

СТАБИЛИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ ДВУХОСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ЗА СЧЕТ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ ПЕРЕДНЕЙ И ЗАДНЕЙ ОСЯМИ

А.В. Эраносян

Artem-bmstu@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации двухосного автомобиля с колесной формулой 4×4 с подключаемой передней или задней осями, позволяющий сохранять курсовую и траекторную устойчивость автомобиля. Методами имитационного моделирования доказана эффективность предложенного алгоритма.

Ключевые слова

Курсовая устойчивость, траекторная устойчивость, система динамической стабилизации, перераспределение крутящих моментов между осями

Поступила в редакцию 30.05.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

В настоящее время вопросы безопасности движения занимают одно из важнейших мест в жизни человека. Выделяют два типа систем безопасности движения — системы активной и пассивной безопасности. Первые предотвращают развитие аварийной ситуации, вторые — в случае неизбежности возникновения аварийной ситуации снижают тяжесть их последствий.

Производители автомобилей постоянно повышают уровень контроля параметров безопасности движения колесных транспортных средств, достигая при этом максимальной управляемости и устойчивости автомобиля. Достаточно больших успехов в развитии систем динамической стабилизации (СДС) достигли зарубежные производители, однако алгоритмы вычисления управляющих воздействий остаются коммерческой тайной. Исследования ведутся по двум направлениям. Во-первых, создаются СДС, принцип работы которых базируется на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Широко распространенными становятся различные системы интеллектуального полного привода, обеспечивающие подвод такой величины крутящего момента, при которой обеспечивается реализация необходимой продольной реакции в пятне контакта в зависимости от внешних условий. Применение данных систем полного привода позволяет наиболее эффективно использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного (веса), что положительно сказывается на эксплуатационных качествах автомобиля и позволяет реализовывать различные алгоритмы управления. Например, в работе [1] исследовано влияние распределения крутящих моментов между ведущими колесами. Данный способ распределения эффективен, однако следует внести некоторое упрощение: между колесами использовать симметричный дифференциал, а распределение моментов только между осями. Это позволит упростить конструкцию трансмиссии и систему управления, что приведет к снижению стоимости автомобиля. Во-вторых, по-

вышение устойчивости и управляемости обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [2–4]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [5, 6].

Целью данной работы является разработка метода стабилизации движения двухосных автомобилей за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими осями. Чтобы достичь поставленной цели, необходимо несколько задач.

Математическая модель движения. Математическая модель движения колесной машины, используемая в данной работе, подробно описана в [7].

Обоснование принципа стабилизации. Для обоснования принципа стабилизации колесной машины (КМ) ввиду симметричности внешних силовых факторов, действующих на КМ относительно продольной оси, рассмотрим «велосипедную» схему, представленную на рис. 1.

