

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.3.017

doi: 10.30987/2782-5957-2023-9-4-11

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Сергей Петрович Шец^{1✉}, Игорь Анатольевич Осипов²

^{1,2} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ shetssp@mail.ru

² bcinate@mail.ru

Аннотация

Рассмотрен вопрос обеспечения управляемости автомобиля при движении на горизонтальных опорных поверхностях дорожного покрытия с учетом импульсной поддержки коэффициента трения, и подтормаживания при вхождении в поворот и

выходе из него с помощью антиблокировочной системы и системы курсовой устойчивости.

Ключевые слова: управляемость, автомобиль, гистерезис, адгезия, коэффициент, трение, антиблокировочная система, радиус, поворот, скольжение.

Ссылка для цитирования:

Шец С.П. Влияние трения колеса с дорогой на управляемость автомобиля / С.П. Шец, И.А. Осипов // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 09. – С. 4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2023-9-4-11.

Original article

Open Access Article

THE EFFECT OF WHEEL FRICTION WITH THE ROAD ON THE STEERABILITY OF THE CAR

Sergey Petrovich Shets^{1✉}, Igor Anatolyevich Osipov²

^{1,2} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ shetssp@mail.ru

² bcinate@mail.ru

Abstract

The problem is considered which is connected with ensuring the steerability of the car when driving along horizontal support surfaces of the road, taking into account the impulse support of the friction factor and braking when going into and out of the corner with

the help of an antilock system and a dynamic stability control system.

Keywords: steerability, car, hysteresis, adhesion, coefficient, friction, anti-lock system, radius, corner, sliding.

Reference for citing:

Shets SP, Osipov IA. The effect of wheel friction with the road on the steerability of the car. Transport Engineering. 2023;9:4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2023-9-4-11.

Введение

Процесс трение колеса с дорогой является определяющим условием для обеспечения, устойчивости и управляемости

автомобиля в движении при различных дорожных условиях, что в значительной степени влияет на безопасность дорожного

движения на автомобильном транспорте. Экспертная практика показывает, что существующие методики расчета путей торможения, маневров автотранспортных средств при поворотах, разворотах, объездах препятствий, положенные в основу методических рекомендаций для проведения исследований в области автотехники не в полной мере способны воспроизвести фактические процессы движения автотранспортных средств с учетом изменившихся конструкций рулевых управлений и тормозных систем, особенно легковых автомобилей. Основной причиной сложившейся ситуации является изменение процессов трения колес автомобилей с дорожным по-

крытием. В настоящее время производителями легковых автомобилей широко используются антиблокировочные системы (ABS) и системы курсовой устойчивости (ESP) непосредственно являющиеся составной частью конструкции тормозных систем и рулевого управления. ABS предотвращает блокировку колес при торможении, а ESP их блокирует при повороте, обеспечивая необходимый уровень скольжения и коэффициент трения между шиной колеса и дорожным покрытием в определенных пределах, тем самым сохраняется заданная траектории движения автомобиля [3, 5, 6].

Материалы методы, результаты исследований

Известно, что процесс трения между шиной автомобильного колеса с дорожным покрытием имеет две составляющие: гистерезиса и адгезии (рис. 1).

Поверхностное сцепление, которое возникает в результате межмолекулярных связей между материалом шины (резина) и заполнителем в дорожном покрытии является адгезией, а сцепление, которое возникает при деформации материала шины гистерезисом.

Адгезионная составляющая, как правило имеет большее значение в сравнении с гистерезисной, особенно при движении автомобиля по сухому асфальтобетонному покрытию дороги. Однако при изменении дорожно-климатических условий, на дорожном покрытии появляются вода, грязь, снежный накат и др., что приводит к изменению процесса трения, и адгезионная составляющая резко уменьшается. Гистерезисная составляющая представляет потери энергии в материале шины (резине) и не значительно зависит от состояния дорожного покрытия. Для нивелирования влияния приведенных выше факторов следует применять шины из высоко гистерезисной резины с асимметричным рисунком протектора. По характеру относительного движения автомобильного колеса по дорожному покрытию различают трение: скольжения, сопровождающееся полной блокировкой колеса; качения, когда колесо полностью разблокировано; качения с про-

скольжением – импульсная, периодическая блокировка колеса. Переход от трения скольжения колеса по поверхности дороги к трению качения (растормаживание) и обратно (торможение) характеризуется уровнем скольжения, выражаемом в % (рис. 2).

