

АЛГОРИТМ РАБОТЫ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ОДНОЙ ВЕДУЩЕЙ ОСЬЮ С АДАПТИВНЫМ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТОРМОЗНЫХ УСИЛИЙ

д.т.н. Жилейкин М.М., Чугунов Д.С.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Москва, Россия
jileykin_m@mail.ru, dan0634@mail.ru

Главным предназначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийной ситуации. При возникновении такой ситуации система самостоятельно (без участия водителя) оценивает вероятную опасность и при необходимости предотвращает ее путем активного вмешательства в процесс управления автомобилем.

Одним из способов повышения активной безопасности автомобилей при торможении является использование антиблокировочных систем (АБС). Основными проблемами в обеспечении работы АБС, построенных на разных принципах управления и с разными параметрами управления, являются невозможность прямого определения скорости автомобиля и, как следствие, коэффициента буксования, а также невозможность эффективно реагировать на изменяемые дорожные условия в процессе торможения. Например, при торможении на скользкой опорной поверхности и попытке объехать находящееся впереди препятствие существует опасность потери сцепления колес с дорогой и возникновения заноса. Разработанные в настоящее время алгоритмы работы АБС не обеспечивают предотвращение возникновения и развития заноса в указанных выше условиях.

Целью работы является повышение устойчивости и управляемости двухосных автомобилей с одной ведущей осью при торможении за счет адаптивного перераспределения тормозных усилий на колесах. Предложен алгоритм работы антиблокировочной системы с адаптивным перераспределением тормозных усилий на колесах автомобиля. Благодаря данному алгоритму, при торможении на скользкой опорной поверхности двухосного автомобиля с одной ведущей осью обеспечивается не только отсутствие блокировки колес, но и противодействие заносу. Методами имитационного моделирования доказаны работоспособность и эффективность предложенного алгоритма при торможении двухосного автомобиля с одной ведущей осью на скользкой опорной поверхности.

Ключевые слова: антиблокировочная система автомобиля; устойчивость и управляемость автомобиля; противодействие заносу.

Для цитирования: Жилейкин М.М., Чугунов Д.С. Алгоритм работы антиблокировочной системы для двухосных автомобилей с одной ведущей осью с адаптивным перераспределением тормозных усилий // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 93–100. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-93-100.

Введение

Одним из путей решения проблемы повышения активной безопасности автомобилей при торможении является применение антиблокировочных систем (АБС). Законодательные органы ряда стран, признав этот факт, побуждают производителей автомобилей внедрять АБС. Так, в России все автобусы категории М2 с числом пассажирских мест свыше 8 в обязательном порядке оснащаются АБС (в ЕЭС с 2004 года АБС оснащается каждый новый автомобиль). Одновременно совершенствуются алгоритмы управления работой

АБС, что обеспечивает повышение уровня контроля над параметрами движения автомобиля при торможении.

По параметрам регулирования АБС подразделяют на следующие типы [1–6]:

- по значению коэффициента скольжения колеса, соответствующего максимуму сцепления колеса (s -регулирование);
- по максимальному значению коэффициента взаимодействия (μ -регулирование);
- по значению и знаку параметра $d\mu/ds$, характеризующего степень приближения к максимуму сцепления (градиентное регулирование).

При использовании s -регулирования, как правило, применяются следующие основные алгоритмы и их комбинации [7–13]:

- использование режима равенства углового замедления колеса и линейного замедления автомобиля;
- определения коэффициента скольжения колеса и его дальнейшее поддержание в заданных пределах;
- использование порогового замедления тормозящего колеса.

Большинство недостатков s -регулирования обусловлено тем, что ни проскальзывание, ни замедление колеса не несут достаточной информации для определения оптимального управления тормозными усилиями. Основными проблемами в обеспечении работы АБС, построенных на разных принципах и с разными параметрами регулирования, являются невозможность непосредственного определения скорости автомобиля, следовательно – коэффициента скольжения, а также невозможность эффективного реагирования на изменение дорожных условий при торможении.