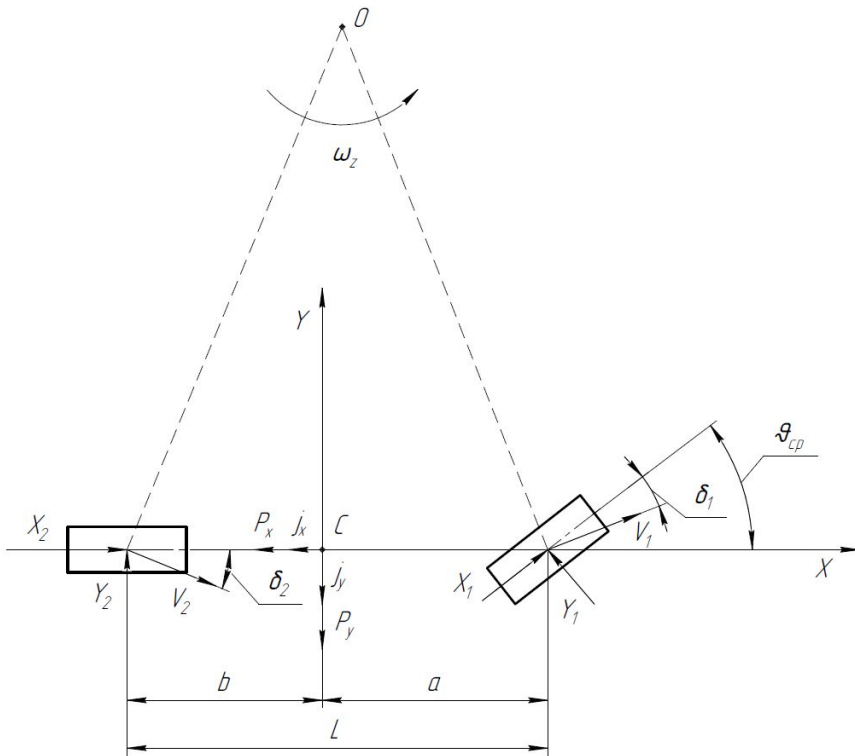


Рис. 1. Симметричность внешних силовых факторов, действующих на КМ (принцип стабилизации):

C — центр масс автомобиля; точка O — центр поворота; a — расстояние от передней оси до центра масс; b — расстояние от задней оси до центра масс; L — колесная база автомобиля; ϑ_{cp} — средний угол поворота управляемых колес; V_1, V_2 — векторы реальной скорости движения центра «среднего» колеса; δ_1, δ_2 — углы увода «средних» колес передней и задней осей соответственно; X_1, X_2 — суммарная продольная реакция в системе координат, связанной с колесом; Y_1, Y_2 — суммарная поперечная реакция в системе координат, связанной с колесом; j_x, j_y — продольное и поперечное ускорения центра масс в системе координат, связанной с последним; P_x, P_y — суммарная внешняя продольная и боковая силы, приложенные к центру масс в той же системе координат

Из работы [8] известно, что увеличение продольной реакции в пятне контакта шины с опорным основанием приводит к снижению максимального значения воспринимаемой поперечной силы. На данном принципе и будет строиться алгоритм стабилизации автомобиля.

Диагностический признак для определения сноса передней либо заноса задней оси, используемый при моделировании движения КМ, подробно описан в работе [7].

Рассмотрим различные ситуации и алгоритм действий.

Снос передней оси. Для повышения поворачиваемости автомобиля необходимо подводить больший крутящий момент к колесам задней оси. Это приведет к увеличению продольной реакции на колесах задней оси, что скажется на снижении величины воспринимаемой боковой силы. Одновременно возникнет обратная ситуация на колесах передней оси. В результате появится момент, способствующий вращению.

Занос задней оси. Для снижения свойства поворачиваемости необходимо снизить крутящий момент на задней ведущей оси, передавая его большую часть на переднюю ось, что приведет к увеличению величины воспринимаемой боковой силы на задней оси и снижению ее на передней оси. В результате возникает момент, препятствующий вращению. Таким образом, наиболее рациональной схемой с точки зрения устойчивости является полноприводная трансмиссия с возможностью перераспределения моментов между осями.

Математическая модель трансмиссии. В данной работе рассматривается трансмиссия с постоянным передним приводом и возможностью передачи части крутящего момента (до 50 %) на заднюю ось (рис. 2). Также рассматривается с постоянным задним приводом и возможностью передачи части крутящего момента (до 50 %) на переднюю ось (рис. 3).

$$\left\{ \begin{array}{l} J_k \dot{\omega}_{k1} = \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} (1-h)}{2} - M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} = \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} h}{2} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} = \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} (1-h)}{2} - M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} = \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} h}{2} - M_4; \\ \dot{\omega}_{дв} = \frac{(\dot{\omega}_{k1} + \dot{\omega}_{k3})}{2} i_{ГП} i_{КП}; \\ \dot{\omega}_{24} = \frac{(\dot{\omega}_{k2} + \dot{\omega}_{k4})}{2} i_{ГП}; \\ J_{дв} \dot{\omega}_{дв} = h_{др} M_{дв} - M_c, \end{array} \right. \quad (1)$$