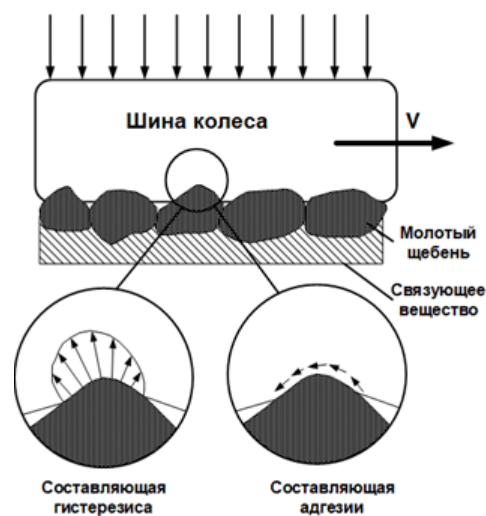


Рис.1. Процесс трения шины автомобильного колеса с дорожным покрытием

Fig.1. The friction process of a tire of an automobile wheel with a pavement

Коэффициент трения между шиной и дорожным покрытием изменяется при возникновении скольжения. При качении колеса без проскальзывания коэффициент трения почти равен нулю. При качении колеса с проскальзыванием он начинает уменьшаться и достигает минимальной величины при полной блокировке.

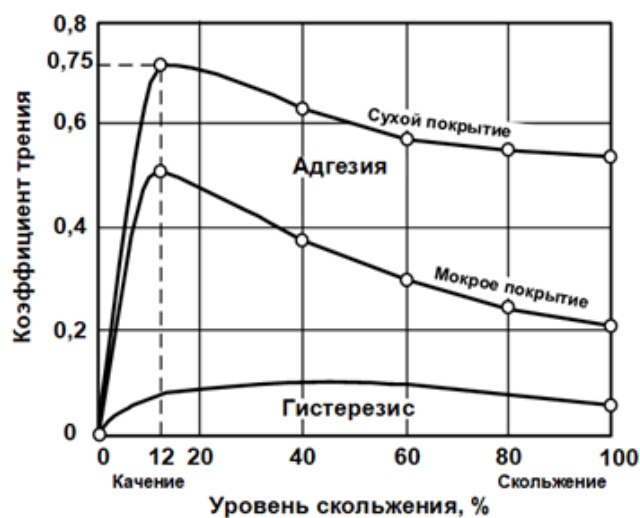


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от уровня скольжения автомобильного колеса

Fig. 2. The dependence of the coefficient of friction on the slip level of an automobile wheel

Уровень скольжения может быть определен как [4]

$$U_c = \frac{V_a - \omega r}{V_a} 100, \quad (1)$$

где V_a – скорость движения автомобиля, м/с; ω – угловая скорость вращения колеса, рад/с; r – кинематический радиус колеса, м.

Коэффициент трения, получающийся из трения адгезии и гистерезисного трения, с увеличением уровня скольжения в зависимости от условий возрастает по величине от 10 до 20 %. При мокром дорожном покрытии вклад трения адгезии уменьшается, таким образом, суммарный коэффициент становится ниже.

Максимальное пиковое значение коэффициента трения имеет место при уровне скольжения около 12 %, а ниже и выше этого значения коэффициент трения уменьшается. При торможении без ABS коэффициент трения соответствует уровню 100% скольжения. При использовании ABS реализуется сложный алгоритм работы с функцией противодействия заносу автомобилей с одной ведущей осью [2]. ABS удерживает скольжение на уровне 12 %, уменьшает тормозной путь и позволяет повысить маневренность автотранспортного средства.

Большинство современных легковых автомобилей оснащаются штатными электронными ABS, которые обладают высоким быстродействием и малой стоимо-

стью. ABS (рис. 3) включает индуктивные датчики частоты вращения для каждого колеса 5, электронный блок управления (ЭБУ) 3 и модулятор ABS 4. Датчики 5 постоянно передают импульсные сигналы в ЭБУ 3, тем самым фиксируется частота вращения каждого колеса. Если частота вращения какого-либо колеса уменьшается, в то время как частоты других увеличиваются, ЭБУ 3 дает сигнал модулятору ABS 4 создать быструю пульсацию давления тормозной жидкости в контуре этого колеса, мгновенно отпуская и вновь задействует тормоз, чтобы предотвратить проскальзывание заблокированного колеса.

Модулятор ABS 4 частично ослабляет прижатие тормозных накладок к тормозному диску на этом заблокированном колесе. Таким образом торможение с ABS происходит не непрерывно, а импульсно поддерживая коэффициент трения в пиковом значении.

