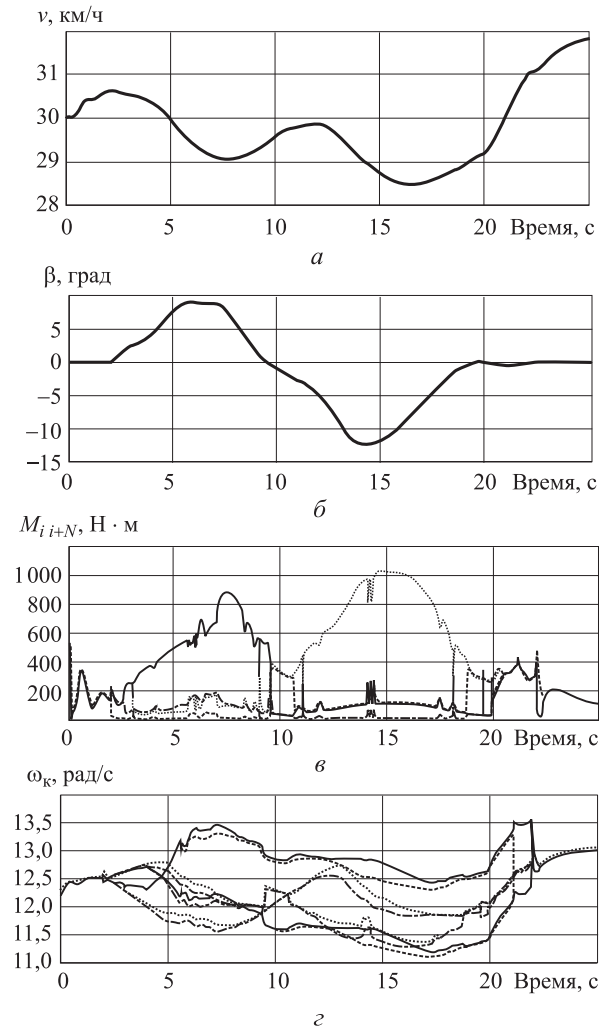


Рис. 8. Временные зависимости при маневре «переставка» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС: а — скорости движения; б — разности углов; в — крутящих моментов; г — угловых скоростей колес

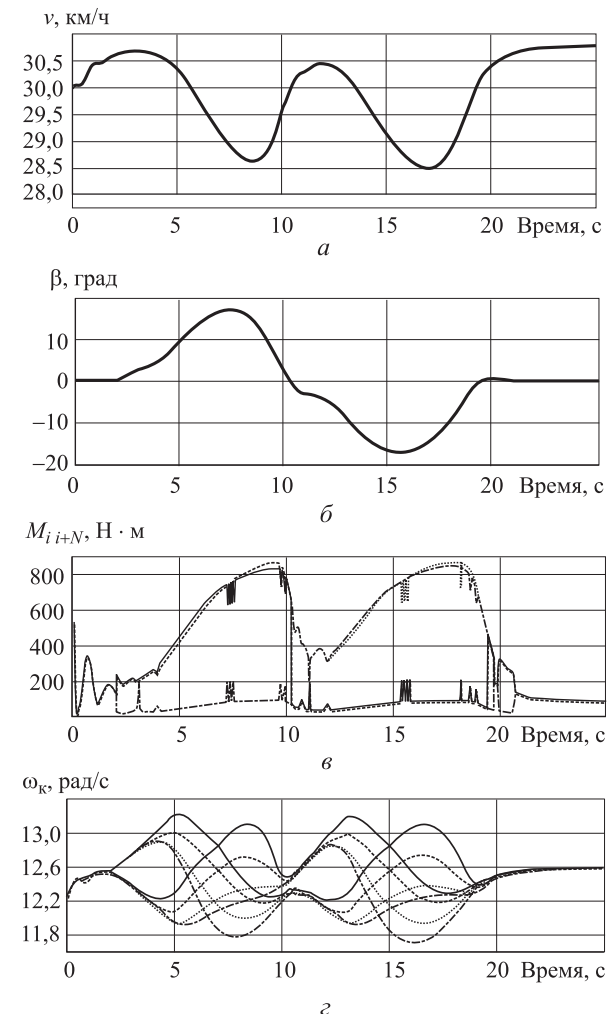


Рис. 10. Временные зависимости при «переставка» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС: а — скорости движения; б — разности углов; в — крутящих моментов; г — угловых скоростей колес