где J_k — момент инерции колеса; $J_{дв}$ — момент инерции двигателя; $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение вращения i -го колеса; $\dot{\omega}_{дв}$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; M_i — момент сопротивления на i -м колесе; $M_{дв}$ — крутящий момент, развива-

емый двигателем; M_c — суммарный момент сопротивления, нагружающий двигатель; $i_{кп}$ — передаточное отношение коробки передач; $i_{гп}$ — передаточное отношение главной передачи; $h_{др}$ — положение органа управления подачи топлива ($h_{др} = 0 \dots 1$); h — доля крутящего момента на выходе коробки передач, передаваемая на заднюю ось, $0 \leq h \leq 1$, при $h = 0$ автомобиль становится переднеприводным.

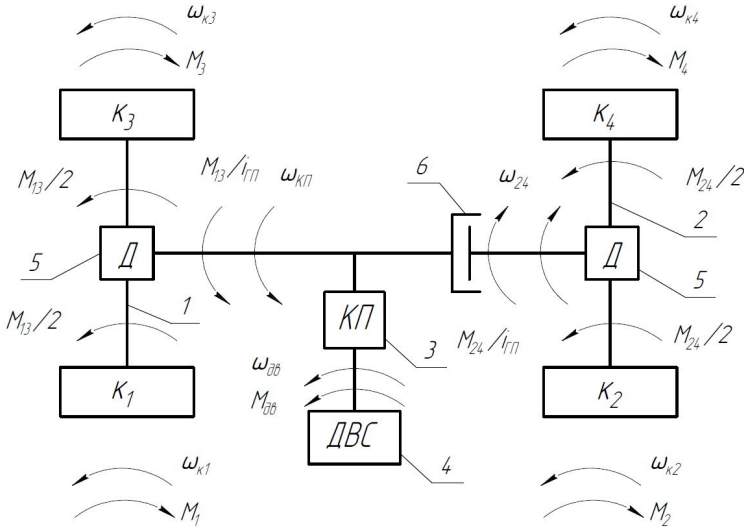


Рис. 2. Трансмиссия с постоянным передним приводом и возможностью передачи крутящего момента на заднюю ось:

- 1 — передняя ось; 2 — задняя ось; 3 — коробка передач; 4 — двигатель внутреннего сгорания;
- 5 — симметричные межколесные дифференциалы; 6 — фрикционная муфта

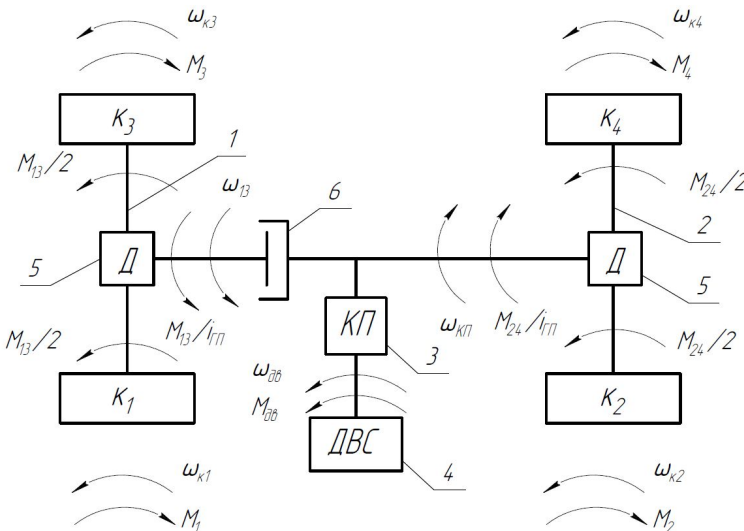


Рис. 3. Трансмиссия с постоянным задним приводом и возможностью передачи крутящего момента на переднюю ось:

- 1 — передняя ось; 2 — задняя ось; 3 — коробка передач; 4 — двигатель внутреннего сгорания;
- 5 — симметричные межколесные дифференциалы; 6 — фрикционная муфта

Представленную трансмиссию (см. рис. 2) опишем с помощью системы уравнений:

Момент сопротивления на i -м колесе вычисляется согласно формуле:

$$M_i = R_{ix} r_k + M_{Ti}, \tag{2}$$

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

Представленную трансмиссию (см. рис. 3) опишем следующими уравнениями:

$$\left\{ \begin{aligned} J_k \dot{\omega}_{k1} &= \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} h}{2} - M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} &= \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} (1-h)}{2} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} &= \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} h}{2} - M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} &= \frac{M_c i_{ГП} i_{КП} (1-h)}{2} - M_4; \\ \dot{\omega}_{дв} &= \frac{(\dot{\omega}_{k2} + \dot{\omega}_{k4})}{2} i_{ГП} i_{КП}; \\ \dot{\omega}_{13} &= \frac{(\dot{\omega}_{k1} + \dot{\omega}_{k3})}{2} i_{ГП}; \\ J_{дв} \dot{\omega}_{дв} &= h_{др} M_{дв} - M_c, \end{aligned} \right. \tag{3}$$

где $0 \leq h \leq 1$ — доля крутящего момента на выходе коробки передач, передаваемая на переднюю ось. Если $h = 0$, то автомобиль становится заднеприводным. Назначение величины управляющего воздействия h производится с помощью ПД-регулятора, алгоритм работы которого описан в [1].

Проверка эффективности и работоспособности предложенного алгоритма. Для подтверждения эффективности и работоспособности алгоритма работы СДС были проведены исследования с помощью методов имитационного моделирования.

Условия движения. Моделируется движение по двум типам твердого недеформируемого опорного основания: асфальт ($\mu_{smax} = 0,8$) и лед со снегом ($\mu_{smax} = 0,35$) в повороте с поддержанием постоянной скорости в течение всего времени движения. Угол поворота рулевого колеса нарастает от нуля до установленного значения в интервале времени от первой до второй секунды и далее сохраняет постоянное значение.

Характеристики автомобиля. В моделировании принимают участие два автомобиля с идентичными характеристиками за исключением системы привода. Передняя ось является управляемой в обоих случаях. Автомобиль № 1 — заднеприводный с возможностью передачи части крутящего момента на перед-

ную ось. Автомобиль № 2 — переднеприводный с возможностью передачи части крутящего момента на заднюю ось. Движение автомобилей осуществляется с одинаковой скоростью в одинаковых условиях. Сравнение характера движения автомобилей будет производиться как между собой, так и с их аналогами, но при отключенной СДС.

Основные технические характеристики автомобиля:

- полная масса автомобиля — 1240 кг;
- колесная база автомобиля — 2,47 м;
- колея колес автомобиля — 1,7 м;
- колесная формула — 4×4;
- максимальная мощность ДВС — 160 л.с. (при 8000 об/мин).

Результаты моделирования. В результате моделирования были получены серии траекторий движения. На рис. 4 представлены траектории движения заднеприводного и переднеприводного автомобилей без применения (СДС) по покрытию «лед со снегом». Из рисунка видно, что у заднеприводного автомобиля наблюдается занос задней оси, то есть автомобиль имеет избыточную поворачиваемость. У автомобиля с передним приводом наблюдается снос передней оси, и можно говорить о том, что автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, однако его движение устойчиво и поддается корректировке посредством подруливания управляемых колес. В данной ситуации в обоих случаях логично передавать часть крутящего момента на ведомые оси, что и было сделано далее.