Система курсовой устойчивости (ESP) может применяться совместно с системой ABS и предназначена для сохранения устойчивости и управляемости автомобиля при различных режимах движения, таких как торможение с отворотом, прохождения поворота и др. [3]. ESP кроме перечисленных выше датчиков и блоков дополнительно включает (рис. 3), датчик скорости поворота корпуса (кузова) автомобиля 2 вокруг своей оси, датчик угла

поворота рулевого колеса 1. Система курсовой устойчивости ESP включается в работу на случай экстренного маневрирования в тот момент, когда сочетание показаний датчиков 1 и 2 воспринимается ЭБУ 3 как приближение к критическому режиму. Восприняв эти сигналы ЭБУ 3 рассчитывает угол, на который должен повернуться автомобиль при данном повороте рулевого колеса. Если ЭБУ 3 рассчитал, что при данном повороте рулевого колеса кузов

автомобиля повернулся недостаточно, то он начинает активно вмешиваться в управление автомобилем. В данном случае ЭБУ 3 подает сигнал к модулятору ABS 4 на подтормаживание одного или нескольких колес, что приводит к возникновению поворачивающего момента относительно вертикальной оси, который предотвращает развитие аварийной ситуации и обеспечивает курсовую устойчивость.

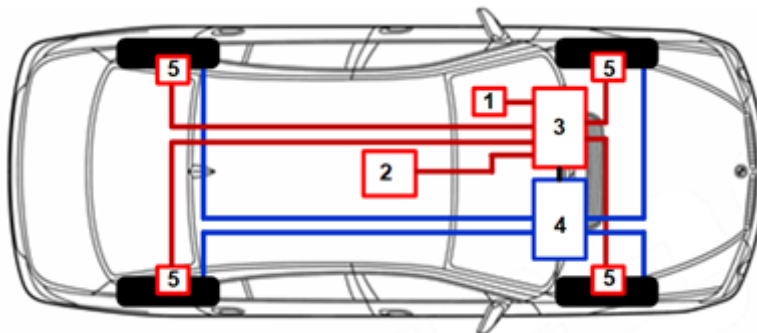


Рис. 3. Схема антиблокировочной системы и системы курсовой устойчивости автомобиля: 1 – датчик угла поворота рулевого колеса; 2 – датчик скорости поворота корпуса (кузова) автомобиля; 3 – электронный блок управления; 4 – блок антиблокировочной системы; 5 – индуктивные датчики частоты вращения колес

Fig. 3. Scheme of the anti-lock braking system and the vehicle's directional stability system:

1 – steering wheel angle sensor; 2 – speed sensor of the body (body) of the car; 3 – electronic control unit; 4 – block anti-lock braking system; 5 – inductive wheel speed sensors

Существующие методики расчета не позволяют определить величину, на которую автомобиль может отклоняться от прямолинейного движения в отвороте при объезде препятствия или в повороте из-за нескольких неизвестных параметров: изменение угловой скорости поворота рулевого колеса, изменение величин тормозных сил на подтормаживающих колесах автомобиля при работающих ABS и ESP.

Для приближенных расчетов, следует допустить, что передняя габаритная точка автомобиля перемещается по дуге окружности радиусом $R_{пр}$ (рис. 4), тогда можно установить жесткую взаимосвязь между поперечным отклонением от прямолинейного движения a и расстоянием S , на котором автомобиль отклонился на величину a . Такие зависимости можно представить, как:

$$S = \sqrt{2aR - a^2}, \quad (2)$$

$$a = R - \sqrt{R^2 - S^2}. \quad (3)$$

Если считать, что автомобиль движется по окружности в повороте, как показано на рис. 4, то и остальные точки, составляющие его геометрию (такие как центр задней оси, центр тяжести) будут также перемещаться по соответствующим дугам окружностей с определенными радиусами.

