

УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА КУРСОВЫХ УГЛОВ АВТОМОБИЛЯ В КОНЦЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Н. В. Хольшев¹, Д. Н. Коновалов², А. А. Лавренченко³

Тамбовский государственный технический университет, Тамбов, Россия

¹ e-mail: xhb@live.ru;

² e-mail: kdn1979dom@mail.ru

³ e-mail: anatoliy_658@mail.ru

Аннотация. Сокращение количества дорожно-транспортных происшествий является актуальной задачей, решение которой возможно достичь, в том числе, совершенствованием конструкции транспортных средств. Одной из распространенных причин аварийных ситуаций на дорогах является возникновение заноса автомобиля в процессе торможения с последующим выходом его из коридора движения. Эффективная разработка новых систем безопасности автомобиля, повышающих его курсовую устойчивость при торможении и совершенствовании существующих систем, возможна лишь при наличии достоверных методик, учитывающих основные параметры автомобиля, влияющие на его устойчивость при торможении. Существующие в настоящее время методики и выражения по расчету курсовых углов автомобиля в конце торможения имеют ряд допущений, облегчающих вычисления. Это не снижает их ценности, но несколько снижает точность. Целью данной работы являлось уточнение методики расчета допустимого и фактического курсовых углов автомобиля в конце торможения. В рамках работы выполнены теоретические исследования, базирующиеся на анализе существующих исследований по данной тематике. На основании выполненного анализа установлено, что существующие методики и выражения для расчета курсового угла автомобиля в конце торможения не учитывают влияние различий в размерах колеи передней и задней осей автомобиля, а центр масс автомобиля условно принимается расположенным на продольной оси автомобиля. Оценка влияния данных параметров на точность расчетов в настоящее время не проводилась, нет выражений для расчета допустимого курсового угла автомобиля в конце торможения.

В результате теоретических исследований получена уточненная методика, включающая выражения для расчета фактического курсового угла автомобиля в конце торможения при различных режимах торможения. В полученных выражениях учитываются ранее указанные параметры. Было выведено уравнение для расчета допустимого курсового угла автомобиля в конце торможения с учетом габаритов автомобиля, расположения его относительно края проезжей части и ширины полосы движения. Уточненные выражения и полученное уравнение, формирующие методику расчета курсовых углов автомобиля в конце торможения, представляют научную новизну данной работы. Для повышения оперативности расчетов по предложенной методике разработана программа для ЭВМ. Направлением дальнейших исследований является оценка адекватности и точности предлагаемой методики с использованием разработанной программы.

Ключевые слова: автомобиль, курсовой угол, занос при торможении, тормозные силы, коридор движения.

Для цитирования: Хольшев Н. В., Коновалов Д. Н., Лавренченко А. А. Уточненная методика расчета курсовых углов автомобиля в конце торможения // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2021. – № 2. – С. 86–95. DOI: 10.25198/2077-7175-2021-2-86.

REFINED METHOD FOR CALCULATING HEADING ANGLES OF A VEHICLE AT THE END OF BRAKING

N. V. Kholshhev¹, D. N. Kononov², A. A. Lavrenchenko³

Tambov State Technical University, Tambov, Russia

¹ e-mail: xhb@live.ru

² e-mail: kdn1979dom@mail.ru

³ e-mail: anatoliy_658@mail.ru

Abstract. Reducing the number of road accidents is an urgent task, the solution of which can be achieved,