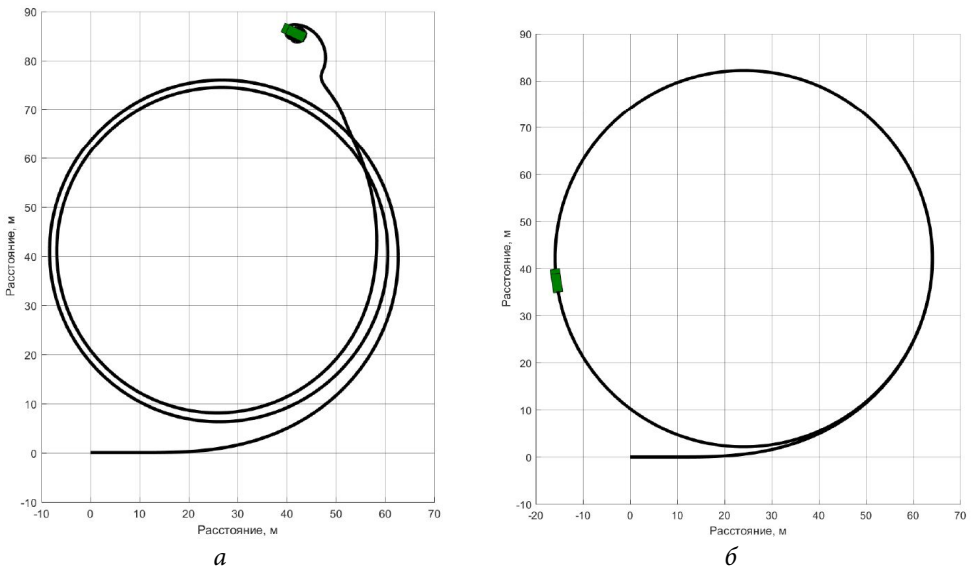


Рис. 4. Траектории движения заднеприводного (а) и переднеприводного (б) автомобилей в повороте без применения СДС по покрытию «лед со снегом»

На рис. 5 изображены траектории движения заднеприводного и переднеприводного автомобилей с применением СДС по покрытию «лед со снегом». Видно, что движение заднеприводного автомобиля стало устойчивым. Также

применение СДС оказало положительный эффект на движение переднеприводного автомобиля, который выражается в уменьшении радиуса поворота.

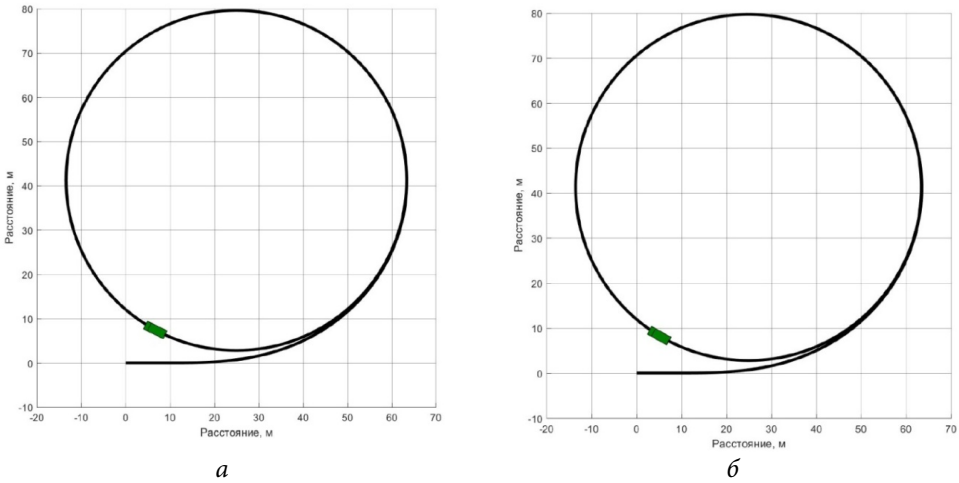


Рис. 5. Траектории движения заднеприводного (а) и переднеприводного (б) автомобилей в повороте с использованием СДС по покрытию «лед со снегом»

Ниже представлены зависимости изменения величины коэффициента h для заднеприводного (рис. 6, а) и переднеприводного (рис. 6, б) автомобилей с применением СДС по покрытию «лед со снегом».