Цель работы: повышение устойчивости и управляемости двухосных автомобилей при торможении за счет адаптивного перераспределения тормозных усилий на колесах.

Алгоритм оценки параметров движения автомобиля при торможении

В процессе торможения с увеличением тормозного момента колесо, как известно, замедляется. В определенный момент времени замедление колеса превышает величину, которую замедление автомобиля физически превзойти не может. Дальнейшее увеличение тормозного момента увеличивает исключительно замедление колеса, а не транспортного средства. Физическое замедление автомобиля определяет пороговое значение замедления $\dot{\omega}_n$ колеса, и можно приближенно вычислить так:

$$\dot{\omega}_n = \frac{a_{OX_T}}{r_s},$$

где a_{OX_T} – проекция текущего линейного вектора ускорения a_O центра O колеса (рис. 1) на плоскость его вращения; r_s – статический радиус колеса.

Для определения a_{OX_T} рассмотрим план ускорений для центра колеса при криволинейном движении автомобиля и примем допуще-

ние о том, что плоскость качения колеса перпендикулярна ровному опорному основанию.

Ускорение a_O (рис. 1) точки O (центр колеса) при плоском движении равно векторной сумме ускорения a_C центра масс автомобиля (точка C) и ускорения a_{OC} точки O при вращательном движении вокруг полюса C :

$$a_O = a_C + a_{OC} \quad (1)$$

На рис. 1 обозначено: C – центр масс автомобиля; O – центр колеса автомобиля; CXY – оси связанной с центром масс автомобиля системы координат; OX_TY_T – оси связанной с центром колеса автомобиля системы координат; a_C – вектор ускорения центра масс автомобиля; a_O – вектор ускорения центра колеса автомобиля; a_{OC}^τ – вектор касательного ускорения; a_{OC}^n – вектор нормального ускорения; a_{OX_T} – проекция текущего линейного вектора ускорения a_O центра O колеса на ось X_T ; Θ – угол поворота управляемого колеса; ω_z – угловая скорость вращения автомобиля относительно вертикальной оси.

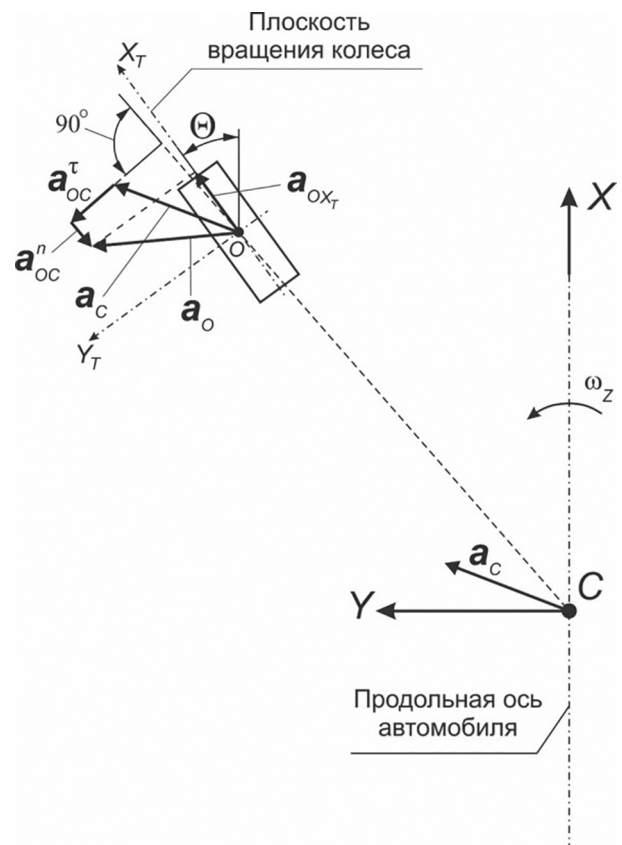


Рис. 1. План ускорений для центра колеса при криволинейном движении автомобиля

Fig. 1. Acceleration plan for the center of the wheel during curvilinear motion of vehicle

Учитываем, что вектор переносной скорости V_{OC} точки O относительно полюса C в связанной системе координат:

$$V_{OC} = \omega \cdot OC, \quad (2)$$

где $\omega = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]$ – вектор угловой скорости точки O относительно точки C ; $OC = [x_o, y_o, z_o]$ – радиус-вектор от точки O до точки C в проекциях на оси связанной системы координат CXY .