Таким образом, с учетом кинематики движения и габаритных размеров автомобиля можно установить следующие приближенные зависимости:

$$R_{пр} = \sqrt{\left[R_2 + \frac{B_a}{2}\right]^2 + l_2^2}, \quad (4)$$

где R_2 – радиус поворота от центра задней оси, м; B_a – габаритная ширина автомобиля, м; l_2 – расстояние от передней габаритной точки до задней оси, м;

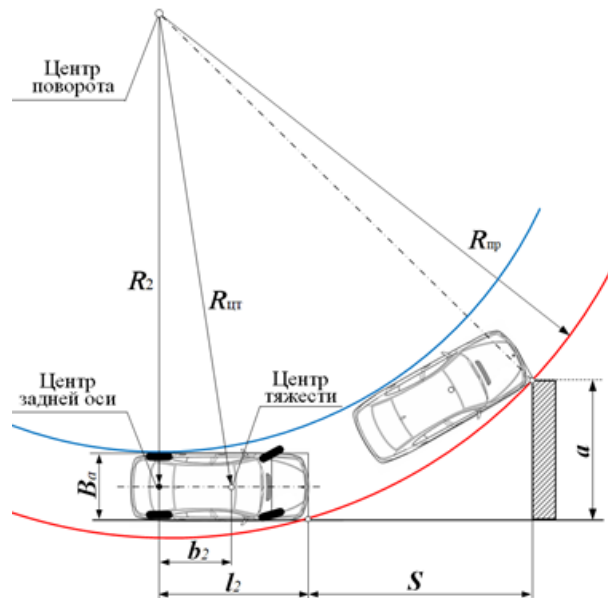


Рис. 4. Расчетная схема поворота автомобиля
Fig.4. Calculation scheme for turning the car

$$R_2 = \sqrt{R_{цт}^2 - b_2^2}, \quad (5)$$

где $R_{цт}$ – радиус поворота центра тяжести, м; b_2 – расстояние от центра тяжести до центра задней оси, м.

Согласно методическим рекомендациям по производству автотехнических экспертиз, разработанных Н. М. Кристи, минимальный радиус поворота центра тяжести предложено определять по формуле, учитывающей динамику автомобиля:

$$R_{цт} = \frac{V_{пов}^2}{127\varphi'}, \quad (6)$$

где $V_{пов}$ – скорость автомобиля в повороте, км/ч; φ' – коэффициент сцепления при боковом скольжении, $\varphi' = 0,8$ при сухом дорожном покрытии – асфальтобетон и цементобетон.

Методика расчета минимального радиуса поворота по предельному значению бокового сцепления колес с дорогой представленная выше, дает вполне удовлетворительный результат с не вступившими в работу системами ABS и ESP.

При обгонах, объездах препятствий, движении в затяжных поворотах при скорости движения автомобиля более 40 км/ч, когда радиус поворота центра тяжести составляет десятки метров, в работу вступают системы ABS и ESP. В таких условиях движения расчет радиуса поворота центра тяжести по формуле 6 не дает удовлетворительных результатов.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований получена формула для определения радиуса перемещения передней габаритной точки автомобиля по дуге окружности $R_{пр}$:

$$R_{пр} = \left(\frac{V_{пов}^2}{127\varphi'} + \frac{Ba}{2} \right) k_1, \quad (7)$$

где k_1 – эмпирический коэффициент, учитывающий работу систем ABS и ESP, $k_1 = 0,6$.

Тогда скорость автомобиля в повороте с учетом работы систем ABS и ESP определяется как:

$$V_{пов} = \sqrt{127\varphi' \left(R_{пр} k_1 - \frac{Ba}{2} \right)}. \quad (8)$$

При экстренном повороте фактическое значение $R_{пр}$ имеет условную, переменную величину, так как транспортное средство оснащенное исправным ABS и ESP может подтормаживать даже оставлять след торможения от одного колеса или более, тем самым сохранять курсовую устойчивость. Расстояние, которое может преодолеть автомобиль при движении по кривой S_{al} (рис. 5) при работающих системах ABS и ESP, будет меньше длины хорды S_x на 10 %. Схема для определения расстояния S при смещении автомобиля в поперечном направлении при перестроении без заноса представлена на рис. 6. Следует отметить, что движение автомобилей, имеющих системы ABS и ESP, будет осу-

ществляться по меньшему радиусу $R_{пр}$, и расстояние S заметно сократится.

С учетом ранее принятого допущения, при маневрах «обгон», «объезд препятствия», «затяжной поворот» передние габаритные точки автомобиля теоретически описывают дуги окружностей радиусом $R_{пр}$ (рис. 6), однако фактическая траектория их движения будет иной (рис. 5). При неизменном расстоянии a , на которое

автомобиль, оснащенный действующими системами ABS и ESP при движении на скорости свыше 40 км/ч сместиться поперечно в параллельную полосу движения, произойдет сокращение расстояния перестроения S из-за автоматического притормаживания определенным колесом или колесами с сохранением управляемости автомобиля.