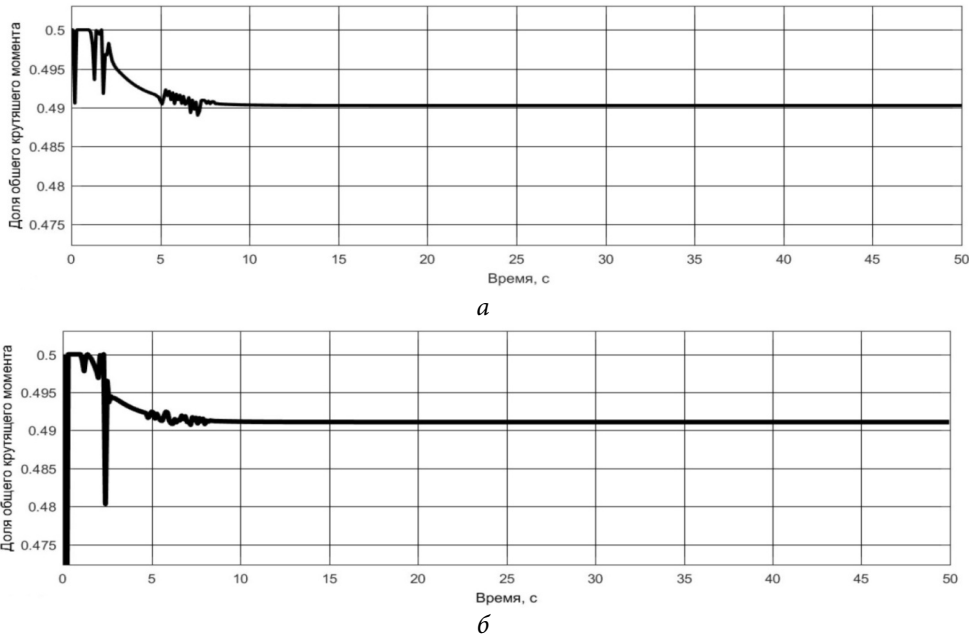


Рис. 6. Зависимость изменения величины коэффициента h заднеприводного (а) и переднеприводного (б) автомобилей с применением СДС по покрытию «лед со снегом» от времени

Видно, что зависимости (см. рис. 6) схожи, однако можно отметить, что в случае применения заднеприводного автомобиля с использованием СДС большая часть общего крутящего момента трансмиссии в данных условиях движения будет передаваться именно на заднюю ось. В переднеприводном автомобиле с использованием СДС большая часть момента передается на переднюю ось.

На рис. 7 и 8 представлены траектории движения заднеприводного и переднеприводного автомобилей без применения и с применением СДС по покрытию «асфальт» соответственно, но при большей скорости движения. Видно, что характер движения автомобилей полностью идентичен представленному ранее (см. рис. 4 и 5).