Тогда

$$a_{OC} = \varepsilon \cdot OC + \omega(\omega \cdot OC), \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt}, \quad (3)$$

где ε – вектор углового ускорения автомобиля.

Отметим, что вектор ускорения a_{OC} состоит из касательной и нормальной составляющих:

$$a_{OC}^{\tau} = \varepsilon \cdot OC, \quad a_{OC}^n = \omega(\omega \cdot OC). \quad (4)$$

Вектор касательного ускорения a_{OC}^{τ} направлен перпендикулярно лучу CO . Вектор нормального ускорения a_{OC}^n направлен от центра колеса O к центру масс C автомобиля.

Тогда модуль вектора $|a_{OX_T}| = a_{OX_T}$ можно определить так:

$$a_{OX_T} = a_{OX} \cos \Theta + a_{OY} \sin \Theta, \quad (5)$$

где a_{OX}, a_{OY} – проекции вектора ускорения a_O центра O колеса на оси X и Y связанной с центром масс автомобиля системы координат.

Назначение тормозных моментов на колесах

Тормозной момент M_{Ti} на i -м колесе с учетом работы АБС может быть определен так:

$$M_{Ti} = h_{brake} h_{ABSi} h_{fbi} T_{max}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (6)$$

где $h_{brake} = [0 \dots 1]$ – степень нажатия водителем на педаль тормоза; $h_{ABSi} = [0 \dots 1]$ – степень снижения действующего тормозного момента на i -м колесе за счет работы АБС; $h_{fbi} = [0 \dots 1]$ – степень перераспределения тормозного момента на i -м колесе при торможении на прямой (учет перераспределения нормальных реакций между колесами передней и задней осей); T_{max} – максимальный тормозной момент, развиваемый колесным тормозным механизмом; N – число колес автомобиля.

Значение h_{ABSi} может быть определено так:

$$h_{ABSi} = \left| \frac{\dot{\omega}_{пор}}{\dot{\omega}_i} \right| \frac{\omega_i}{\omega_{max}}, \quad i = 1, \dots, N,$$

$$\omega_{max} = \max(\omega_i, i = 1, \dots, N), \quad (7)$$

где ω_i – текущая угловая скорость вращения i -го колеса.

Сомножитель $\left| \frac{\dot{\omega}_{пор}}{\dot{\omega}_i} \right|$ в формуле (7) позволяет обеспечить снижение тормозного момента на i -м колесе в случае увеличения его углового замедления $\dot{\omega}_i$ выше порогового значения $\dot{\omega}_{пор}$. Второй сомножитель $\frac{\omega_i}{\omega_{max}}$ позволяет дополнительно корректировать снижение тормозного момента, ориентируясь на самое быстрое колесо автомобиля.

Адаптивный алгоритм перераспределения тормозных усилий на колесах автомобиля

При торможении автомобиля на прямолинейном участке движения под действием инерционных сил произойдет «клевок» автомобиля вперед, и задние колеса оvoidятся от нормальных нагрузок, а передние воспримут дополнительную нагрузку. Тогда для двухосного автомобиля динамическая нормальная нагрузка R_{1d} на колеса передней оси и R_{2d} на колеса задней оси можно определить так:

$$R_{1d} = R_{1s} + \Delta R_1, \quad R_{2d} = R_{2s} - \Delta R_2,$$

$$R_{1s} = \frac{M l_1}{L}, \quad R_{2s} = \frac{M l_2}{L},$$

где R_{1s}, R_{2s} – нормальные реакции на колесах передней и задней оси соответственно в статическом положении; $\Delta R_1, \Delta R_2$ – приращение нормальных реакций на переднюю и заднюю оси соответственно при торможении; M – вес поддрессоренных частей автомобиля; l_1, l_2 – расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней оси соответственно; $L = l_1 + l_2$ – колесная база автомобиля.