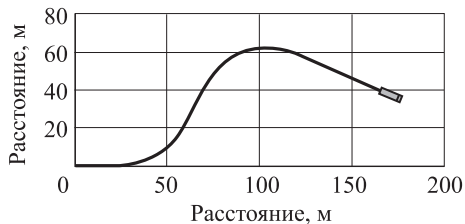


Рис. 9. Траектория «переставка» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС

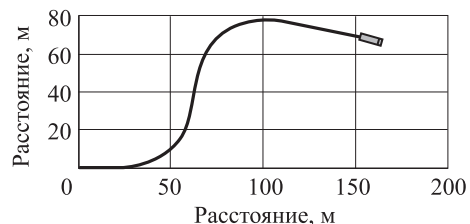


Рис. 11. Траектория «переставка» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС

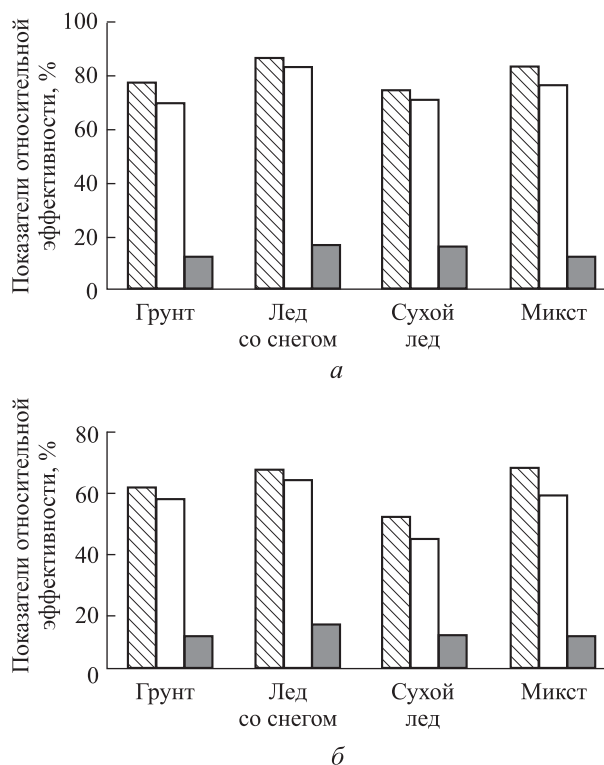


Рис. 12. Показатели относительной эффективности алгоритмов стабилизации МКМ с УМТ при движении на различных опорных основаниях: а — поворот; б — переставка; ▨ — LP + T; □ — LP; ■ — T

выполнении маневра «переставка» на различных опорных основаниях.

«Переставка» на сухом льду МКМ с УМТ и СДС. Зависимости параметров моделирования от времени приведены на рис. 8, 9.

«Переставка» на сухом льду МКМ с УМТ без СДС. Зависимости параметров моделирования от времени приведены на рис. 10, 11.

Анализ траекторий движения исследуемых МКМ (см. рис. 9 и 11) показал, что при движении МКМ без СДС габаритный коридор выполнения маневра увеличился на 25 % вследствие бокового сноса МКМ.

Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения МКМ с УМТ. В соответствие с разработанными в [11] критериями оценки эффективности работы СДС проведено исследование относительной эффективности каждого из предложенных алгорит-

мов стабилизации (снижение потребляемой мощности силовой установки, создание стабилизирующего момента за счет изменения крутящих моментов на колесах, а также их сочетание) для МКМ с УМТ. Показатели относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных типов опорных оснований приведены на рис. 12.

Снижение потребляемой мощности силовой установки обеспечивает относительное уменьшение среднеквадратических значений угла β на 43...84 %, а корректирующее воздействие путем создания стабилизирующего момента за счет изменения крутящих моментов на колесах — на 11...18 %. Наилучший показатель относительной эффективности 55...87 % достигается при совместном использовании первого и второго алгоритмов.

Таким образом, сочетание алгоритмов «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающее повышение курсовой и траекторной устойчивости МКМ с УМТ, является наилучшим.

Выводы

1. Разработаны схема и математическая модель управляемой механической трансмиссии МКМ с колесной формулой 8×8, позволяющие перераспределять крутящие моменты как между осями, так и между ведущими колесами МКМ.

2. Разработан алгоритм работы СДС, обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости МКМ с УМТ при выполнении маневров, отличающийся от существующих тем, что за счет изменения крутящих моментов на ведущих колесах создается стабилизирующий момент, действующий на МКМ.

