ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ. АГРОИНЖЕНЕРИЯ

DOI: 10.32786/2071-9485-2020-01-30

INCREASING THE BRAKING EFFICIENCY OF WHEELED VEHICLE WITH ANTI-LOCK SYSTEMS

V. M. Zotov¹, V. N. Khavronina¹, E. V. Shishkina¹, V. V. Bumagin²

¹Volgograd State Agrarian University, Volgograd

²Volgograd State University, Volgograd

Received 09.01.2020

Submitted 06.03.2020

Summary

This article presents the results of a theoretical and numerical study to improve the active safety of wheeled vehicles due to the efficiency of anti-lock braking systems (ABS). The effectiveness of the ABS is achieved by changing the response algorithm of the logical control unit of the ABS modulators according to the measured in real time angular velocity and pressure in the brake cylinder on the wheel. As a result, the braking distance is minimized during emergency braking of wheeled vehicles while maintaining controllability and directional stability.

Abstract

Introduction. To ensure the active safety of wheeled vehicles, anti-lock braking systems (ABS) are used. The ABS super-task is to minimize the braking distance in the absence of wheel lock while maintaining directional stability and handling. To do this, it is necessary to provide a ratio of the angular ω and longitudinal V speeds for each wheel at which the longitudinal slippage coefficient $S(\omega; V)$ of the wheel in the spot of contact with the road belongs to the gap

$$S = (S^* \pm \Delta S) < S_m, \quad (1)$$

where S_m is the value at which the coefficient of longitudinal adhesion $\varphi(S)$ of the wheel with the road is equal to its maximum value: $\varphi_m = \varphi(S_m)$.

Parameter S^* is set in such a way that, over a larger portion of the braking distance, the longitudinal adhesion coefficient φ would be close in magnitude to its maximum value:

$$\varphi(S^*) \approx \varphi_m = \varphi(S_m) \text{ при } S^* < S_m.$$

In this case, the negative longitudinal acceleration of the wheel axis relative to the road is on average close to its maximum. Thus, for the anti-lock system to fulfill the above-mentioned super-task, it is necessary to know at each moment of time the angular and longitudinal wheel speeds. The methods for determining the angular velocity of the wheel during braking are technically well developed and brought to an industrial design. But the measuring systems for the longitudinal speed of the wheel axis are much worse developed and have a number of significant drawbacks, the main of which are the complexity and high cost of these systems, as well as a large error in determining the longitudinal speed for most types of road surfaces. As a result of this, modern ABS only ensure that the wheel is not locked, but does not solve the problem of minimizing stopping distance during emergency braking.

Object. The object of research is the existing models of emergency wheel braking, specifics of the ABS, methods for determining the angular velocity and pressure in the brake cylinder on the wheel in real time. **Materials and methods.** The mathematical model of the emergency wheel braking process proposed by the authors and the methodology for solving it make it possible to express the longitudinal slip coefficient through technically provided and well-measured parameters: the angular velocity of the wheel ω and the pressure p in the brake cylinder on the wheel.

The mathematical model of the emergency wheel braking process is:

$$\begin{cases} I \cdot \dot{\omega} = -M_{tor}(t) + F \cdot R_k; \\ m \cdot \dot{V} = -F; \end{cases}, \quad (2)$$

where $M_{\text{tor}}(t)$ is the braking torque on the wheel at time t ; F – the force of adhesion of the wheel to the road; $m = \frac{P_z}{g}$; P_z – the normal load on the wheel axle; g – gravity acceleration; R_k – rolling radius of the wheel in the absence of slippage.

Since the braking torque $M_{\text{tor}}(t)$ on the wheel is proportional to the pressure p_{tor} in the brake cylinder of the wheel, then

$$\int_0^{t_n} M_{\text{tor}}(t) dt = k \cdot \int_0^{t_n} p_{\text{tor}}(t) dt \approx k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i, \quad (3)$$

where the proportionality coefficient k is determined by the design features of the brake mechanism; p_i is the pressure in the brake cylinder of the wheel at time t_i ; Δt is the time interval between pressure measurements (integration step).

Integrating (2) taking into account (3), we express the longitudinal speed V of the wheel through well-measured parameters:

$$V = \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i - I \cdot \omega}{m \cdot R_k}. \quad (4)$$

Results and conclusion. Using formula (4) and inequality (1), the region of the phase space (ω ; V) was determined, inside which we have optimal wheel braking: minimizing the braking distance in the absence of wheel lock:

$$\frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S_m}} < \omega_n < \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S^*}}. \quad (5)$$

Inequality (5) that limit this area can be used to form control commands in the ABS sensor logic control unit. The conducted computational experiments show the possibility of increasing the efficiency of the anti-lock systems by changing the algorithm for operating the ABS control unit logic control unit using existing wheel speed sensors and pressure sensors in the wheel brake cylinder. With appropriate software, such ABS will increase the active safety of wheeled vehicles by 15-20% by minimizing the braking distance while maintaining control over its handling and directional stability. In addition, tire wear is significantly reduced, since the total length of the tire slip path along the road surface is reduced.