Приращение нормальных реакций на переднюю и заднюю оси ΔR_1 и ΔR_2 в предположении, что жесткости подвесок всех колес примерно равны, определим следующим образом:

$$\Delta R_1 = M \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2},$$

$$\Delta R_2 = M \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{l_2}{l_1^2 + l_2^2}, \quad (8)$$

где $|a_{Cx}|$ – модуль проекции ускорения центра масс на ось X связанной системы координат; h_c – высота центра масс автомобиля.

Определим величину $h_{fbi} = \frac{R_{id}}{R_{is}}$. Тогда с учетом выражений (8) окончательно получим для торможения автомобиля на прямолинейном участке движения ($|\Theta| \leq 3^\circ$):

– для колес передней оси,

$$h_{fb1,3} = 1 + \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{L}{l_1^2 + l_2^2};$$

– для колес задней оси.

$$h_{fb2,4} = 1 - \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{L}{l_1^2 + l_2^2}. \quad (9)$$

Если $|\Theta| \leq 3^\circ$, то $h_{fbi} = 1$.

Проверка работоспособности и эффективности алгоритма работы АБС

Были проведены теоретические исследования торможения автомобиля с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения рассмотрены в [14–19].

Проверка работоспособности и эффективности предложенного алгоритма методами имитационного моделирования показывает, что при экстренном торможении на скользкой дороге (коэффициент сцепления при полном скольжении 0,35) легкового автомобиля полной массой 6000 кг при начальной скорости 60 км/ч с одновременным поворотом рулевого колеса (попытка водителя объехать препятствие) приводит к сносу передней оси. Траектория движения автомобиля при торможении представлена на рис. 2.

Для предотвращения развития сноса передней оси необходимо сначала провести

распознавание возникновения и развития этого процесса. Для этого воспользуемся результатами работы [20], где в качестве диагностического признака наступления сноса передней или заноса задней осей автомобиля используется параметр $\delta_V = \|V_{C1}\| - \|V_{C2}\|$, представляющий собой разность оценки линейных скоростей центра масс автомобиля сначала с помощью линейной скорости центра передней оси (вектор V_{C1}), а потом – линейной скорости центра задней оси (вектор V_{C2}). На рис. 3 показан график изменения во времени диагностического признака δ_V при торможении автомобиля.

Как видно из графика на рис. 3, диагностический признак при торможении $\delta_V > 0$, что указывает на возникновение сноса передней оси.

Для противодействия сносу передней оси необходимо создать момент противовращения за счет большего подтормаживания заднего внутреннего по отношению к направлению поворота колеса. Однако большее подтормаживание может привести к блокированию этого колеса, поэтому необходимо наоборот дополнительно растормаживать все колеса, кроме заднего внутреннего по отношению к направлению поворота. Тогда формула (6) для опре-

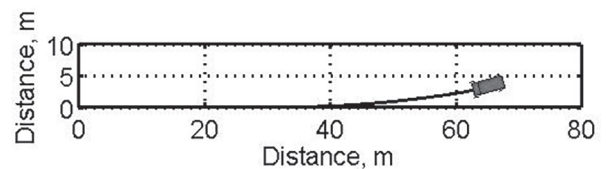


Рис. 2. Траектория движения автомобиля полной массой 6000 кг при торможении с АБС без функции противодействия сносу передней оси

Fig. 2. Trajectory of movement of a vehicle with a gross weight of 6000 kg when braking with ABS without anti-skid function of the front axle