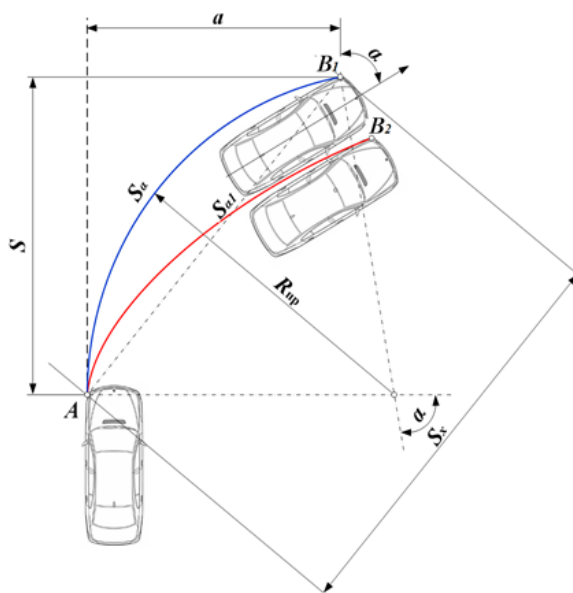


Рис. 5. Схема движения автомобиля в повороте
Fig. 5. Scheme of the movement of the car in a turn

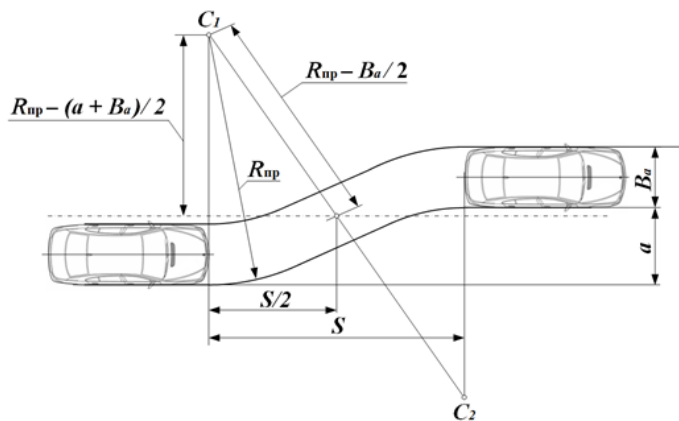


Рис. 6. Схема перестроения автомобиля без заноса
Fig. 6. Scheme of rebuilding a car without skidding

Согласно схеме перестроения автомобиля без заноса (рис. 6) можно получить зависимость между поперечным отклонением от прямолинейного движения a и расстоянием перестроения в полосу попутного движения S

$$S = \sqrt{2a(2R_{пр} - B_a) - a^2}, \quad (9)$$

Подставив в зависимость (9) величину радиуса перемещения передней габаритной точки автомобиля по дуге окружности $R_{пр}$ из формулы (7) для автомобиля не оснащенного системами ABS и ESP можно получить формулу для определения расстояния S , на котором он способен пе-

рестроится в параллельную полосу попутного движения:

$$S = \sqrt{\frac{V_{\text{пов}}^2 a}{31,75 \varphi'} - a^2}. \quad (10)$$

Для сравнительной оценки полученных результатов следует определить расстояния перестроения S в параллельную полосу движения для автомобиля, оснащенного и неоснащенного системами ABS и ESP, со следующими исходными данными:

- поперечное смещение в параллельную полосу попутного движения, $a = 3,75$ м;
- скорость автомобиля при перестроении, $V_{\text{пов}} = 60$ км/ч;
- эмпирический коэффициент, учитывающий работу систем ABS и ESP, $k_1 = 0,6$;

$$S = \sqrt{2 \cdot 3,75 \left(\frac{60^2 \cdot 0,6}{63,5 \cdot 0,8} + 2(0,6 - 1) \right) - 3,75^2} = 17,2 \text{ м.}$$

Выводы

Современные легковые автомобили, как правило имеют объединенную систему антиблокировки и курсовой устойчивости, которая позволяет за счет изменения процесса трения между шинами колес автомобиля и дорожным покрытием уменьшать условный радиус поворота внешних передних габаритных точек при повороте рулевого колеса как налево, так и направо. При введении в формуле (9) эмпирическо-

Аналогично, для автомобиля оснащенного системами ABS и ESP при перестроении в параллельную полосу попутного движения для определения расстояния S , будет справедлива формула:

$$S = \sqrt{2a \left(\frac{V_{\text{пов}}^2 k_1}{63,5 \varphi'} + B_a (k_1 - 1) \right) - a^2}. \quad (11)$$

– проезжая часть – асфальтированная, горизонтального профиля, сухая (максимальное значение коэффициента сцепления при боковом скольжении шин, $\varphi' = 0,8$);

– габаритная ширина автомобиля $B_a = 2$ м.