3. Проведенные с помощью имитационного математического моделирования теоретические исследования движения МКМ с УМТ в различных внешних условиях показали, что предложенный алгоритм распределения крутящих моментов по ведущим колесам работоспособен и эффективен во всех исследуемых случаях движения.

Литература

- [1] Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control. *SAE Technical Papers*, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0456.

- [2] Osborn R., Shim T., Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. *SAE Technical Paper*, 2004-01-2052, 2004, doi: 10.4271/2004-01-2052.
- [3] Рязанцев В.И. *Активное управление схождением колес автомобиля*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.
- [4] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
- [5] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. Sweden, 2004. Available at: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 1 December 2014).
- [6] Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216 (2), pp. 115–124.
- [7] Jackson A., Crolla D., Woodhouse A., Parsons M. Improving Performance of a 6×6 Off-Road Vehicle Through Individual Wheel Control. *SAE Technical Paper*, 2002-01-0968, 2002, doi: 10.4271/2002-01-0968.
- [8] *Mufta Haldex*. URL: http://www.avco.ru/static/mufta_haldex.html (дата обращения 10 декабря 2014).
- [9] Ryu J., Gerdes J.C. Estimation of vehicle roll and road bank angle. *American Control Conference*, 2004, vol. 3, pp. 2110–2115.
- [10] Горелов В.А., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом движителей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (дата обращения 1 декабря 2014).
- [11] Жилейкин М.М., Чулюкин А.О. Алгоритм работы системы динамической стабилизации для автомобиля 4×4 с подключаемой задней осью. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 4. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/704685.html>. Doi: 10.7463/0414.0704685 (дата обращения 20 декабря 2014).

References

- [1] Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control. *SAE Technical Papers*, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0456.
- [2] Osborn R., Shim T., Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. *SAE Technical Paper*, 2004-01-2052, 2004, doi: 10.4271/2004-01-2052.
- [3] Riazantsev V.I. *Aktivnoe upravlenie skhozhdeniem koles avtomobilia* [Active control of the vehicle wheel alignment]. Moscow, Bauman Press, 2007. 212 p.
- [4] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
- [5] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. Sweden, 2004. Available at: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 1 December 2014).
- [6] Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216 (2), pp. 115–124.
- [7] Jackson A., Crolla D., Woodhouse A., Parsons M. Improving Performance of a 6×6 Off-Road Vehicle Through Individual Wheel Control. *SAE Technical Paper*, 2002-01-0968, 2002, doi: 10.4271/2002-01-0968.
- [8] *Mufta Haldex* [Mufta Haldex]. Available at: http://www.avco.ru/static/mufta_haldex.html (accessed 10 December 2014).
- [9] Ryu J., Gerdes J.C. Estimation of vehicle roll and road bank angle. *American Control Conference*, 2004, vol. 3, pp. 2110–2115.
- [10] Gorelov V.A., Zhileikin M.M., Shinkarenko V.A. Razrabotka zakona dinamicheskoi stabilizatsii mnogoosnoi kolesnoi mashiny s individual'nym privodom dvizhitelei [Controlling

dynamic stabilization of a multi-wheeled vehicle with an individual propulsion drive]. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation]. 2013, no. 12. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (accessed 1 December 2014).

- [11] Zhileikin M.M., Chuliukin A.O. Algoritm raboty sistemy dinamicheskoi stabilizatsii dlia avtomobilia 4×4 s podkliuchaemoi zadnei os'iu [Algorithm of Dynamic Stabilization System for a Car 4×4 with a Link Rear Axle]. *Nauka i obrazovanie. MGTU imeni N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman Moscow State Technical University]. 2014, no. 4. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/704685.html> (accessed 20 December 2014). Doi: 10.7463/0414.0704685.

Статья поступила в редакцию 23.01.2015

Информация об авторе

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор 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).

Information about the author

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
под общей редакцией Г.Б. Евгенева

Основы автоматизации технологических процессов и производств Том 1. Информационные модели

Изложены теоретические основы и практические методы автоматизации технологических процессов и производств в соответствии с профессиональной деятельностью магистров по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

Приведены материалы, относящиеся к метаонтологии и предметной онтологии.

Описаны языки представления информационных моделей, включая основы системологии, язык построения реляционных баз данных IDEF1X, язык функционального моделирования систем IDEF0, унифицированный язык моделирования UML и онтологии инженерных знаний. Представлена функциональная модель жизненного цикла изделий.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru