

УДК 629.33


DOI 10.18698/0536-1044-2017-3-31-39

Стабилизация движения двухосных колесных машин за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами

М.М. Жилейкин

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

Stabilization of Motion of Two-Axle Wheeled Vehicles through the Redistribution of Torque between the Driving Wheels

M.M. ZhileykinBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: jileykin_m@mail.ru

i Исследование тенденций развития современного автомобилестроения показывает, что производители постоянно повышают уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, добиваясь их максимальной устойчивости и управляемости. В настоящее время вопросами создания систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости, интенсивно занимаются зарубежные специалисты. Однако, описывая принцип работы систем стабилизации движения, они не раскрывают информацию о методах вычисления величин стабилизирующих воздействий. В связи с этим предложен метод стабилизации движения двухосных автомобилей за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами. Рассмотрен алгоритм работы системы динамической стабилизации двухосного автомобиля с колесной формулой 4×4 и подключаемой задней осью, позволяющий сохранять курсовую и траекторную устойчивость автомобиля. Методами имитационного моделирования доказаны эффективность и работоспособность предложенного алгоритма работы системы динамической стабилизации такого двухосного автомобиля.

Ключевые слова: стабилизация движения двухосных автомобилей, курсовая и траекторная устойчивость, система динамической стабилизации, перераспределение крутящих моментов.

i The study of the development trends in modern automotive industry shows that manufacturers constantly improve the level of control over the parameters of motion of wheeled vehicles, ensuring maximum stability and handling. Currently, problems of developing active safety systems of vehicles that provide improved stability and controllability are studied by foreign experts. However, when describing the operating principle of movement stabilization systems, the information about methods of calculation of the values effecting stabilization is not disclosed. In this regard, the author proposes a method of movement stabilization for two-axle vehicles through the redistribution of torque between the driving wheels. The algorithm of operation of a dynamic stabilization system for a

two-axle, 4×4 vehicle with a connected rear axle is examined, which allows maintaining directional and trajectory stability of the vehicle. The effectiveness and efficiency of the proposed algorithm for controlling the dynamic stabilization system is demonstrated by simulation methods.

Keywords: movement stabilization of two-axle vehicles, directional and trajectory stability, dynamic stabilization system, torque redistribution.

Анализ тенденций развития современного автомобилестроения свидетельствует о повышении уровня контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, что обеспечивает им максимальные показатели устойчивости и управляемости.

Основы теории управляемости и устойчивости движения многоосных колесных машин были заложены советскими учеными Д.А. Антоновым [1, 2], Я.С. Агейкиным [3], П.В. Аксеновым [4], А.С. Литвиновым [5] и Я.Е. Фаробиным [6] в 70-е годы прошлого века.

В настоящее время вопросам создания систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение таких свойств, много внимания уделяют зарубежные специалисты. Исследования проводят по двум направлениям. Первое из них — создание систем динамической стабилизации (СДС), принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Использование различных систем полного привода становится все более актуальным и целесообразным. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах автомобиля, проходимости и позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Разработке этих методов посвящены, например, работы [7–9].

Второе направление — обеспечение устойчивости и управляемости за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [10–12]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [13, 14]. Однако, описывая принцип работы систем стабилизации движения, авторы не раскрывают информацию о методах вычисления величин стабилизирующих воздействий.

Цель работы — разработка метода стабилизации движения двухосных автомобилей за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами.

Обоснование принципа стабилизации движения двухосных автомобилей. Как показано в работе [15], параметром, характеризующим качество работы системы динамической стабилизации движения колесных машин, является угол $\beta = \Theta_T - \Theta_\Phi \neq 0$ между векторами теоретической v_T и фактической v_Φ линейных скоростей центра масс (рис. 1).

Для определения угла отклонения вектора фактической скорости Θ_Φ центра масс C от продольной оси рассмотрим расчетную схему, приведенную на рис. 1. Угол между вектором скорости середины задней оси v_2 и продольной осью назовем углом увода задней оси δ_2 , а угол между вектором скорости середины передней оси v_1 и прямой, проведенной под углом Θ_{1cp} к продольной оси, — углом увода передней оси δ_1 . Здесь Θ_{1cp} — средний угол поворота управляемых колес передней оси,

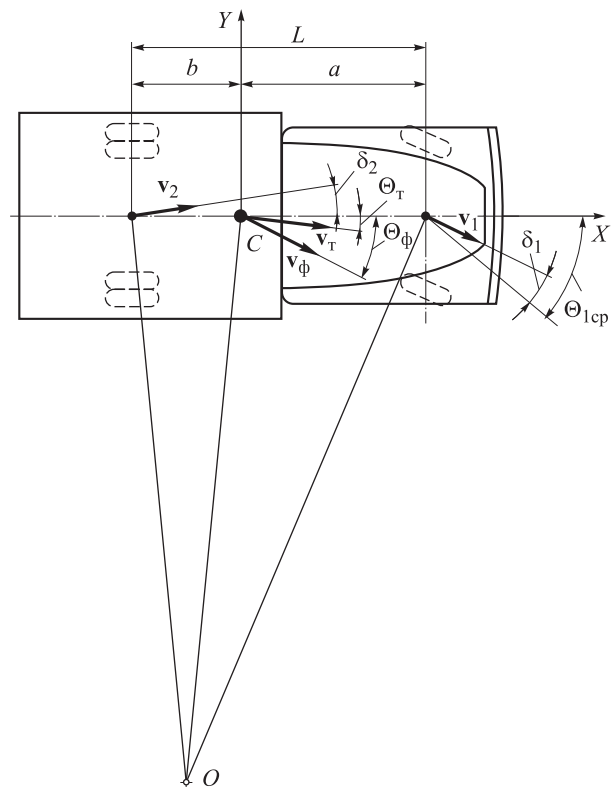


Рис. 1. Схема для определения углов увода осей и отклонения векторов скоростей

$$\Theta_{1cp} = \frac{\Theta_{1л} + \Theta_{1пр}}{2},$$

где $\Theta_{1л}$ и $\Theta_{1пр}$ — углы поворота левого и правого управляемых колес передней оси.

Угол отклонения вектора фактической скорости определяется выражением [5]

$$\Theta_{\phi} = \frac{b}{L}(\text{tg } \Theta_{1cp} - \delta_1) - \frac{a}{L}\delta_2.$$

Определим теоретический угол отклонения вектора скорости центра масс C машины от продольной линии без учета углов увода:

$$\Theta_{\tau} = \frac{b}{L} \text{tg } \Theta_{1cp}.$$

Тогда

$$\beta = \frac{b}{L}\delta_1 + \frac{a}{L}\delta_2.$$

Если $a = b$, то $\beta = (\delta_1 + \delta_2)/L$.

Угол β является эффективным диагностическим признаком, позволяющим определить состояние движения автомобиля (см. таблицу).

Определение состояния движения автомобиля

Название маневра	$\beta > 0$	$\beta < 0$
Поворот налево	Занос передней оси	Занос задней оси
Поворот направо	Занос задней оси	Занос передней оси

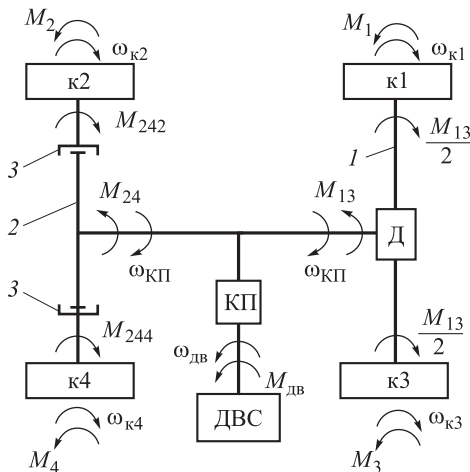


Рис. 2. Схема трансмиссии автомобиля (4×4) с постоянным приводом на переднюю ось и подключаемым приводом задней оси: 1 — передняя ось; 2 — задняя ось; 3 — фрикционные муфты; ДВС — двигатель внутреннего сгорания; КП — коробка передач; Д — симметричный межколесный дифференциал передней оси с автоматической блокировкой; к1...к4 — номера колес

Проанализируем работу трансмиссии полноприводного двухосного автомобиля с точки зрения динамической стабилизации движения.

Занос передней оси. Для повышения поворачиваемости автомобиля необходимо подводить больший крутящий момент к колесам задней оси. Однако заблокировать дифференциал задней оси не имеет смысла, так как будет создаваться момент сопротивления повороту [5]

$$M_{c2} = \frac{B}{2}(R_{x2} + fR_{z2}),$$

где B — колея колес; R_{x2} — суммарная продольная реакция на колесах задней оси; R_{z2} — суммарная вертикальная реакция; f — коэффициент сопротивления качению.

Момент сопротивления повороту в данном случае вреден, так как направлен против угловой скорости поворота.

Одновременно с перераспределением крутящего момента между осями автомобиля для повышения поворачиваемости следует подавать больший крутящий момент на внешнее ведущее колесо задней оси по отношению к направлению поворота, для чего необходим управляемый несимметричный дифференциал.

Занос задней оси. Для снижения свойства поворачиваемости необходимо уменьшить крутящий момент на задней ведущей оси, передавая его большую часть на переднюю ось [2, 5]. Одновременное блокирование дифференциала передней оси приведет к созданию момента сопротивления, который является и моментом противовращения, способствующим стабилизации движения колесной машины [2]:

$$M_{c1} = \frac{B}{2}(R_{x1} + fR_{z1}),$$

где R_{x1} , R_{z1} — проекции на оси X и Z суммарных реакций на передних колесах.

Таким образом, наиболее рациональной схемой управления механической трансмиссией с точки зрения устойчивости является схема автомобиля с колесной формулой 4×4 и подключаемой задней осью (рис. 2).

Симметричный межколесный дифференциал передней оси может быть как самоблокирующимся, так и управляемым с автоматической блокировкой.

Трансмиссия, схема которой изображена на рис. 2, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_k \dot{\omega}_{k1} = M_{13} i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_1 - (1 - b_{01}) M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} = M_{242} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} = M_{13} i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_3 - (1 - b_{01}) M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} = M_{244} - M_4; \\ \dot{\omega}_{дв} = [(1 - 0,5b_{01}) \dot{\omega}_{k1} + 0,5b_{01} \dot{\omega}_{k3}] i_{ГП} i_{КП}; \\ J_d \dot{\omega}_{дв} = h_{др} M_{дв} - \frac{M_{24}}{i_{КП}} - \frac{M_{13}}{i_{КП}}; \\ M_{24} = i_{КП} h_{др} M_{дв} h; \\ M_{242} = i_{КП} i_{ГП} h_{др} M_{дв} h_2 h; \\ M_{244} = i_{КП} i_{ГП} h_{др} M_{дв} h_4 h; \\ h_2 + h_4 = 1, \end{cases}$$

где J_k — момент инерции колеса; $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение вращения i -го колеса; M_{13} — крутящий момент, приведенный к переднему валу трансмиссии; $i_{ГП}$ — передаточное отношение главной передачи передней оси; b_{01} — управляющий сигнал; M_i — момент сопротивления на i -м колесе; M_{242} и M_{244} — крутящие моменты в трансмиссии, подаваемые на левое и правое задние ведущие колеса; $\dot{\omega}_{дв}$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; $J_{дв}$ — момент инерции двигателя; $h_{др}$ — положение органа управления подачей топлива ($h_{др} = 0 \dots 1$); $M_{дв}$ — крутящий момент, развиваемый двигателем; M_{24} — крутящий момент, приведенный к заднему валу трансмиссии; $i_{КП}$ — передаточное отношение коробки передач; h_2 и h_4 — доля от общего крутящего момента на задней оси автомобиля, приходящаяся на 2-е и 4-е колесо; h — доля крутящего момента на выходе коробки передач, передаваемая на заднюю ось, $0 \leq h \leq 1$.

При $b_{01} = 0$ межколесный дифференциал передней оси автомобиля заблокирован, а при $b_{01} = 1$ — разблокирован.

Момент сопротивления на i -м колесе вычисляется по формуле

$$M_i = R_{ix} r_k + M_{Ti},$$

где R_{ix} — проекция силы взаимодействия i -го колеса с опорным основанием на направление плоскости колеса; r_k — расстояние от оси колеса до опорной поверхности; M_{Ti} — тормозной момент на i -м колесе.

Создание динамического стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящего момента между ведущими колесами задней оси двухосной машины. Рассмотрим построение оптимального регулятора, обеспечивающего повышение курсовой и траекторной устойчивости двухосной машины (4×4) с подключаемой задней осью за счет перераспределения крутящего момента между колесами задней ведущей оси, для чего используем несимметричный управляемый межосевой дифференциал с коэффициентом асимметрии λ_{ac} , который находится в пределах

$$0 < \lambda_{ac} = \frac{M_{3л}}{M_{3пр}} < \infty,$$

где $M_{3л}$ и $M_{3пр}$ — крутящие моменты, подводимые к левому и правому колесам задней оси автомобиля.

Выберем в качестве фазовых переменных угол β и его первую производную по времени. Теория аналитического конструирования оптимального регулятора [16] позволяет создавать такое оптимальное управление, которое асимптотически стремится поддержать управляемый объект в состоянии покоя ($\beta \rightarrow 0$, $d\beta/dt \rightarrow 0$). Обозначим: $\beta = x_1$; $dx_1/dt = x_2$.

Запишем уравнения состояния в виде

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{J} \mathbf{U}, \end{cases} \quad (1)$$

где J — главный момент инерции машины относительно вертикальной оси Z , проходящий через центр масс автомобиля; \mathbf{U} — главный вектор управляющего стабилизирующего момента относительно той же оси (управляющее воздействие),

$$\mathbf{U} = (R_{x1} - R_{x2}) \frac{B}{2}. \quad (2)$$

В работе [5] получены следующие соотношения:

$$R_{x1} = \frac{R_{x\Sigma} + f(G_2 - G_1 \lambda_{ac})}{\lambda_{ac} + 1};$$

$$R_{x2} = \frac{R_{x\Sigma} + f(G_1 \lambda_{ac} - G_2)}{\lambda_{ac} + 1},$$

где $R_{x\Sigma} = R_{x1} + R_{x2}$; G_1 и G_2 — вес, приходящийся на переднюю и заднюю ось автомобиля, $G_1 + G_2 = G_a$ (полный вес автомобиля).

Тогда с учетом выражения (2) получим

$$U = (R_{x_1} - R_{x_2}) \frac{B}{2} = 2 f G_a \left(\frac{1}{\lambda_{ac} + 1} - 0,5 \right). \quad (3)$$

Систему уравнений (1) можно переписать в виде

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = -\frac{1}{J} B f G_a \left(\frac{1}{\lambda_{ac} + 1} - 0,5 \right). \end{cases}$$

В теории аналитического конструирования оптимальных регуляторов доказано [16], что выражение для управляющего воздействия U для уравнений состояния (1) должно иметь вид

$$U = -C_1 \beta - C_2 \dot{\beta}; \quad (4)$$

$$C_1 > 0; \quad C_2 > 0,$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты, значения которых определяются на основе требований к переходному процессу [16].

Приравняв выражения (3) и (4), получим

$$U = -C_1 \beta - C_2 \dot{\beta} = -\frac{1}{J} B f G_a \left(\frac{1}{\lambda_{ac} + 1} - 0,5 \right).$$

Отсюда следует

$$\lambda_{ac} = \frac{1}{\left[\frac{C_1 \beta + C_2 \dot{\beta}}{B f G_a} J + 0,5 \right]} - 1 =$$

$$= \frac{1}{K_1 \beta + K_2 \dot{\beta} + 0,5} - 1; \quad (5)$$

$$K_1 > 0; \quad K_2 > 0.$$

Таким образом, получены выражения для определения значения коэффициента асимметрии λ_{ac} в процессе управления движением автомобиля. Для перераспределения крутящего момента между передней и задней осями машины можно использовать то же значение λ_{ac} в соответствии с алгоритмом работы СДС, приведенным ниже. В этом случае

$$0 < \lambda_{ac} = \frac{M_3}{M_{\Pi}} < \infty,$$

где M_{Π} и M_3 — крутящие моменты, подводимые к передней и задней осям автомобиля.

Алгоритм работы СДС двухосного автомобиля включает в себя следующие шаги.

1. Расчет угла β и его производной $d\beta/dt$ по методикам, изложенным в работах [17–19].

2. Определение коэффициента асимметрии λ_{ac} по формуле (5).

3. Вычисление параметров a_1 и a_2 по формулам

$$a_1 = \frac{\lambda_{ac}}{\lambda_{ac} + 1}, \quad a_2 = \frac{1}{\lambda_{ac} + 1}.$$

4. Определение доли h от общего крутящего момента трансмиссии, передаваемого на заднюю ведущую ось автомобиля:

- если возникает занос передней оси, т. е. $\beta \Theta_{1cp} > 0$, то $h = \max[a_1, a_2]$;

- если происходит занос задней оси ($\beta \Theta_{1cp} < 0$), то $h = \min[a_1, a_2]$.

5. Определение долей крутящего момента, приходящихся на заднюю ось, распределяемых на левое h_2 и правое h_4 задние колеса:

- если возникает занос передней оси ($\beta \Theta_{1cp} > 0$) при повороте налево ($\Theta_{1cp} > 0$), то $h_4 = \max[a_1, a_2]$; $h_2 = \min[a_1, a_2]$;

- если происходит занос передней оси ($\beta \Theta_{1cp} > 0$) при повороте направо ($\Theta_{1cp} < 0$), то $h_4 = \min[a_1, a_2]$; $h_2 = \max[a_1, a_2]$;

- если возникает занос задней оси ($\beta \Theta_{1cp} < 0$) при повороте налево ($\Theta_{1cp} > 0$), то $h_4 = \min[a_1, a_2]$; $h_2 = \max[a_1, a_2]$;

- если происходит занос задней оси ($\beta \Theta_{1cp} < 0$) при повороте направо ($\Theta_{1cp} < 0$), то $h_4 = \max[a_1, a_2]$; $h_2 = \min[a_1, a_2]$.

6. Определение необходимости блокирования межколесного дифференциала передней оси:

- если возникает занос передней оси ($\beta \Theta_{1cp} > 0$), то $b_{01} = 1$ — дифференциал разблокирован;

- если происходит занос задней оси ($\beta \Theta_{1cp} < 0$), то $b_{01} = 0$ — дифференциал заблокирован.

Исследование работоспособности и эффективности предложенного алгоритма работы СДС методами имитационного моделирования. Для подтверждения работоспособности и эффективности алгоритма работы СДС автомобиля (4×4) с подключаемой задней осью выполнены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения машины рассмотрены в работе [15].

Проведено численное моделирование движения автомобиля полной массой 1 700 кг на опорном основании «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным

основанием при полном буксовании $\mu_{s \max} = 0,25$). Следует отметить, что под термином «опорное основание» понимается только твердая недеформируемая опорная поверхность. Передние колеса автомобиля — управляемые, начальная скорость движения $v = 20$ км/ч. Движение машины изучали при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора; угол поворота рулевого колеса изменялся от нуля до заданного значения в течение 1-й секунды и далее оставался неизменным.

Выполнено моделирование двух маневров:

- вход в поворот и движение в повороте с фиксированным положением рулевого колеса;
- изменение полосы движения (переставка).

Для исследования работоспособности и эффективности алгоритма работы СДС выполнено сравнение движения автомобилей в двух вариантах исполнения. Первым из них являлся автомобиль (4×4) с подключаемой задней осью, оснащенный СДС, вторым — переднеприводный автомобиль, имеющий те же инерционные и габаритные характеристики, что и первый вариант.

При совершении маневров «поворот» и «переставка» переднеприводным автомоби-

лем, движущимся по опорному основанию «лед со снегом», следовало ожидать заноса его передних осей, что подтверждено видом траекторий движения, приведенных на рис. 3, а. На рис. 3, б показано то же для автомобиля (4×4) с подключаемой задней осью, оснащенного СДС.

Как видно из рис. 3, переднеприводный автомобиль без СДС при маневрировании не может следовать заданной траектории ввиду развития процесса заноса передней оси. В тех же условиях машина с подключаемой задней осью, оснащенная СДС, сохраняет устойчивость и управляемость, а незначительные отклонения от заданной траектории можно компенсировать подруливанием.

На рис. 4 для колесной машины (4×4) с подключаемой задней осью, оснащенной СДС, показано изменение во времени коэффициента асимметрии λ_{ac} и управляющего параметра b_{01} при совершении маневров «поворот» и «переставка» на опорном основании «лед со снегом».

Как видно из рис. 4, кратковременная блокировка переднего межколесного дифференциала потребовалась только при переставке.

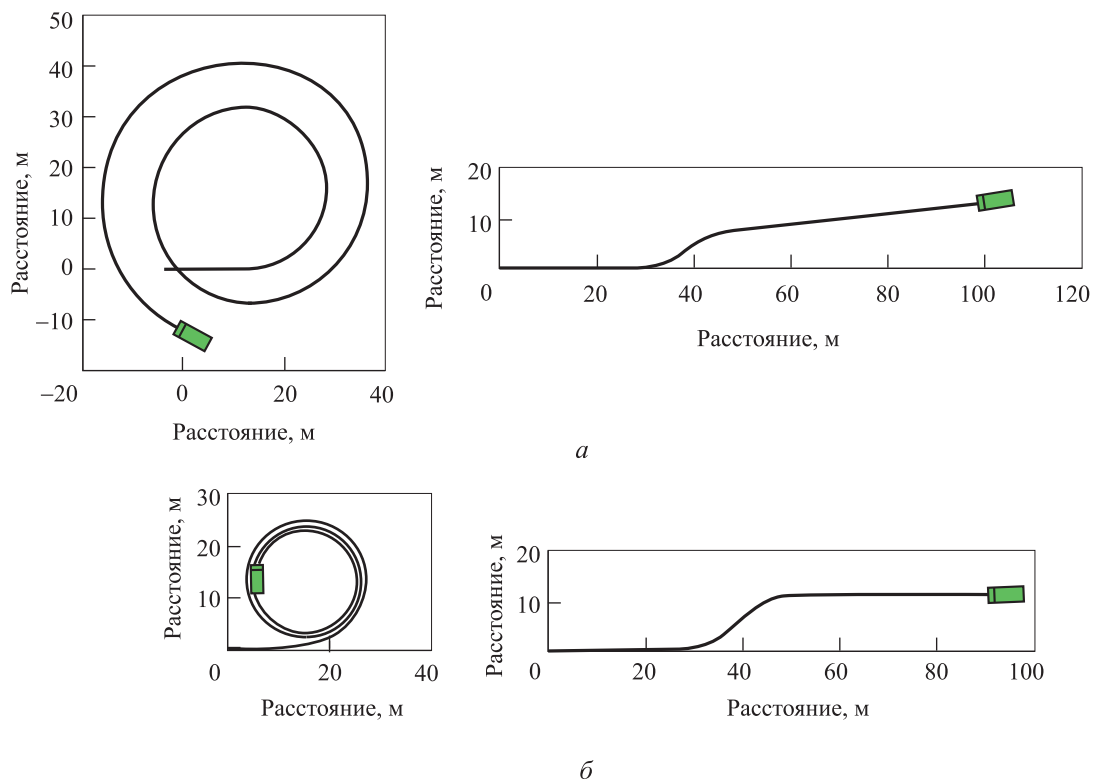


Рис. 3. Траектории движения переднеприводного автомобиля (а) и колесной машины (4×4) с подключаемой задней осью (б) при совершении маневров «поворот» (слева) и «переставка» (справа) на опорном основании «лед со снегом»

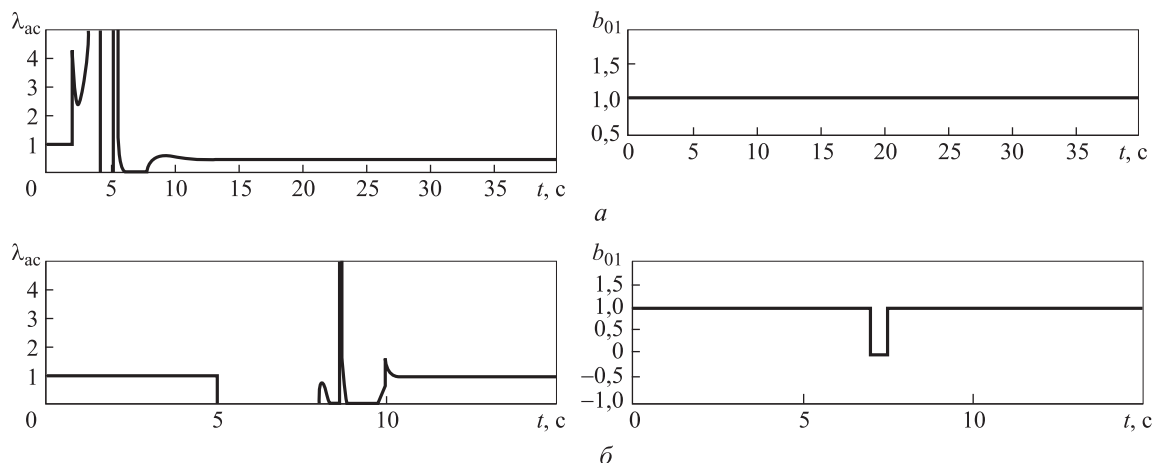


Рис. 4. Зависимости коэффициента асимметрии λ_{ac} (слева) и управляющего параметра b_{01} (справа) от времени t при совершении колесной машиной (4×4) с подключаемой задней осью маневров «поворот» (а) и «переставка» (б) на опорном основании «лед со снегом»

Выводы

1. Предложен алгоритм работы СДС двухосного автомобиля (4×4) с подключаемой задней осью, позволяющий сохранить курсовую и траекторную устойчивость транспортного средства

при маневрировании на дорогах с низкими сцепными свойствами.

2. Методами имитационного моделирования доказаны эффективность и работоспособность предложенного алгоритма работы СДС двухосного автомобиля (4×4) с подключаемой задней осью.

Литература

- [1] Антонов Д.А. *Теория устойчивости движения многоосных автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1984. 168 с.
- [2] Антонов Д.А. *Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1984. 168 с.
- [3] Агейкин Я.С. *Пройодимость автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1981. 232 с.
- [4] Аксенов П.В. *Многоосные автомобили*. Москва, Машиностроение, 1989. 291 с.
- [5] Литвинов А.С. *Устойчивость и управляемость автомобиля*. Москва, Машиностроение, 1971. 416 с.
- [6] Фаробин Я.Е. *Теория поворота транспортных машин*. Москва, Машиностроение, 1970. 176 с.
- [7] Kaoru S., Yoshiaki S. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force. *JSAE Review*, 1999, vol. 20(2), pp. 289–295.
- [8] Tseng H.E., Ashrafi B., Madau D., Allen Brown T., Recker D. The development of vehicle stability control at Ford. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1999, vol. 4(3), pp. 223–234.
- [9] Sado H., Sakai S., Hori Y. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 1999, vol. 2, pp. 973–978.
- [10] Mammam 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.
- [11] Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. *Proceedings of the IEEE International Vehicle Electronics Conference*, 1999, pp. 514–519. doi: 10.1109/IVEC.1999.830741.
- [12] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. Sweden, 2004. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 1 мая 2016).

- [13] Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, vol. 2, pp. 1136–1140.
- [14] 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.
- [15] Жилейкин М.М. *Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 238 с.
- [16] Иванов В.А., Фалдин Н.В. *Теория оптимальных систем автоматического управления*. Москва, Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981. 336 с.
- [17] Ungoren A.Y., Peng H., Tseng H.E. A study on lateral speed estimation methods. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2004, vol. 2, no. 1/2, pp. 126–144.
- [18] Hiemer M., A. von Vietinghoff, Kiencke U., Matsunaga T. Determination of the vehicle body slip angle with non-linear observer strategies. *Proc. SAE World Congress*, Detroit, MI, 2005, paper no. 2005-01-0400.
- [19] Imsland L., Grip H.F., Johansen T.A., Fossen T.I., Kalkkuhl J.C., Suissa A. Nonlinear observer for vehicle velocity with friction and road bank angle adaptation–validation and comparison with an extended Kalman filter. *Proc. SAE World Congress*, Detroit, MI, 2007, paper no. 2007-01-0808.

References

- [1] Antonov D.A. *Teoriia ustoichivosti dvizheniia mnogoosnykh avtomobilei* [The theory of stability of motion of multi-car]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 168 p.
- [2] Antonov D.A. *Raschet ustoichivosti dvizheniia mnogoosnykh avtomobilei* [Calculation of the stability of motion of multi-car]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 168 p.
- [3] Ageikin Ia.S. *Prokhozimost' avtomobilei* [Car patency]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1981. 232 p.
- [4] Aksenov P.V. *Mногоосные автомобили* [Multi-axle vehicles]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1989. 291 p.
- [5] Litvinov A.S. *Ustoichivost' i upravliaemost' avtomobilia* [Stability and handling]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1971. 416 p.
- [6] Farobin Ia.E. *Teoriia povorota transportnykh mashin* [The theory of rotation of transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1970. 176 p.
- [7] Kaoru S., Yoshiaki S. Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving/breaking force. *JSAE Review*, 1999, vol. 20(2), pp. 289–295.
- [8] Tseng H.E., Ashrafi B., Madau D., Allen Brown T., Recker D. The development of vehicle stability control at Ford. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1999, vol. 4(3), pp. 223–234.
- [9] Sado H., Sakai S., Hori Y. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 1999, vol. 2, pp. 973–978.
- [10] 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.
- [11] Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. *Proceedings of the IEEE International Vehicle Electronics Conference*, 1999, pp. 514–519. doi: 10.1109/IVEC.1999.830741.
- [12] 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 May 2016).
- [13] Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, vol. 2, pp. 1136–1140.
- [14] 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.

- [15] Zhileikin M.M. *Teoreticheskie osnovy povysheniia pokazatelei ustoichivosti i upravliaemosti kolesnykh mashin na baze metodov nechetkoi logiki* [The theoretical basis for improving sustainability performance, and manageability-wheeled vehicles on the basis of fuzzy logic techniques]. Moscow, Bauman Press, 2016. 238 p.
- [16] Ivanov V.A., Faldin N.V. *Teoriia optimal'nykh sistem avtomaticheskogo upravleniia* [The theory of optimal systems of automatic control]. Moscow, Nauka, Glavnaia redaktsiia fiziko-matematicheskoi literatury publ., 1981. 336 p.
- [17] Ungoren A.Y., Peng H., Tseng H.E. A study on lateral speed estimation methods. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2004, vol. 2, no. 1/2, pp. 126–144.
- [18] Hiemer M., A. von Vietinghoff, Kiencke U., Matsunaga T. Determination of the vehicle body slip angle with non-linear observer strategies. *Proc. SAE World Congress*, Detroit, MI, 2005, paper no. 2005-01-0400.
- [19] Imsland L., Grip H.F., Johansen T.A., Fossen T.I., Kalkkuhl J.C., Suissa A. Nonlinear observer for vehicle velocity with friction and road bank angle adaptation-validation and comparison with an extended Kalman filter. *Proc. SAE World Congress*, Detroit, MI, 2007, paper no. 2007-01-0808.

Статья поступила в редакцию 10.11.2016

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) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Wheel Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (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 редакцией
С.Ф. Боева, Д.Д. Ступина, А.А. Кочкарова

«Интеллектуальные информационные радиофизические системы. Вводные лекции»

Содержит отдельные лекции ведущих специалистов Московского физико-технического института (государственного университета) и сотрудников группы компаний «РТИ» по радиофизике, радиолокации, обработке информации, системному проектированию и управлению и распределенным системам. Представлена история развития кафедры «Интеллектуальные информационные радиофизические системы», рассмотрены научно-технические проблемы, стоящие перед кафедрой и ОАО «РТИ» в целом перспектива дальнейшего их развития.

Для студентов и аспирантов, обучающихся по инженерным специальностям.

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