including by improving the design of vehicles. One of the most common causes of road accidents is the occurrence of a car skidding during braking with its subsequent exit from the traffic corridor. The effective development of new vehicle safety systems that increase its directional stability during braking and the improvement of existing systems is possible only if there are reliable methods that take into account the main parameters of the vehicle that affect its stability during braking. The currently existing methods and expressions for calculating the heading angle of a car at the end of braking have a number of assumptions that facilitate the calculations. This does not diminish their value, but slightly reduces accuracy. The purpose of this work was to clarify the methodology for calculating the permissible and actual heading angles of the vehicle at the end of braking. Within the framework of the work, theoretical studies have been carried out, based on the analysis of existing research on this topic. Based on the analysis performed, it was found that the existing methods and expressions for calculating the heading angle of a car at the end of braking do not take into account the effect of differences in the track dimensions of the front and rear axles of the car, and the center of mass of the car is conventionally assumed to be located on the longitudinal axis of the car. Evaluation of the influence of these parameters on the accuracy of calculations has not been carried out at present, there are no expressions for calculating the permissible heading angle of the vehicle at the end of braking. As a result of theoretical studies, a refined technique was obtained, including expressions for calculating the actual heading angle of the vehicle at the end of braking under various braking modes. The previously specified parameters are taken into account in the expressions obtained. An equation was derived to calculate the permissible heading angle of the car at the end of braking, taking into account the dimensions of the car, its location relative to the edge of the carriageway and the width of the lane. The refined expressions and the resulting equation that form the methodology for calculating the heading angles of the vehicle at the end of braking represent the scientific novelty of this work. To increase the efficiency of calculations according to the proposed method, a computer program has been developed. The direction of further research is to assess the adequacy and accuracy of the proposed methodology using the developed program. Key words: car, heading angle, skidding during braking, braking forces, traffic corridor.

Key words: car, heading angle, skidding during braking, braking forces, traffic corridor.

Cite as: Kholshev, N. V., Kononov, D. N., Lavrenchenko, A. A. (2021) [Refined method for calculating heading angles of a vehicle at the end of braking]. *Intellekt. Innovatsii. Investitsii* [Intellect. Innovations. Investments]. Vol. 2, pp. 86–95. DOI: 10.25198/2077-7175-2021-2-86.

Введение

Автомобиль является источником повышенной опасности. Ежедневно происходят дорожно-транспортные происшествия различной степени тяжести. Причины этих происшествий различны. Это и человеческий фактор, и техническое состояние автомобилей, и погодные условия. В настоящее время совершенствование конструкции транспортных средств направлено на снижение количества ДТП и снижение тяжести их последствий за счет применения современных систем активной безопасности, облегчающих управление автомобилем и стремящихся снизить влияние человеческого фактора, обусловленного недостаточным опытом и профессионализмом водителей [17]. Это, к примеру, такие системы, как антиблокировочная, система курсовой устойчивости, система автоматического торможения перед препятствием и другие [17, 18]. Все эти системы призваны обеспечить эффективное торможение и исключить занос автомобиля и взаимодействуют с тормозной системой автомобиля, которая, в свою очередь, непосредственно влияет на безопасность движения. Занос автомобиля при движении, а тем более при торможении, является опасным и часто ведет к дорожно-транспортным происшествиям [16, 18–20]. Вопросам устойчивости автомобиля при движении и торможении посвящены многие исследования [1, 4–8, 11, 12, 14,

16–20]. Для эффективного решения проблем курсовой устойчивости при торможении необходимо совершенствование методик расчета допустимого и фактического углов увода транспортного средства в конце торможения с учетом наиболее значимых конструктивных особенностей автомобиля, условий движения, распределения тормозных сил.

Анализ состояния вопроса

Эффективно работающая тормозная система автомобиля должна обеспечивать стабильное положение автомобиля при торможении, не вызывая его выхода из коридора движения [3, 14, 16, 19]. В ряде случаев торможение автомобиля сопровождается его разворотом на некоторый угол. Это вызывается рядом факторов (рисунок 1), зависящих от конструктивных особенностей тормозной системы и свойств дорожного покрытия, размеров колеи передней и задней осей автомобиля, а также от характера расположения перевозимого груза относительно продольной оси автомобиля [2, 11, 14].

В работах [5, 6] представлены исследования по определению устойчивости автомобиля при импульсном возмущающем воздействии как при торможении, так и в тяговом режиме и режиме свободного выбега, а в работах [8, 9] получены дифференциальные уравнения углового перемещения автомобиля при торможении.



Рисунок 1. Некоторые факторы, вызывающие занос автомобиля при торможении
 Источник: разработано авторами на основе [2]

В работе [14] получено выражение для определения предельно допустимых значений возмущающего ускорения и поворачивающего момента, которые определяют величину допустимой неравномерности тормозного момента на колесах автомобиля и угол увода продольной оси автомобиля. Применение известных выражений требует большого объема вычислений и с целью их облегчения, как правило, делаются некоторые допущения и упрощения [14]:

- на заблокированных колесах тормозные силы равны;
- ширина колеи передней и задней осей автомобиля равны между собой;

– центр масс находится на продольной оси автомобиля.

Оценка учета влияния двух последних параметров на величину заноса автомобиля при торможении в настоящее время не проводилась, также нет выражений для расчета допустимого курсового угла автомобиля в конце торможения, исключающего его выход из полосы движения.

Теоретические исследования

Рассмотрим механизм возникновения заноса автомобиля при торможении при условии отсутствия или неисправности антиблокировочной системы (рисунок 2) [14].

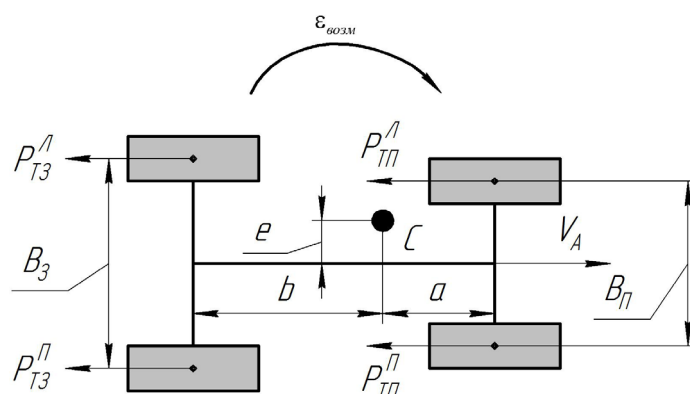


Рисунок 2. Схема возникновения заноса автомобиля при торможении с неравными тормозными силами на колесах

Источник: разработано авторами на основе [14]

Автомобиль перед торможением движется с некоторой скоростью V_A , при торможении на его колесах возникают тормозные силы $P_{Пл}^l, P_{Пп}^l, P_{Тз}^l, P_{Тзп}^l$. Причем центр тяжести C автомобиля смещен относительно продольной оси автомобиля на некоторую величину e . Смещение центра тяжести может быть к левому или правому борту автомобиля. В общем случае ширина колеи передних $B_{Пл}$ и задних B_3 колес

$$M_{пов} = P_{Пл}^l \left(\frac{B_{Пл}}{2} + e \right) + P_{Тз}^l \left(\frac{B_3}{2} + e \right) - P_{Пп}^l \left(\frac{B_{Пл}}{2} - e \right) - P_{Тзп}^l \left(\frac{B_3}{2} - e \right). \quad (1)$$

Аналогичное выражение было получено Степановым Ю. Е. [14], но далее оно было упрощено за счет допущения, что ширина колеи передней и задней осей автомобиля одинакова, а центр масс находится на продольной оси автомобиля (величина e равна нулю).

Для расчета величины e необходимо знать фактическую массу, приходящуюся на каждое колесо автомобиля. При наличии таких данных ее можно подсчитать по выражению:

автомобиля может быть различной. В самом неблагоприятном случае тормозные силы по одному из бортов автомобиля (на рисунке 2 по правому борту) больше, полученных с другой стороны: $P_{Пл}^l > P_{Пп}^l$ и $P_{Тз}^l > P_{Тзп}^l$, а центр тяжести смещен к борту с меньшим значением тормозных сил. Тогда поворачивающий момент для случая, представленного на рисунке 2, составит [14]:

$$e = \frac{e_{Пл}(m_{Пл} + m_{Пп}) + e_3(m_{Зп} + m_{Зл})}{m_{аф}}, \quad (2)$$

где

$m_{Пл}, m_{Пп}, m_{Зп}, m_{Зл}$ – фактическая масса, приходящаяся соответственно на переднее правое, переднее левое, заднее правое и заднее левое колеса, кг;

$e_{Пл}$ и e_3 – смещение массы, приходящейся соответственно на переднюю и заднюю оси, относительно продольной оси автомобиля.