Для автомобиля, неоснащенного системами ABS и ESP, используется формула (10)

$$S = \sqrt{\frac{60^2 \cdot 3,75}{31,75 \cdot 0,8} - 3,75^2} = 22,74 \text{ м.}$$

Для автомобиля, оснащенного системами ABS и ESP, используется формула (11):

го коэффициента k_1 , в расчетах предполагается, что маневрирование автомобиля оснащенного указанной выше системой, может осуществляться на более высокой скорости движения даже в режиме торможения, либо с меньшим на 24 % расстоянием S при перестроении в параллельную полосу попутного движения, что учитывается в формуле (11).

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Байда А.С. Системы безопасности, улучшающие устойчивость автомобиля / А.С. Байда, Д.И. Вакс // Фундаментальные и прикладные науки - основа современной инновационной системы: материалы международной научно-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых учёных, Омск, 02-13 февраля 2015 г. Омск : Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ), 2015. С. 3-7.
2. Жилейкин М.М. Алгоритм работы антиблокировочной системы тормозов с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью / М.М. Жилейкин, М.М. Журкин // Известия Московского государственного машиностроительного университета (МАМИ), 2020. № 1 (43). С. 51-56.
3. Зотов В.М. Повышение эффективности торможения колёсного транспортного средства, снабжённого антиблокировочными системами/ В.М. Зотов, В.Н. Хавронина, Е.В. Шишкина и др. // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2020. № 1 (57). С. 302-316.
4. Кузнецов, Ю.В. Сцепные качества автомобильных шин и дорожных покрытий: учеб. пособие / Ю.В. Кузнецов. М.: МАДИ, 2022. 158 с.
5. Масюков М.И. Системы безопасности автомобиля Lada Granta / М.И. Масюков, Л.П. Кузнецова // Современные автомобильные материалы

и технологии: сборник научных статей VI Международной научно-техн. конф., Курск, 28 ноября 2014 г. / ред. кол. Е.В. Агеев (отв. ред.). Курск : Юго-Западный гос. ун-т (ЮЗГУ), 2014. С. 106-109.

6. Попов А.И. Обзор современных систем активной безопасности и систем автоматического

управления автомобилем / А.И. Попов, И.В. Котенко О.О. Франсис // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), 2011. № 3 (26). С. 12-16.

REFERENCES

1. Bayda AS, Vaks DI. Safety systems that improve the car stability. Proceedings of the Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists, February 02-13, 2015: Fundamental and Applied Sciences are the Basis of a Modern Innovation System; Omsk: Siberian State Automobile and Highway University (SibADI); 2015.
2. Zhileikin MM, Zhurkin MM. Algorithm of anti-lock braking system operation with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2020;1(43):51-56.
3. Zotov VM, Khavronina VN, Shishkina EV. Improving the braking efficiency of a wheeled vehicle equipped with anti-lock systems. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo Agrouniversitetskogo Kompleksa: Nauka i Vishee Professionalnoe Obrazovanie*. 2020;1(57):302-316.
4. Kuznetsov YuV. Adhesive qualities of automobile tires and road surfaces: textbook. Moscow: MADI; 2022.
5. Masyukov MI, Kuznetsova LP. Lada Granta car security systems. Collection of Scientific Papers of the VI International Scientific and Technical Conference, Nov 28, 2014: Modern Automotive Materials and Technologies; Kursk: South-Western State University (SWSU); 2014.
6. Popov AI, Kotenko IV, Francis OO. Review of modern active safety systems and automatic car control systems. *Vestnik MADI*. 2011;3(26):12-16.

Информация об авторах:

Щец Сергей Петрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 56-09-95, e-mail: shetssp@mail.ru.

Shets Sergey Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Auto-mobile Transport at Bryansk State Technical University, phone: (4832) 56-09-95, e-mail: shetssp@mail.ru.

Осипов Игорь Анатольевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 56-09-95, e-mail: bcnate@mail.ru.

Osipov Igor Anatolyevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobile Transport at Bryansk State Technical University, phone: (4832) 56-09-95, e-mail: bcnate@mail.ru.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 10.07.2023; одобрена после рецензирования 18.08.2023; принята к публикации 28.08.2023. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 10.07.2023; approved after review on 18.08.2023; accepted for publication on 28.08.2023. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.