Key words: *active safety, wheeled transport, emergency braking, anti-lock braking system, wheel lock, path minimization, angular speed, pressure, brake cylinder.*

Citation. Zotov V. M., Khavronina V. N., Shishkina E. V., Bumagin V. V. Increasing the braking efficiency of wheeled vehicle with anti-lock systems. *Proc. of the Lower Volga Agro-University Comp.* 2020. 1(57). 302-316 (in Russian). DOI: 10.32786/2071-9485-2020-01-30.

Author's contribution. All authors of this research paper have directly participated in the planning, execution, or analysis of this study. All authors of this paper have read and approved the final version submitted.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

УДК 629.3.077.2

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЁСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, СНАБЖЁННОГО АНТИБЛОКИРОВОЧНЫМИ СИСТЕМАМИ

В. М. Зотов¹, кандидат технических наук, доцент

В. Н. Хавронина¹, кандидат технических наук, доцент
Е. В. Шишкина¹, **В. В. Бумагин**²

¹ ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный аграрный университет», г. Волгоград

² ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный университет», г. Волгоград

Дата поступления в редакцию 09.01.2020

Дата принятия к печати 06.03.2020

Актуальность. Для обеспечения активной безопасности колёсного транспорта используются антиблокировочные системы (АБС). Сверхзадачей АБС является минимизация тормозного пути в отсутствие блокировки колёс при сохранении курсовой устойчивости и управляемости транспортом. Для этого необходимо обеспечить такое соотношение угловой ω и продольной V скоростей для каждого колеса, при котором коэффициент продольного проскальзывания $S(\omega; V)$ колеса в пятне контакта с дорогой принадлежит промежутку:

$$S = (S^* \pm \Delta S) < S_m, \quad (1)$$

где S_m – значение, при котором коэффициент продольного сцепления $\varphi(S)$ колеса с дорогой равен своему максимальному значению: $\varphi_m = \varphi(S_m)$.

Параметр S^* задаётся таким образом, чтобы на большем участке тормозного пути коэффициент продольного сцепления φ был близок по величине к своему максимальному значению:

$$\varphi(S^*) \approx \varphi_m = \varphi(S_m) \text{ при } S^* < S_m.$$

В этом случае отрицательное продольное ускорение оси колеса относительно дороги в среднем близко к своему максимуму. Для выполнения антиблокировочной системой вышеуказанной сверхзадачи необходимо знать на каждый момент времени угловую и продольную скорости колеса. Методики определения угловой скорости колеса в процессе торможения технически хорошо проработаны и доведены до промышленного исполнения. Но измерительные системы продольной скорости оси колеса разработаны значительно хуже и имеют ряд существенных недостатков, главными из которых являются сложность и дороговизна этих систем, а также большая погрешность в определении продольной скорости для большинства типов поверхности дорог. Вследствие этого современные АБС обеспечивают лишь недопущение блокировки колеса, но не решают задачи минимизации тормозного пути при экстренном торможении. **Объект.** Объектом исследований являются существующие модели экстренного торможения колеса, особенности работы АБС, методы определения угловой скорости и давления в тормозном цилиндре на колесе в режиме реального времени. **Материалы и методы.** Предложенная авторами математическая модель процесса экстренного торможения колеса и методология её решения дают возможность выразить коэффициент продольного проскальзывания через технически обеспеченные и хорошо измеряемые параметры: угловую скорость колеса ω и давление p в тормозном цилиндре на колесе. Математическая модель процесса экстренного торможения колеса имеет вид:

$$\begin{cases} I \cdot \dot{\omega} = -M_{TOP}(t) + F_{сц} \cdot R_k; \\ m \cdot \dot{V} = -F_{сц}; \end{cases}, \quad (2)$$

где $M_{TOP}(t)$ – тормозной момент на колесе на момент времени t ; $F_{сц}$ – сила сцепления колеса с дорогой;

$m = \frac{P_z}{g}$; P_z – нормальная нагрузка на ось колеса со стороны КТС; g – ускорение свободного падения; R_k

– радиус качения колеса в отсутствии проскальзывания.

Так как тормозной момент $M_{TOP}(t)$ на колесе пропорционален давлению p_{TOP} в тормозном цилиндре колеса, то:

$$\int_0^{t_n} M_{TOP}(t) dt = k \cdot \int_0^{t_n} p_{TOP}(t) dt \approx k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i, \quad (3)$$

где коэффициент пропорциональности k определяется конструктивными особенностями тормозного механизма; p_i – давление в тормозном цилиндре колеса на момент времени t_i ; Δt – промежуток времени

между измерениями давления (шаг интегрирования).