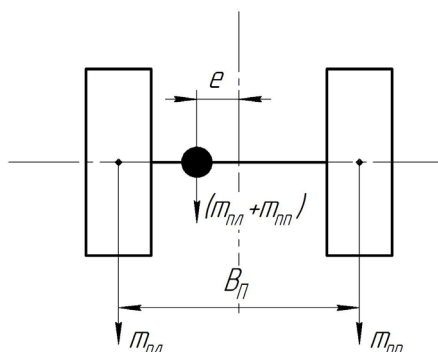


Рисунок 3. Схема для определения величины смещения (на примере передней оси)

Источник: разработано авторами

Значения $e_{Пл}$ и e_3 можно найти из схемы (рисунок 3):

– для передней оси:

$$e_{Пл} = \frac{m_{Пп} \cdot B_{Пл}}{(m_{Пл} + m_{Пп})}; \quad (3)$$

– для задней оси:

$$e_3 = \frac{m_{Зп} \cdot B_3}{(m_{Зп} + m_{Зл})}. \quad (4)$$

Величина смещения центра тяжести относительно продольной оси автомобиля будет положительна при смещении к борту с минимальными значениями тормозной силы и отрицательна при смещении к борту с максимальными значениями тормозной силы.

Фактическое возмущающее ускорение $\epsilon_{возм}$, соответствующее конкретным условиям движений,

можно найти по выражениям [14]:

– при заблокированных задних колесах:

$$\epsilon_{возм}^{ЗЗ} = \frac{M_{пов}}{m_a(a^2 + i_z^2)}; \quad (5)$$

– при заблокированных передних колесах:

$$\epsilon_{возм}^{ЗП} = \frac{M_{пов}}{m_a(b^2 + i_z^2)}, \quad (6)$$

где

m_a – общая масса автомобиля; a, b – расстояния от передней и задней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси.

Радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси можно найти по выражению [10]:

$$i_z = \sqrt{\frac{b}{a} \left(\frac{a^2}{2} + \frac{B^2}{8} \right)}, \quad (7)$$

где

B – среднеарифметический размер колеи передней и задней осей автомобиля, м.

$$\Psi_{\phi}^{зп} = \varepsilon_{возм}^{зп} \left(1 + \frac{i_z^2}{b} \right) \frac{(L\beta_d - \phi h_{\phi})}{2\phi g} \ln \left(1 + \frac{V_0^2}{\phi g L} \left[1 - \frac{1}{\beta_d} \phi \frac{h_{\phi}}{L} \right] \right), \quad (8)$$

где

L – продольная колесная база автомобиля, м;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 ϕ – коэффициент сцепления колес с дорогой;
 h_{ϕ} – фактическая высота центра масс автомобиля, м;
 v_0 – линейная скорость автомобиля в момент появления углового ускорения, м/с;

Фактический курсовой угол автомобиля в конце торможения при заблокированных передних колесах и незаблокированных задних можно найти по выражению, предложенному Степановым Ю. Е. [7, 14]:

β_d – коэффициент распределения тормозных сил по осям автомобиля.

Анализ работы [14] позволил нам получить выражение для расчета фактического курсового угла автомобиля при торможении с заблокированными задними и незаблокированными передними колесами:

$$\Psi_{\phi}^{зз} = -\varepsilon_{возм}^{зз} \left(1 + \frac{i_z^2}{a} \right) \frac{(L(1 - \beta_d) + \phi h_{\phi})}{2\phi g} \ln \left(1 + \frac{V_0^2}{\phi g L} \left[1 + \frac{1}{(1 - \beta_d)} \phi \frac{h_{\phi}}{L} \right] \right). \quad (9)$$

Для повышения точности расчетов коэффициент распределения тормозных сил по осям автомобиля рекомендуется находить по выражению [7]:

$$\beta_d = \frac{\frac{b}{L} + \phi \frac{h_{\phi}}{L}}{1 + \phi \frac{r_{дпк}}{L}}, \quad (10)$$

где

$r_{дпк}$ – динамический радиус переднего колеса, м.

Расположение центра масс автомобиля зависит от фактического расположения груза в автомобиле и обычно учет изменения высоты центра тяжести не производится, а принимается постоянное значение, что также снижает точность расчетов. Для устранения этого недостатка нами предлагается находить высоту центра тяжести автомобиля при помощи линейной интерполяции по формуле:

$$h_{\phi} = h_c + (m_{\phi} + m_c) \frac{(h_{пг} - h_c)}{(m_{пг} - m_c)}, \quad (11)$$

где

h_c и $h_{пг}$ – высота центра тяжести соответственно снаряженного и полностью груженого автомобиля, м;

m_c и $m_{пг}$ – масса соответственно снаряженного и полностью груженого автомобиля, кг;

m_{ϕ} – фактическая масса автомобиля, кг.

Динамический радиус колеса можно принять равным кинематическому [15]:

$$r_{дпк} = 0,0254 \lambda_{ш} (0,5d + b), \quad (12)$$

где

d – диаметр обода колеса, дюймы;

b – высота профиля покрышки, дюймы;

$\lambda_{ш}$ – коэффициент деформации шины.

Используя выражения (8) и (9), можно вычислить фактическое значение курсового угла автомобиля при торможении с учетом его конструктивных и эксплуатационных параметров: размеров колесной базы, ширины колеи передней и задней осей, расположения центра тяжести автомобиля, величины коэффициентов сцепления колес с дорогой, реального значения реакций на колесах автомобиля, скорости начала торможения.

В случае наличия на автомобиле исправной антиблокировочной системы возмущающие ускорения, определяемые по формулам (5) и (6), будут незначительны и близки к нулю из-за недопущения блокировки колес антиблокировочной системой и выравниванию за счет этого тормозных сил на колесах, а, следовательно, и фактические курсовые углы, рассчитываемые по выражениям (8) и (9), будут также стремиться к нулю.

Для того чтобы целенаправленно изменять фактический курсовой угол автомобиля в конце торможения за счет корректировки конструктивных и эксплуатационных параметров транспортного средства, необходимо знать допустимую величину данного угла, при которой выход автомобиля из полосы движения происходить не будет. Рассмотрим схему для определения допустимого угла поворота транспортного средства, исключающего его выход из коридора движения (рисунок 4). Перед началом торможения автомобиль (прямоугольник ABEF)

двигался со скоростью V_0 на расстоянии от края дорожной полосы на расстоянии δ . Ширина полосы равна $Ш_{\Pi}$. Ширина автомобиля равна B_A , а его габаритная длина – L_A . Для исключения выхода автомобиля из коридора движения необходимо определить допустимый курсовой угол α автомобиля в конце торможения с учетом его габаритных размеров и ширины полосы, а также расстояния δ . Как видно из схемы (рисунок 4), ширину полосы можно

представить в виде:

$$Ш_{\Pi} = X + Y + \delta, \tag{13}$$

где

X – проекция ширины автомобиля B_A на перпендикуляр к направлению его движения, м;
 Y – проекция длины автомобиля L_A на перпендикуляр к направлению его движения, м.

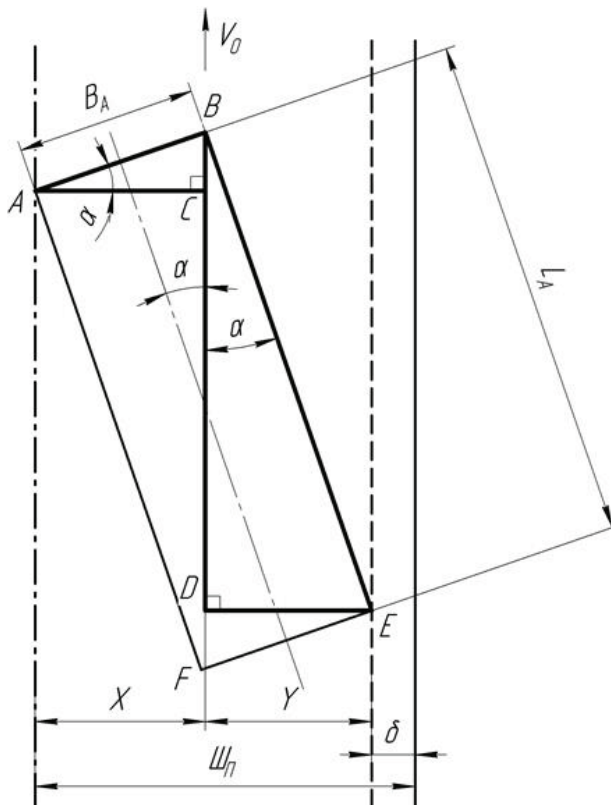


Рисунок 4. Схема для определения допустимого угла поворота транспортного средства, исключающего выход транспортного средства из полосы движения

Источник: разработано Хольшевым Н. В. в системе «КОМПАС-3D»

Из прямоугольного треугольника ABC найдем величину X :

$$X = B_A \cos \alpha. \tag{14}$$

Из прямоугольного треугольника BDE найдем величину Y :

$$Y = L_A \sin \alpha. \tag{15}$$

Подставив выражения (14) и (15) в (13), получим:

$$Ш_{\Pi} = B_A \cos \alpha + L_A \sin \alpha + \delta \tag{16}$$

или

$$B_A \cos \alpha + L_A \sin \alpha = Ш_{\Pi} - \delta. \tag{17}$$

Решить данное уравнение можно графически или подбором значения угла α , обеспечивающего выполнение уравнения (17). На рисунке 5 приведено графическое решение данного уравнения при $B_A=1,6$ м; $L_A=4,1$ м; $Ш_{\Pi}=3,5$ м; $\delta=0,3$ м.

Из рисунка 5 видно, что для заданных габаритных размеров автомобиля, ширины дорожной полосы и расстояния от края проезжей части допустимый курсовой угол будет не более 25° .

Полученная уточненная методика является достаточно трудоемкой для вычислений, поэтому для повышения оперативности расчетов и устранения указанного недостатка по расчету допустимого курсового угла в среде программирования «Lazarus 2.0» было разработано приложение ее реализующее [13].

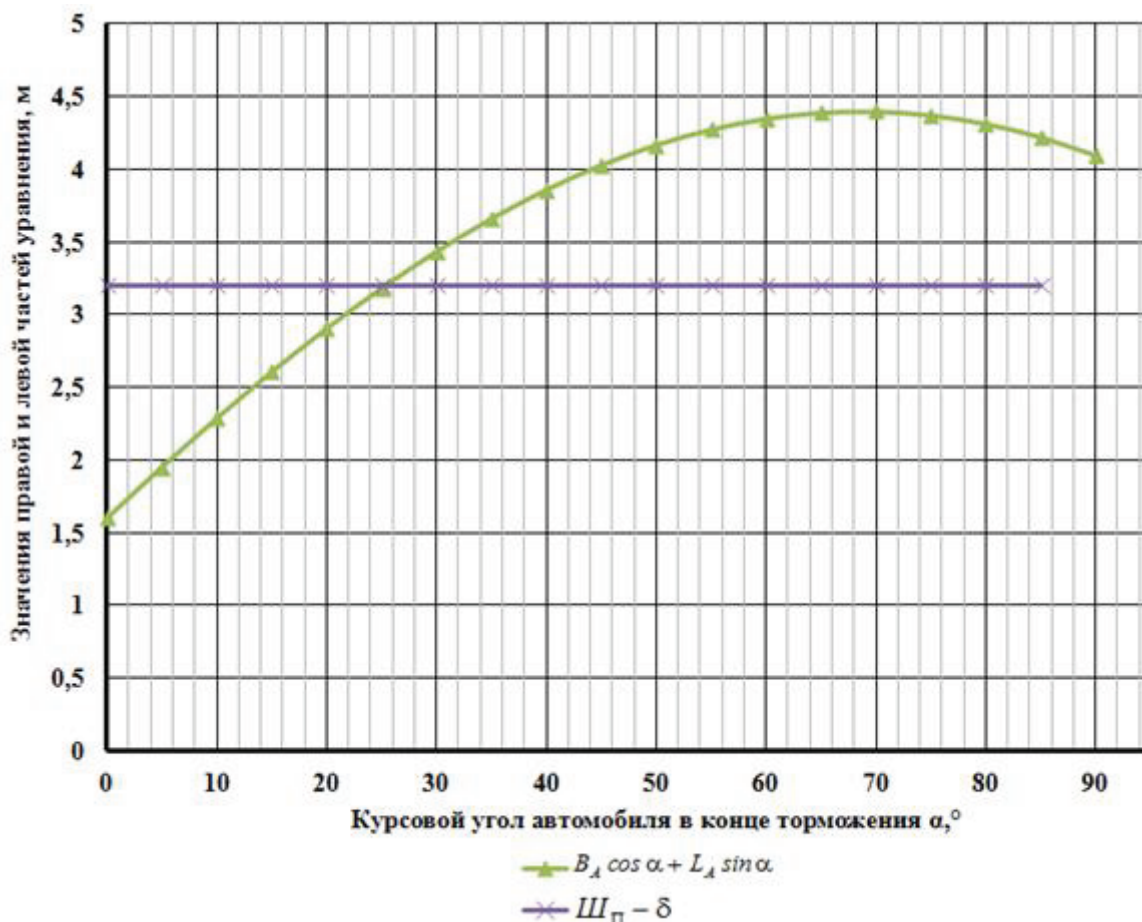


Рисунок 5. Графическое определение допустимого курсового угла автомобиля в конце торможения
 Источник: разработано Хольшевым Н.В. в программе «Microsoft Excel»

Заключение

В результате проведенных теоретических исследований была получена уточненная методика, позволяющая вычислять фактические значения курсового угла автомобиля при торможении с учетом его конструктивных и эксплуатационных параметров: размеров колесной базы, ширины колеи передней и задней осей, расположения центра тяжести автомобиля, величины коэффициентов сцепления колес с дорогой, реального значения реакций на колесах автомобиля, скорости начала торможения, бло-

кировки колес. Также было получено уравнение, позволяющее вычислить допустимый курсовой угол автомобиля в конце торможения с учетом его габаритных размеров, ширины полосы движения и расстояния автомобиля в начале торможения от края полосы. Решение данного уравнения возможно в графическом виде или подбором угла, что неудобно без применения компьютерных приложений.

Для определения степени воздействия указанных параметров на точность расчетов необходимо произвести дополнительные исследования.

Литература

1. Базаркин Н. Н., Хонда Р. В., Маренич А. С. К вопросу определения воздействия на курсовую устойчивость автомобиля его систем и дорожного покрытия при криволинейном движении // Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта. – 2020. – № 1. – С. 34–42.
2. Краюшкин Е. А., Хольшев Н. В. Причины и механизм возникновения заноса автомобиля при торможении // Современные научные исследования: теория, методология, практика: сб. науч. ст. по матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. (г. Уфа, 3 ноября 2020 г.). – Уфа, 2020. – С. 46–50.
3. Краюшкин Е. А., Хольшев Н. В., Сарычев В. А. Обзор способов повышения эффективности и стабильности тормозных систем // Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники: матер. XXX II Национального науч.-техн. семинара им. Михайлова В. В. (Саратов, 15–16 мая 2019 г.). – Саратов, 2019. – С. 122–127.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение. – 1971. – 416 с.