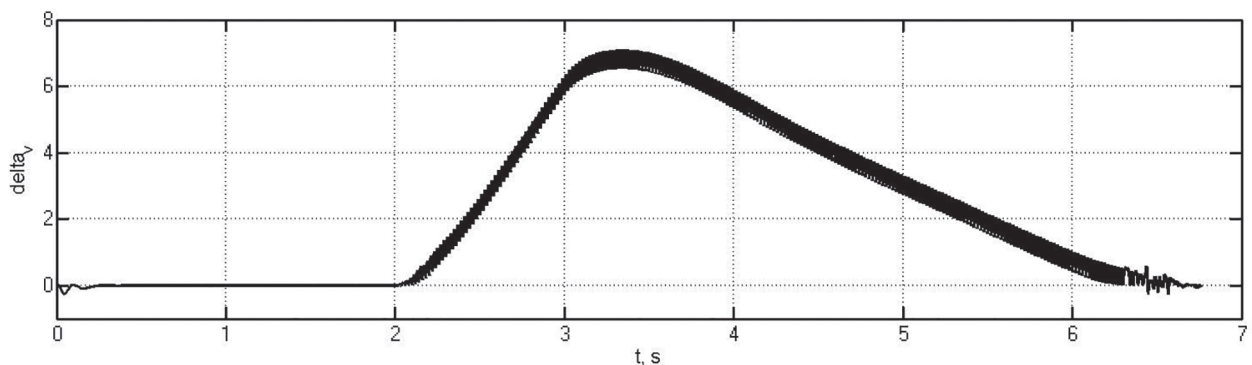


Рис. 3. График изменения во времени диагностического признака δ_V при торможении автомобиля

Fig. 3. The graph of the change in time of the diagnostic characteristics δ_V when braking the vehicle

деления тормозного момента на каждом колесе примет вид

$$M_{mi} = h_{brake} h_{ABSi} h_{fbi} h_{ESP_i} T_{max}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (10)$$

где $h_{ESP_i} = [0 \dots 1]$ – степень снижения действующего тормозного момента на i -м колесе за счет работы алгоритма противодействия сносу передней оси при торможении.

Тогда алгоритм определения значения $h_{ESP_i}, i = 1, \dots, N$ с учетом правила знаков, принятого при моделировании, должен быть следующим.

Если $\Theta_1 > 0^\circ$ (поворот налево) и $\delta_V > 0$ (снос передней оси), то $h_{ESP1} = h_{ESP3} = h_{ESP4} = 1 - C_u \delta_V; h_{ESP2} = 1$.

Если $\Theta_1 < 0^\circ$ (поворот направо) и $\delta_V > 0$ (снос передней оси), то $h_{ESP1} = h_{ESP2} = h_{ESP3} = 1 - C_u \delta_V; h_{ESP4} = 1$.

В приведенных выше формулах C_u – коэффициент усиления регулятора, который настраивается индивидуально для каждого автомобиля.

Для проверки эффективности и работоспособности методами имитационного моделирования предложенного алгоритма работы ABS при торможении было проведено моделирова-

ние движения двухосного автомобиля полной массой 6000 кг в тех же условиях, которые были описаны ранее. На рис. 4 представлена траектория движения автомобиля при торможении с ABS и с функцией противодействия сносу передней оси, на рис. 5 – зависимость курсовой скорости автомобиля от времени, на рис. 6 – графики изменения угловых скоростей колес от времени, на рис. 7 – показан график изменения во времени диагностического признака δ_V при торможении автомобиля.

Из рис. 4–7 видно, что колеса при торможении с ABS и с функцией противодействия сносу передней оси не блокируются, макси-

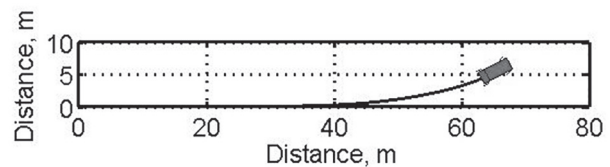


Рис. 4. Траектория движения автомобиля при торможении с ABS и с функцией противодействия сносу передней оси

Fig. 4. Vehicle trajectory when braking with ABS and anti-skid function of the front axle