Интегрируя (2) с учётом (3), выразим продольную скорость V колеса через хорошо измеряемые параметры:

$$V = \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i - I \cdot \omega}{m \cdot R_k}. \quad (4)$$

Результаты и выводы. С помощью формулы (4) и неравенства (1) была определена область фазового пространства $(\omega; V)$, внутри которой имеем оптимальное торможение колеса – минимизация тормозного пути в отсутствие блокировки колёс:

$$\frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S_m}} < \omega_n < \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S^*}}; \quad (5)$$

Неравенство (5), ограничивающее эту область, можно использовать для формирования управляющих команд в логическом блоке управления датчиками АБС. Проведённые вычислительные эксперименты показывают возможность повысить эффективность работы антиблокировочных систем за счёт изменения алгоритма срабатывания логического блока управления модуляторами АБС, используя существующие датчики угловой скорости колеса и датчики давления в тормозном цилиндре колеса. При соответствующем программном обеспечении такие АБС повысят активную безопасность колёсного транспорта на 15-20 % за счёт минимизации тормозного пути при сохранении контроля над его управляемостью и курсовой устойчивостью. Кроме того, значительно уменьшается износ шин, так как уменьшается совокупная длина пути скольжения шин по поверхности дороги.

Ключевые слова: активная безопасность транспорта, колёсный транспорт, КТС, экстренное торможение, антиблокировочная система, АБС, блокировка колёс.

Цитирование. Зотов В. М., Хавронина В. Н., Шишкина Е. В., Бумагин В. В. Повышение эффективности торможения колёсного транспортного средства, снабжённого антиблокировочными системами. *Известия НВ АУК*. 2020. 1(57). 302-316. DOI: 10.32786/2071-9485-2020-01-30.

Авторский вклад. Все авторы настоящего исследования принимали непосредственное участие в планировании, выполнении или анализе данного исследования. Все авторы настоящей статьи ознакомились и одобрили представленный окончательный вариант.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Введение. Колёсные транспортные средства (КТС) широко используются в сельском хозяйстве. При этом перевозка грузов осуществляется при любых погодных условиях, в любое время года и время суток по различным типам поверхности дорог. В этой связи возникает проблема активной безопасности колёсного транспорта при его экстренном торможении. Решением этой проблемы является обеспечение колёсного транспорта, и в первую очередь автомобилей, антиблокировочными системами (АБС). Основным требованием, предъявляемым к современным АБС при экстренном торможении КТС, является недопущение блокировки колеса при его продольной скорости больше 1 м/с [3]. АБС состоит из трех основных элементов: электронного блока управления, гидравлического блока, установленного в тормозной магистрали, и датчиков скорости колес, установленных на колёсах КТС. С помощью датчиков скорости определяется угловая скорость вращения колеса. При торможении, как только датчик определяет, что колесо начинает блокироваться, электронный блок, обрабатывающий сигналы от всех датчиков, отдает управляющий импульс электромагнитным клапанам гидравлического блока. Если заторможенное колесо начало сколь-

зять, клапаны гидроблока понижают или временно прекращают подачу жидкости к рабочему тормозному цилиндру, снижая тем самым давление в рабочем тормозном цилиндре. Когда колесо вновь начинает вращаться, по достижении им некоторой угловой скорости электронный блок АБС снимает свою команду, клапаны открываются, и гидравлическое давление опять передается на тормозной механизм. Торможение и растормаживание колеса будут происходить периодически. За счёт таких действий сохраняется управляемость и курсовая устойчивость КТС при экстренном торможении или при плохой погоде, но не гарантируется уменьшение тормозного пути [4, 6]. Анализ дорожно-транспортных происшествий показал, что автомобили с АБС чаще становятся участниками аварий, чем автомобили с обычной тормозной системой. Так, на сухом покрытии отмечено увеличение ДТП на 42 %, а на влажном – даже на 65 % [4, 5, 11]. Специалисты считают, что наличие в автомобиле АБС создает у водителя иллюзию безопасности, в результате чего он не учитывает, что АБС не создает сцепления с дорогой — это прерогатива протектора и размеров пятна контакта покрышек колес. На сухом и влажном асфальтобетоне, на мягких грунтах, на поверхности типа «микст» тормозной путь оказывается больше, чем у автомобиля без АБС. В этой связи для улучшения активной безопасности колёсного транспорта встал вопрос о расширении возможностей АБС за счёт минимизации тормозного пути при сохранении контроля над его управляемостью и курсовой устойчивостью.

Материалы и методы. Требование минимизации тормозного пути выполняется, если при экстренном торможении продольная сила сцепления $F_{сц}$ колеса с дорогой в среднем близка к своему максимуму:

$$F_{сц} \approx \varphi_m \cdot P_z, \quad (1)$$

где P_z – нормальная нагрузка на ось колеса со стороны КТС; φ_m – максимальное значение коэффициента продольного сцепления колеса с дорогой.

Коэффициент продольного сцепления φ зависит от коэффициента продольного проскальзывания S колеса относительно дороги и описывается полуэмпирической функцией нелинейного вида с максимумом φ_m , при некотором значении коэффициента проскальзывания S_m (рисунок 1):

$$\varphi(S) = \frac{f_0 \cdot S}{a \cdot S^2 + b \cdot S + c}, \quad (2)$$

где a, b, c, f_0 – набор коэффициентов, определяющих сцепные свойства колеса с дорогой и характеризующих тип покрытия дороги; $S_m = \sqrt{\frac{c}{a}}$ [6].