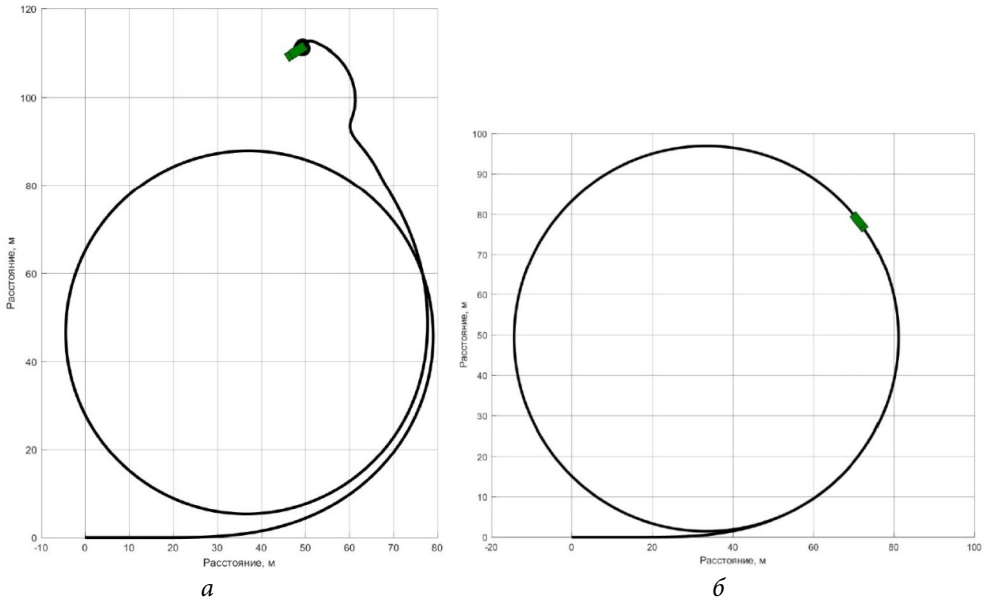


Рис. 7. Траектории движения заднеприводного (а) и переднеприводного (б) автомобилей в повороте без применения СДС по покрытию «асфальт»

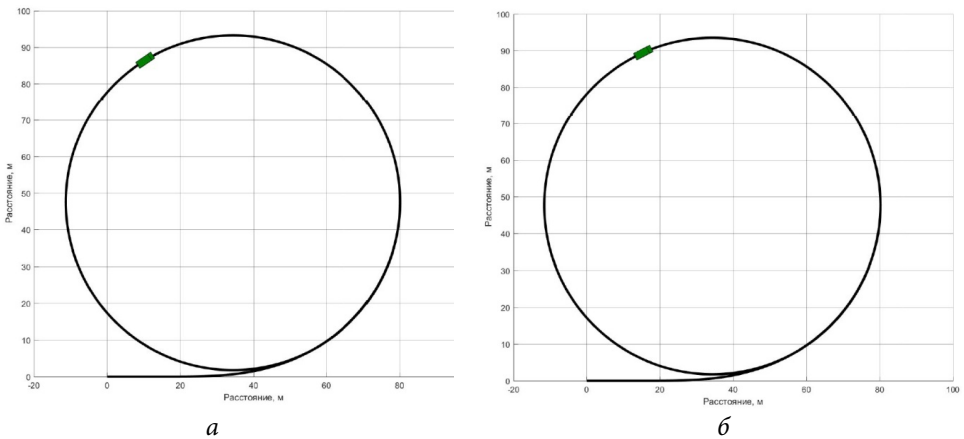


Рис. 8. Траектории движения заднеприводного (а) и переднеприводного (б) автомобилей в повороте с использованием СДС по покрытию «асфальт»

На рис. 9 приведены зависимости изменения величины коэффициента h для заднеприводного (часть *а*) и переднеприводного (часть *б*) автомобилей с применением СДС по покрытию «асфальт». Характер изменения зависимостей аналогичен, представленным выше (см. рис. 6).