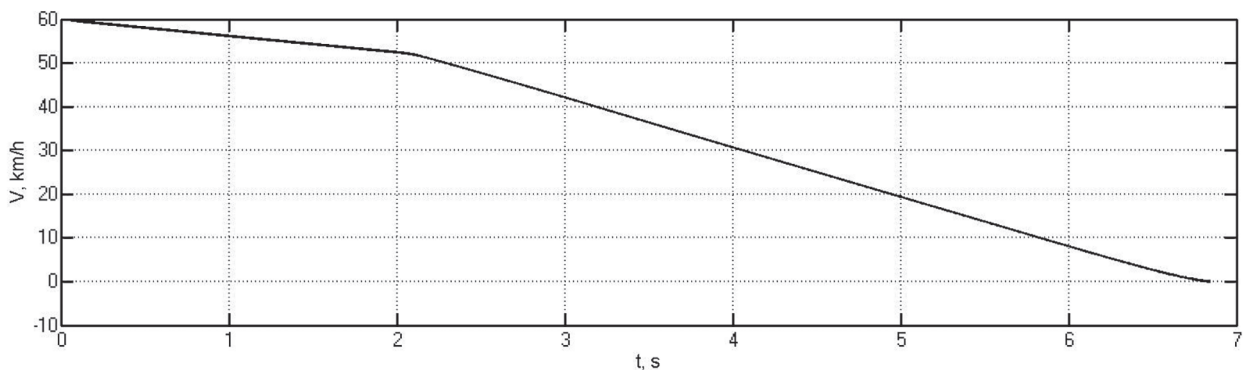


Рис. 5. Зависимость курсовой скорости автомобиля от времени

Fig. 5. Dependence of vehicle speed on time

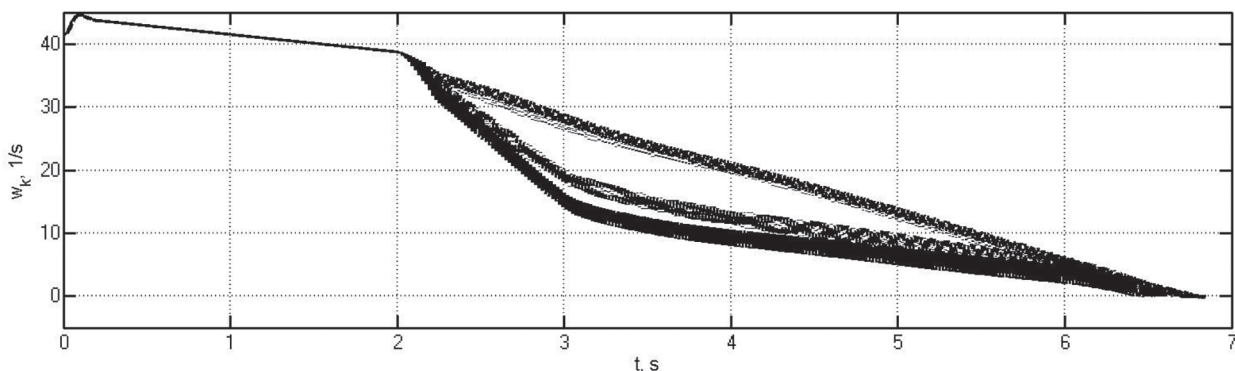


Рис. 6. Графики изменения угловых скоростей колес от времени

Fig. 6. Graphs of changes in angular speeds of wheels from time to time

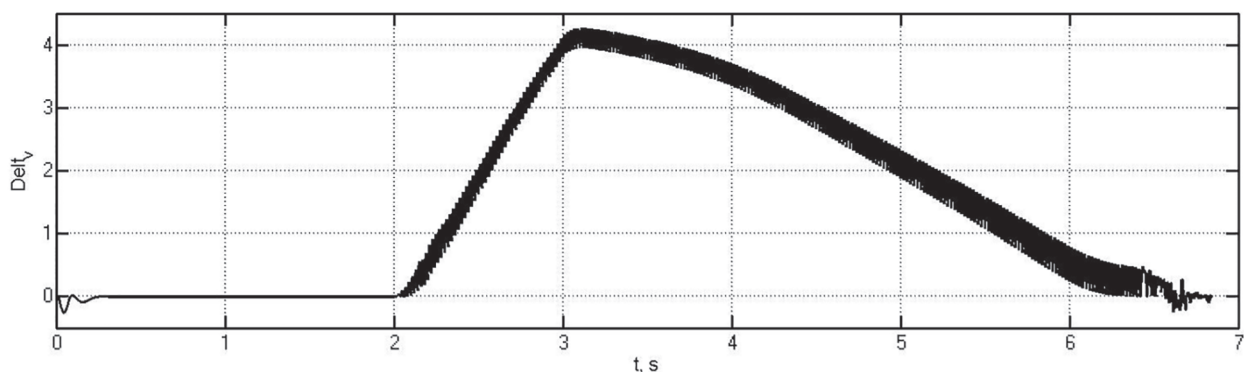


Рис. 7. График изменения во времени диагностического признака при торможении автомобиля с ABS и с функцией противодействия сносу передней оси

Fig. 7. The graph of the change in time of the diagnostic characteristics δ_v when braking a vehicle with ABS and with the function of countering the drift of the front axle

мальное значение диагностического признака δ_v уменьшилось на 40 %, что свидетельствует о работоспособности и эффективности предложенного алгоритма работы антиблокировочной системы с функцией противодействия сносу передней оси.

Выводы

Предложен алгоритм работы антиблокировочной системы с функцией противодействия сносу передней оси для двухосных автомобилей, отличающийся тем, что при торможении автомобиля на скользкой опорной поверхности с одновременным поворотом руля обеспечивается не только отсутствие блокировки колес, но и повышение управляемости автомобиля.

Методами имитационного моделирования торможения автомобиля на скользкой опорной поверхности с одновременным поворотом руля доказаны работоспособность и эффективность предложенного алгоритма работы антиблокировочной системы с функцией противодействия сносу передней оси.

Литература

1. Ergin, A.A., Kolomejtseva, M.B., Kotiev, G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) *Pribory i Sistemy Upravleniya*, (9), pp. 11–13.
2. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
3. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
4. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
5. Farhad Assadian. Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
6. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
7. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
8. N. Cesario, F. Tagliatela, M. Lavorgna. Adaptive Control Strategies for Electro-Mechanical Brakes. 25th Annual Brake Colloquium & Exhibition Orlando, Florida October 7–1, 2007.
9. Seongho Choi, Jinkoo Lee, Inyong Hwang. New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
10. Sohel Anwar, Behrouz Ashrafi. A Predictive Control Algorithm for an Anti-Lock Braking System. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
11. Wellstead P.E. and Petti N.B.O.L. Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller. IEE Proceeding Control Theory Application, Vol. 144, No. 5, 1997, pp. 413–426.
12. Yongping Hou and Yongling Sun. Fuzzy Slide Mode Control Method for ABS. SAE World Congress Detroit, Michigan March 8–11, 2004.
13. Zhileykin M.M. and Zhurkin M.M. Algorithm of

- anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. *Izvestiya MGTU MAMI*, No. 1 (43), 2020, pp. 51–56.
14. Belousov, B., Ksenevich, T.I., Vantsevich, V., Komissarov, D. 848 platform for studying terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels (2013) SAE Technical Papers, 9.
 15. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I., Miroshnichenko, A.V. 848 wheeled vehicle modeling in a multibody dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
 16. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, *Multibody Dynamics 2015*, pp. 1285–1296.
 17. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities interaction (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 1322–1328.
 18. Vol'skaya, N.S., Zhileykin, M.M., Zakharov, A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 315 (1), article № 012028.
 19. Wong, J.Y. *Theory of Ground Vehicles* / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. 560 p.
 20. A Antonyan, M Zhileykin and A Eranosyan The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012003.
- References**
1. Ergin, A.A., Kolomejtseva, M.B., Kotiev, G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) *Pribory i Sistemy Upravleniya*, (9), pp. 11–13.
 2. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 3. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 4. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 5. Farhad Assadian. Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
 6. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
 7. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress De-troit, Michigan March 4–7, 2002.
 8. N. Cesario, F. Tagliatalata, M. Lavorgna. Adaptive Control Strategies for Electro-Mtchanical Brakes. 25th Annual Brake Colloquium & Exhibition Orlando, Florida October 7–1, 2007.
 9. Seongho Choi, Jinkoo Lee, Inyong Hwang. New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
 10. Sohel Anwar, Behrouz Ashrafi. A Predictive Control Algorithm for an Anti-Lock Braking System. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
 11. Wellstead P.E. and Petti N.B.O.L. Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller. *IEE Proceeding Control Theory Application*, Vol. 144, No. 5, 1997, pp. 413–426.
 12. Yongping Hou and Yongling Sun. Fuzzy Slide Mode Control Method for ABS. SAE World Congress Detroit, Michigan March 8–11. 2004.
 13. Zhileykin M.M. and Zhurkin M.M. Algorithm of anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. *Izvestiya MGTU MAMI*, No. 1 (43), 2020, pp. 51–56.
 14. Belousov, B., Ksenevich, T.I., Vantsevich, V., Komissarov, D. 848 platform for studying terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels (2013) SAE Technical Papers, 9.
 15. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I., Miroshnichenko, A.V. 848 wheeled vehicle modeling in a multibody dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
 16. Keller, A.V., Gorelov, V.A., Vdovin, D.S., Taranenko, P.A., Anchukov, V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody

- Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015, pp. 1285–1296.
17. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities inter-action (2016) Procedia Engineering, 150, pp. 1322–1328.
18. Vol'skaya, N.S., Zhileykin, M.M., Zakharov, A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 315 (1), article No 012028.
19. Wong, J.Y. Theory of Ground Vehicles / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. 560 p.
20. A Antonyan, M Zhileykin and A Eranosyan The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012003.

ALGORITHM OF ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM FOR TWO-AXLE VEHICLES WITH ONE DRIVING AXLE WITH ADAPTIVE REDISTRIBUTION OF BRAKING FORCES

DSc in Engineering **M.M. Zhileykin, D.S. Chugunov**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
jileykin_m@mail.ru, dan0634@mail.ru

The main purpose of active vehicle safety systems is to prevent an emergency situation. If such a situation arises, the system independently (without the participation of the driver) assesses the probable danger and, if necessary, prevents it by actively intervening in the driving process.

One of the ways to increase the active safety of vehicles when braking is the use of anti-lock braking systems (ABS). The main problems in ensuring the operation of the ABS, built on different control principles and with different control parameters, are the impossibility of directly determining the vehicle speed and, as a result, the slip coefficient, as well as the inability to effectively respond to changing road conditions during braking. For example, when braking on a slippery supporting surface and trying to avoid an obstacle in front, there is a risk of losing traction and skidding. The algorithms of the ABS operation developed at present do not ensure the prevention of the occurrence and development of skidding under the conditions indicated above.

The aim of the work is to increase the stability and controllability of two-axle vehicles with one driving axle during braking due to the adaptive redistribution of braking forces on the wheels. An algorithm for the operation of an anti-lock braking system with adaptive redistribution of braking forces on the wheels of a vehicle is proposed. Thanks to this algorithm, when braking on a slippery surface of a two-axle vehicle with one driving axle, the absence of wheel blocking and also skid resistance are ensured. The efficiency and effectiveness of the proposed algorithm when braking a two-axle vehicle with one driving axle on a slippery supporting surface were proved by the methods of simulation.

Keywords: anti-lock braking system of a vehicle; stability and controllability of the vehicle; skid resistance.

Cite as: Zhileykin M.M., Chugunov D.S. Algorithm of anti-lock braking system for two-axle vehicles with one driving axle with adaptive redistribution of braking forces. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 93–100 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-93-100.