Рисунок 1 – $(\varphi - S)$ – Диаграмма для различных типов поверхности дороги (автомобильное колесо – дорога): 1) $f_0 = 0,7$ – сухой асфальтобетон; 2) $f_0 = 0,4$ – мокрый асфальтобетон; 3) $f_0 = 0,1$ – обледенелый асфальтобетон

Figure 1 – $(\varphi - S)$ – Diagram for various types of road surface (car wheel - road): 1) $f_0 = 0,7$ – dry asphalt concrete; 2) $f_0 = 0,4$ – wet asphalt concrete; 3) $f_0 = 0,1$ – icy asphalt

Таким образом, для описания скоростного режима движения колеса необходимо знать коэффициент продольного проскальзывания S , который, в свою очередь, определяется соотношением угловой ω и линейной V скоростями колеса:

$$S = 1 - \frac{\omega \cdot R_k}{V}, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость колеса относительно его оси, V – продольная скорость оси колеса автомобиля относительно дороги; R_k – радиус качения колеса в отсутствии проскальзывания [1, 4].

Численные и экспериментальные исследования, проведенные различными авторами, показывают курсовую устойчивость КТС, если коэффициент продольного проскальзывания S не превышает значения S_m [1]. Поэтому первое требование к АБС – $\omega > 0$ при $V > 1$ м/с – также определяется значением коэффициента продольного проскальзывания S .

Пусть продольный коэффициент проскальзывания S колеса в пятне контакта с дорогой находится в районе некоторого значения S^* , не превышающего S_m :

$$S = (S^* \pm \Delta S) < S_m. \quad (4)$$

Параметр S^* задается таким образом, чтобы на большем участке тормозного пути продольный коэффициент сцепления φ колеса с дорогой был бы близок по величине к своему максимальному значению $\varphi(S^*) \approx \varphi_m = \varphi(S_m)$ при условии выполнении неравенства (4). В этом случае отрицательное продольное ускорение оси колеса относительно дороги в среднем близко к своему максимуму.

Рассмотрим экстренное торможение КТС на примере торможения одного колеса в фазовом пространстве (ω, V) . Для этого преобразуем выражение (3) к виду:

$$\omega = \left(\frac{1 - S}{R_k} \right) \cdot V. \quad (5)$$

Тогда при $S < S^* < S_m$ процесс торможения можно представить следующими графиками (рисунок 2).

Рисунок 2 – Области торможения колеса в фазовом пространстве (ω, V) :

1 – область курсовой устойчивости при экстренном торможении; 2 – область оптимального торможения; 3 – область курсовой неустойчивости при экстренном торможении. Точка А – кинематическое состояние колеса на начало торможения; АЕ – траектория оптимального торможения колеса; АД – траектория торможения колеса при курсовой неустойчивости

Figure 2 – Areas of braking of the wheel in the phase space (ω, V) :

1 – the area of directional stability during emergency braking; 2 – area of optimal braking; 3 – the area of exchange rate instability during emergency braking. Point A – the kinematic state of the wheel at the beginning of braking; AE – trajectory of optimal wheel braking; AD is the trajectory of braking of the wheel during directional instability

BO – график функции $\omega = \left(\frac{1 - S^*}{R_K} \right) \cdot V$; CO – график функции $\omega = \left(\frac{1 - S_m}{R_K} \right) \cdot V$;

AE – траектория оптимального торможения в соответствии с неравенством (4);

AD – траектория торможения при курсовой неустойчивости;

Точка $A(\omega_0, V_0)$ – кинематическое состояние колеса на начало торможения;

Точки $O(0;0)$, $E(0; V_E < 1 \text{ м/с})$, $D(0; V_D > 1 \text{ м/с})$ – кинематическое состояние колеса на момент его блокировки.

Графики BO и CO делят фазовое пространство (ω, V) на следующие области торможения: 1 – область курсовой устойчивости колеса; 2 – область оптимального торможения колеса; 3 – область курсовой неустойчивости колеса. Под оптимальным торможением понимают сохранение курсовой устойчивости и управляемости транспортом при наименьшей длине тормозного пути. Аналитически области торможения описываются следующими неравенствами:

1. область устойчивого движения автомобиля, при котором $0 < S < S^*$ и, следовательно, $\omega > \left(\frac{1 - S^*}{R_K} \right) \cdot V$;

2. область оптимального торможения автомобиля с АБС, при котором $S^* < S < S_m$ и, следовательно, $\left(\frac{1 - S_m}{R_K} \right) \cdot V < \omega < \left(\frac{1 - S^*}{R_K} \right) \cdot V$;

3. область неустойчивого движения автомобиля, при котором $S_m < S \leq 1$ и, следовательно, $0 \leq \omega < \left(\frac{1 - S_m}{R_k} \right) \cdot V$.

Таким образом, для удерживания автомобиля в той или иной области кинематического фазового пространства необходимо знать угловую и продольную скорости колеса на любой данный момент времени и уметь их корректировать.

Технология определения угловой скорости колеса разработана достаточно хорошо и широко используется в колёсном транспорте. Что касается технологии определения продольной скорости оси колеса, то она разработана значительно хуже и имеет ряд существенных недостатков. Главными из них являются техническая сложность и, следовательно, большая себестоимость исполнения датчиков линейной скорости, а также большая погрешность в определении такой скорости для большинства типов поверхности дорог. Поэтому АБС, с формированием командного сигнала в логическом блоке управления по параметрам ω и V , не получил широкого применения и используется только в авиационной технике [7]. В этой связи разработан ряд методик, в которых формирование командного сигнала в логическом блоке АБС основывается только на оценке состояния вращения колёс (например, соотношение угловых скорости ω и ускорения $\dot{\omega}$ колеса). Антиблокировочные системы, использующие такие методики, наиболее технически проработаны и доведены до промышленного исполнения, но обладают существенными недостатками, главными из которых являются большая погрешность в реализации неравенства (4), а также необходимость дополнительного времени на обработку косвенно измеряемых параметров [2, 9, 10]. Всё это значительно снижает эффективность работы АБС, сводя её функции лишь к недопущению блокировки колёс автомобиля при его экстренном торможении. В то же время, используя математическую модель процесса торможения колеса, предложенную в [6], можно точно определять точки нахождения затормаживаемого колеса в фазовом пространстве (ω, V) и соответственно регулировать моменты срабатывания АБС по хорошо измеряемым в процессе торможения параметрам без дополнительных временных и технических затрат. К таковым относятся угловая скорость ω вращения колеса относительно его оси и давление $p_{\text{тор}}$ в тормозном цилиндре колеса.

Результаты и обсуждение. Для определения точки нахождения затормаживаемого колеса в фазовом пространстве (ω, V) на каждый момент времени воспользуемся математической моделью процесса экстренного торможения колеса, описанной в [6]:

$$\begin{cases} I \cdot \dot{\omega} = -M_{\text{ТОР}}(t) + F_{\text{цп}} \cdot R_k; \\ m \cdot \dot{V} = -F_{\text{цп}}; \end{cases}, \quad (6)$$

где $M_{\text{ТОР}}(t)$ – тормозной момент на колесе на момент времени t ; $F_{\text{цп}}$ – сила сцепления колеса с дорогой; $m = \frac{P_z}{g}$; P_z – нормальная нагрузка на ось колеса со стороны КТС; g – ускорение свободного падения.

Исключив из системы уравнений параметр $F_{\text{цп}}$, получим:

$$I \cdot \dot{\omega} + M_{\text{ТОР}}(t) = -m \cdot \dot{V} \cdot R_k \quad (7)$$

Проинтегрируем (7) по времени и преобразуем полученное выражение, с учётом того, что на начало торможения выполняется равенство $V_0 = R_k \cdot \omega_0$:

$$I \cdot \omega + m \cdot V \cdot R_k = (I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - \int_0^t M_{TOP}(t) dt. \quad (8)$$

Тормозной момент M_{top} на колесе пропорционален давлению p_{top} в тормозном цилиндре колеса, поэтому:

$$\int_0^{t_n} M_{TOP}(t) dt = k \cdot \int_0^{t_n} p_{TOP}(t) dt \approx k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i,$$

где коэффициент пропорциональности k определяется конструктивными особенностями тормозного механизма; p_i – давление в тормозном цилиндре колеса на момент времени t_i ; Δt – промежуток времени между измерениями давления (шаг интегрирования).

С учётом предложенной замены выразим из выражения (8) параметр V :

$$V = \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i - I \cdot \omega}{m \cdot R_k}. \quad (9)$$

Подставим (9) в описанные выше условия, определяющие области торможения в фазовом пространстве (ω, V) :

1. область курсовой устойчивости при торможении колеса

$$\omega_n > \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S^*}}; \quad (10)$$

2. область оптимального торможения колеса

$$\frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S_m}} < \omega_n < \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S^*}}; \quad (11)$$

3. область курсовой неустойчивости при торможении колеса

$$0 < \omega_n < \frac{(I + m \cdot R_k^2) \cdot \omega_0 - k \cdot \Delta t \cdot \sum_{i=1}^n p_i}{I + \frac{m \cdot R_k^2}{1 - S_m}}. \quad (12)$$

Сочетание хорошо измеряемых и технически обеспеченных параметров ω и p_i дает возможность определять положение колеса в фазовом пространстве $(\omega; V)$. Формулы (10) и (11) можно использовать для формирования управляющих команд в логическом блоке управления датчиками АБС. Алгоритм формирования управляющей команды представлен на рисунке 3.

Компьютерное моделирование экстренного торможения автомобильного колеса на однородном дорожном покрытии «сухой асфальтобетон» в отсутствии АБС и при его наличии представлены на рисунках 4, 5, 6. Графики кинематических характеристик $\omega(t)$, $V(t)$ и динамических характеристик $M_{\text{тор}}(t)$, $\varphi(t)$, $S(t)$ получены методом Эйлера–Коши с контролем точности: начальный шаг интегрирования $\Delta t = 1 \cdot 10^{-3}$ с; локальная точность вычисляемых величин $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-3}$.

Рисунок 3 – Алгоритм срабатывания логического блока управления модуляторами АБС по угловой скорости колеса и накопленному давлению в тормозном цилиндре

Figure 3 – The response algorithm of the control unit for ABS modulators by the angular velocity of the wheel and the accumulated pressure in the brake cylinder

На рисунке 4 представлены результаты вычислительного эксперимента по модели, представленной системой уравнений (6), при торможении автомобильного колеса без регулятора тормозных сил (в отсутствие АБС).

На рисунке 5 представлены результаты вычислительного эксперимента при торможении автомобильного колеса с регулированием АБС по угловой скорости.

График тормозного момента $M_{TOP}(t)$ по модели (4) / Schedule of braking torque $M_{TOP}(t)$ according to model (4)

Графики угловой $\omega(t)$ и линейной $V(t)$ скорости / Graphs of the angular $\omega(t)$ and linear $V(t)$ velocities

Графики коэффициентов продольных сцепления $\varphi(t)$ и проскальзывания $S(t)$ / Graphs of the coefficients of longitudinal adhesion $\varphi(t)$ and slippage $S(t)$

Рисунок 4 – Графики изменения кинематических и динамических характеристик колеса при его торможении по поверхности «сухой асфальтобетон» в отсутствие АБС [тормозная система $M_{TOP} = M_0 \cdot t^n \leq 0,89 \cdot P_z \cdot R_d$ при $t \leq t_\omega$; время решения модели $T = 156 \cdot 10^{-3}$ с; момент блокировки колеса $t_\omega = 0,73$ с; момент остановки колеса $t_V = 3,15$ с] / Figure 4 – Graphs of changes in the kinematic and dynamic characteristics of the wheel during its braking on the surface of “dry asphalt concrete” in the absence of ABS [brake system $M_{TOP} = M_0 \cdot t^n \leq 0,89 \cdot P_z \cdot R_d$ at $t \leq t_\omega$; model decision time $T = 156 \cdot 10^{-3}$ s; wheel locking moment $t_\omega = 0,73$ s; wheel stopping time $t_V = 3,15$ s].

График тормозного момента M_{TOP} как функции времени t / Braking torque plot M_{TOP} as a function of time t

Графики угловой ω и линейной V скорости как функции времени t / Graphs of angular ω and linear V velocity as a function of time t

Графики коэффициентов продольных сцепления φ и проскальзывания S / Graphs of the coefficients of longitudinal adhesion φ and slippage S

Рисунок 5 – Графики изменения кинематических и динамических характеристик колеса, снабжённого АБС при его торможении по поверхности «сухой асфальтобетон». Тормозная система «Подпрограмма-АБС»; время решения модели $T = 719 \cdot 10^{-3}$ с; момент блокировки колеса $t_\omega = 3,1$ с; момент остановки колеса $t_V = 3,2$ с] / Figure 5 – Graphs of the kinematic and dynamic characteristics of the wheel equipped with ABS during braking on the surface of “dry asphalt concrete”. Brake system “Subprogram-ABS”; model decision time $T = 719 \cdot 10^{-3}$ s; wheel locking moment $t_\omega = 3,1$ s; wheel stopping time $t_V = 3,2$ s].

На рисунках 6 представлены результаты вычислительного эксперимента при экстренном торможении автомобильного колеса с регулятором тормозных сил с обратной связью (регулирование АБС по угловой скорости и давлению в тормозном цилиндре) в соответствии с моделью, представленной неравенством (10).

Рисунок 6 – Графики изменения кинематических и динамических характеристик колеса, снабжённого АБС, при его торможении по поверхности «сухой асфальтобетон». Характеристики АБС: $v=8$ Гц, $S^*=0,165$; момент блокировки колеса $t_{\omega}=2,7$ с; момент остановки колеса $t_v=2,8$ с; время решения модели $T=47 \cdot 10^{-3}$ с]

Figure 6 – Graphs of changes in the kinematic and dynamic characteristics of a wheel equipped with ABS during braking on the surface of «dry asphalt concrete». ABS characteristics: $v=8$ Гц, $S^*=0,165$; wheel locking moment $t_{\omega}=2,7$ с; wheel stopping moment $t_v=2,8$ с; model decision time $T=47 \cdot 10^{-3}$ с]

Выводы. Результаты проведенных исследований по повышению эффективности работы АБС при экстренном торможении колёсного транспорта показывают:

1. АБС с регулированием только по угловой скорости увеличивает длину тормозного пути от 1,5 % до 2 % по сравнению с длиной тормозного пути без АБС (рисунки 4 и 5);
2. АБС с регулированием по угловой скорости и давлению в тормозном цилиндре уменьшает длину тормозного пути на 15 % по сравнению с длиной тормозного пути колеса без АБС (рисунки 4 и 6) и на 16 % по сравнению с длиной тормозного пути при использовании АБС с регулированием только по угловой скорости (рисунки 5 и 6).

Разработанная численная модель (неравенство (11) и алгоритм на рисунке 3) определяется хорошо измеряемыми и технически обеспеченными параметрами ω и p_i , что даёт возможность определять положение колеса в фазовом пространстве $(V; \omega)$.

Неравенства (10) и (11) можно использовать для формирования управляющих команд в логическом блоке управления датчиками АБС. Проведённые исследования и полученные результаты дают возможность повысить эффективность работы антиблокировочных систем за счёт изменения алгоритма срабатывания логического блока управления модуляторами АБС, используя существующие датчики угловой скорости колеса и датчики давления в тормозном цилиндре колеса. При соответствующем программном обеспечении такие АБС повысят активную безопасность колёсного транспорта.

порта за счёт минимизации тормозного пути при сохранении контроля над его управляемостью и курсовой устойчивостью. Кроме того, значительно уменьшается износ шин, так как уменьшается совокупная длина пути скольжения шин по поверхности дороги.

Библиографический список

1. Балакина Е. В. Определение положения максимума (ф-S) – диаграммы для улучшения работы электронной системы управления торможением // Труды НАМИ. 2017 №1. С. 77-83.
2. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П. Особенности компьютерного моделирования в реальном времени процесса торможения автомобильного колеса // Мехатроника, автоматизация, управление. 2015. Т. 16. № 3. С. 174-182.
3. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П. Рекомендации по выбору моделей для расчёта (ф-S)-диаграмм автомобильных шин по критерию дорожных условий // Мехатроника, автоматизация, управление. 2016. Т. 17. № 2. С. 128-133.
4. Балакина Е. В., Сарбаев Д. С. К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса // Автомобильная промышленность. 2018. №10. С. 25-27.
5. Балакина Е. В., Сергиенко И. В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей // Автомобильная промышленность. 2019. №5. С. 16-19.
6. Зотов В. М., Хавронина В. Н., Жаринов Е. М. Физические основы аналитического описания процесса торможения с проскальзыванием автомобильного колеса // В сборнике: Science, society, progress proceedings of articles the international scientific conference. 2016. С. 8-16.
7. О возможности выбора оптимального численного метода для сокращения времени расчета параметров торможения автомобильного колеса / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, А. П. Федин, С. В. Тюрин // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 5-1 (16-1). С. 88-92.
8. Физический метод оценки коэффициента продольного проскальзывания автомобильного колеса на твёрдой поверхности. / В. М. Зотов, В. Н. Хавронина, Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2018. № 3 (51). С. 338-349.
9. Balakina E. V. Calculation of the Friction Coefficient between a Steady Elastic Wheel and a Solid Support Surface in the Presence of a Lateral Force // Journal of Friction and Wear. 2019. Vol. 40. No. 6. P. 573–579.
10. Balakina E. V. Calculation of the Geometric Position and the Sizes of the Static Friction and Sliding Friction Zones at the Point of Contact between an Elastic Wheel and a Firm Surface // Journal of Friction and Wear. 2017. Vol. 38, No. 2. P. 144–149.
11. Balakina E. V., Zotov N. M. Determination of the mutual arrangement of forces, reactions and friction zones in the contact zone of an elastic wheel with a solid surface // Journal of Friction and Wear. 2015. V. 36. № 1. P. 29-32.

Conclusions. The above studies and numerical simulations of emergency wheel braking in the absence of ABS (see Fig. 4) and the presence of ABS (see Fig. 5 and 6) show:

1. ABS with regulation only in angular speed increases the braking distance by 1.5-2% compared with the braking distance of a wheel without ABS (see Fig. 4 and 5);
2. ABS with angular speed and pressure control in the brake cylinder reduces the braking distance by 15%, compared with the braking distance of a wheel without ABS (see Fig. 4 and 6) and by 16% when using ABS with regulation only angular velocity (see. Fig. 5 and 6).

The developed numerical model (see inequality (11) and the Algorithm in Figure 3) is determined by well-measured and technically provided parameters ω and p_i , which makes it possible to determine the position of the wheel in the phase space ($V; \omega$).

Inequalities (10) and (11) can be used to form control commands in the ABS sensor logic control unit. The studies and the results obtained make it possible to increase the efficiency of the anti-lock systems by changing the response algorithm of the logical control unit

for ABS modulators, using existing wheel speed sensors and pressure sensors in the wheel brake cylinder. With appropriate software, such ABS will increase the active safety of wheeled vehicles by minimizing the braking distance while maintaining control over its handling and directional stability. In addition, tire wear is significantly reduced, since the total length of the tire slip path along the road surface is reduced.

References

1. Balakina E. V. Opredelenie polozheniya maksimuma (φ -S) - diagrammy dlya uluchsheniya raboty Jelektronnoj sistemy upravleniya tormozheniem // Trudy NAMI . 2017 №1. P. 77-83.
2. Balakina E. V., Zotov N. M., Fedin A. P. Osobennosti komp'yuternogo modelirovaniya v real'nom vremeni processa tormozheniya avtomobil'nogo kolesa // Mehatronika, avtomatizaciya, upravlenie. 2015. T. 16. № 3. P. 174-182.
3. Balakina E. V., Zotov N. M., Fedin A. P. Rekomendacii po vyboru modelej dlya raschjota (φ -S)-diagramm avtomobil'nyh shin po kriteriyu dorozhnyh uslovij // Mehatronika, avtomatizaciya, upravlenie. 2016. T. 17. № 2. P. 128-133.
4. Balakina E. V., Sarbaev D. S. K voprosu ob opredelenii koeficienta prodol'nogo skol'zheniya kolesa // Avtomobil'naya promyshlennost'. 2018. №10. P. 25-27.
5. Balakina E. V., Sergienko I. V. Primenenie raznyh radiusov kolesa v zadachah modelirovaniya svojstv aktivnoj bezopasnosti avtomobilej // Avtomobil'naya promyshlennost'. 2019. №5. P. 16-19.
6. Zotov V. M., Havronina V. N., Zharinov E. M. Fizicheskie osnovy analiticheskogo opisaniya processa tormozheniya s proskal'zyvaniem avtomobil'nogo kolesa // V sbornike: Science, society, progress proceedings of articles the international scientific conference. 2016. P. 8-16.
7. O vozmozhnosti vybora optimal'nogo chislennogo metoda dlya sokrascheniya vremeni rascheta parametrov tormozheniya avtomobil'nogo kolesa / E. V. Balakina, N. M. Zotov, A. P. Fedin, S. V. Tyurin // Aktual'nye napravleniya nauchnyh issledovanij XXI veka: teoriya i praktika. 2015. T. 3. № 5-1 (16-1). P. 88-92.
8. Fizicheskij metod ocenki koeficienta prodol'nogo proskal'zyvaniya avtomobil'nogo kolesa na tvjorodoj poverhnosti. / V. M. Zotov, V. N. Havronina, E. V. Balakina, N. M. Zotov // Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: Nauka i vysshee professional'noe obrazovanie. 2018. № 3 (51). P. 338-349.
9. Balakina E. V. Calculation of the Friction Coefficient between a Steady Elastic Wheel and a Solid Support Surface in the Presence of a Lateral Force // Journal of Friction and Wear. 2019. Vol. 40. No. 6. P. 573-579.
10. Balakina E. V. Calculation of the Geometric Position and the Sizes of the Static Friction and Sliding Friction Zones at the Point of Contact between an Elastic Wheel and a Firm Surface // Journal of Friction and Wear. 2017. Vol. 38, No. 2. P. 144-149.
11. Balakina E. V., Zotov N. M. Determination of the mutual arrangement of forces, reactions and friction zones in the contact zone of an elastic wheel with a solid surface // Journal of Friction and Wear. 2015. V. 36. № 1. P. 29-32.

Authors Information

Zotov Vyacheslav Mikhailovich, candidate of Technical Sciences, associate professor of the Department of Physics of the Volgograd State Agrarian University, Volgograd State Agrarian University, Volgograd, Russia, e-mail: zvmtn@yandex.ru

Khavronina Vera Nikolaevna, candidate of Technical Sciences, associate professor of the Department of Physics of the Volgograd State Agrarian University, Volgograd State Agrarian University, Volgograd, Russia, e-mail: venus61@mail.ru

Bumagin Victor Viktorovich, senior lecturer of the Department of Information systems and Computer modeling of the Volgograd State University, Volgograd State University, Volgograd, Russia, e-mail: bumvv@mail.ru

Shishkina Ekaterina Viktorovna, Volgograd State University, Volgograd State Agrarian University, Volgograd, Russia, e-mail: e.w.shishkina@gmail.com

Информация об авторах

Зотов Вячеслав Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика» Волгоградского государственного аграрного университета, Волгоградский государственный аграрный университет, г. Волгоград, Россия, контактный телефон:

8-917-649-49-25, e-mail: zvmitn@yandex.ru <https://orcid.org/0000-0002-1336-7632>

Хавронина Вера Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика» Волгоградского государственного аграрного университета, Волгоградский государственный аграрный университет, г. Волгоград, Россия, контактный телефон: 8-917-339-05-43, e-mail: venus61@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1220-2593>

Бумагин Виктор Викторович, старший преподаватель кафедры «Информационные системы и компьютерного моделирования» Волгоградского государственного университета, Волгоградский государственный университет, г. Волгоград, Россия, контактный телефон: 8-987-644-68-27, e-mail: bumvv@mail.ru

Шишкина Екатерина Викторовна, Волгоградский государственный университет, Волгоградский государственный аграрный университет, г. Волгоград, Россия, контактный телефон: 8-905-393-40-77, e-mail: e.w.shishkina@gmail.com <https://orcid.org/0000-0001-8620-8387>