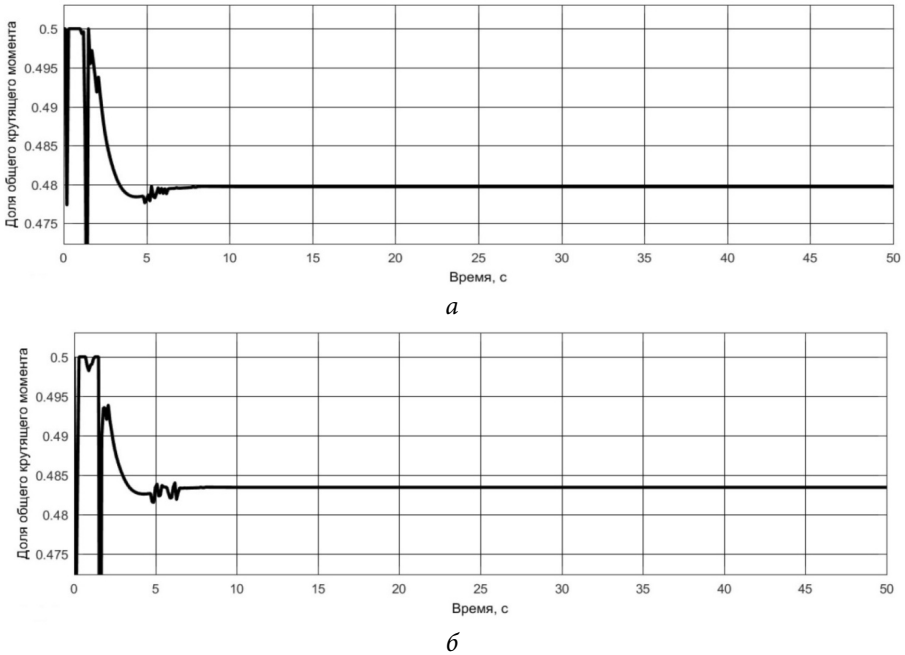


Рис. 9. Зависимость изменения величины коэффициента h заднеприводного (*а*) и переднеприводного (*б*) автомобилей с применением СДС по покрытию «асфальт» от времени

Выводы. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации для полноприводного двухосного автомобиля с подключаемой передней или задней осью. Данный алгоритм позволяет повысить траекторную и курсовую устойчивость при маневрировании. С помощью методов имитационного моделирования доказана эффективность предложенного алгоритма работы СДС.

Литература

[1] Жилейкин М.М. Стабилизация движения двухосных колесных машин за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 3, с. 31–39.

[2] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.

[3] Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. *Int. Vehicle Electron Conf.*, 1999, pp. 514–519.

[4] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master’s degree project. URL: https://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 01.03.2017).

- [5] Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 1997, vol. 2, pp. 1136–1140.
- [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. *J Automobile Eng.*, 2002, vol. 216, no. 2, pp. 115–124.
- [7] 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.
- [8] Смирнов Г.А. *Теория движения колесных машин*. Москва, Машиностроение, 1990. 352 с.

Эраносян Артем Ванович — студент кафедры «Колесные машины», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — М.М. Жилейкин, д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

TWO-AXIAL WHEELED VEHICLES MOTION STABILIZATION THROUGH TORQUE BIASING BETWEEN FRONT AND REAR AXES

A.V. Eranosyan

Artem-bmstu@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The study proposes an algorithm of dynamic stabilization system of a two-axle vehicle with a 4×4 wheel arrangement and an add-on front or rear axle, which allows preserving the course and trajectory stability of the car.

Keywords

Course stability, trajectory stability, dynamic stabilization system, torque biasing between axes

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Zhileykin M.M. Stabilization of motion of two-axle wheeled vehicles through the redistribution of torque between the driving wheels. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2017, no. 3, pp. 31–39.
- [2] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
- [3] Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. *Int. Vehicle Electron Conf.*, 1999, pp. 514–519.
- [4] Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Available at: https://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 01 March 2017).
- [5] Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proc. Amer. Contr. Conf.*, 1997, vol. 2, pp. 1136–1140.
- [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. *J Automobile Eng.*, 2002, vol. 216, no. 2, pp. 115–124.
- [7] Zhileykin M.M. Teoreticheskie osnovy povysheniya pokazateley ustoychivosti i upravly-aemosti kolesnykh mashin na baze metodov nechetkoy logiki [Theoretical foundations of increasing stability and controllability index of wheeled vehicle based on fuzzy logic methods]. Moscow, Bauman Press, 2016. 238 p.
- [8] Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [Wheeled vehicle moving theory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1990. 352 p.

Eranosyan A.V. — student, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — M.M. Zhileykin, Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.