5. Певзнер Я. М. Исследования устойчивости автомобиля при заносе. – М.: Главная редакция машиностроительной и автотракторной литературы. – 1937. – 100 с.
6. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз. – 1947. – 156 с.
7. Подригало М. А., Холодов М. П. Влияние распределения тормозных сил между осями на устойчивость колесных машин при заносе// Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2011. – № 29. – С. 11–17.
8. Подригало М. А. Волков В. Л., Доброгорский М. В. Оценка устойчивости автомобиля при опережающем блокировании задних колёс в процессе торможения// Автомобиле и тракторостроение. Вестник НТУ «ХПИ» – 2004. – № 2. – С. 101–109.
9. Подригало М. А., Волков В. Л., Доброгорский М. В., Варваров Л. Н. Оценка устойчивости автомобиля при опережающем блокировании передних колёс в процессе торможения// Тракторная энергетика в растениеводстве: сб. науч. тр. ХГТУСХ. – 2003. – Вып. 6. – С. 130–135.
10. Подригало М. А., Дубинин Е. А. Уточнение вероятностного метода определения радиусов инерции колесной машины // Автомобильный транспорт. – 2015. – № 37. – С. 116–122.
11. Подригало М. А., Карпенко В. А. Неравномерность вертикальных реакций на колёсах автомобиля и его устойчивость при торможении // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 2. – С. 19–21.
12. Подригало М. А., Туренко А. И. Оценка устойчивости автомобиля при действии возмущений в процессе служебных торможений// Вестник ХНАДУ. – Вып. 69. – С. 130–135.
13. Свид. 2021611649 Российской Федерация. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Приложение для расчета угла увода автомобиля при торможении / Н. В. Хольшев, Е. А. Краюшкин, А. В. Прохоров, Ю. Е. Глазков [и др.]; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ТГТУ (RU). – № 2021610619; заявл. 22.01.21; опубл. 02.02.21, Реестр программ для ЭВМ. – 1 с.
14. Степанов Ю. В. Снижение неравномерности тормозных моментов на колёсах легкового автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. – Харьков, 2006. – 156 с.
15. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля: учебник. – М.: Машгиз. – 1947. – 589 с.
16. Aleksandrov Y., Aleksandrova T., Morhun Y. Parametric synthesis of the electronic control unit of the course stability system of the car // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. № 6. – pp. 39–45.
17. Binshuang Z., Jiaying C., Runmin Z., Xiaoming H. Skid resistance demands of asphalt pavement during the braking process of autonomous vehicles // MATEC Web of Conferences. – 2019. № 275. – pp. 1–7.
18. Chen K., Pei X., Ma G., Guo X. Longitudinal/Lateral Stability Analysis of Vehicle Motion in the Nonlinear Region [Электронный ресурс] // Mathematical Problems in Engineering. – Режим доступа: <https://downloads.hindawi.com/journals/mpe/2016/3419108.pdf> (дата обращения: 12.03.2021).
19. Schick B., Bunz D. Fahrzeug-Gierstabilität beim Kurvenbremsen aus hohen Geschwindigkeiten // ATZ. – 2004. – № 106. – pp. 988–994.
20. ShojaeeFard M. H., Ebrahimi Nejad S., Masjedi M. Vehicle Directional Stability Control Using Bifurcation Analysis of Yaw Rate Equilibrium//International Journal of Automotive Engineering. – 2016. – № 1., Vol. 6. – pp. 2065–2074.

References

1. Bazarkin, N. N., Honda, R. V., Marenich, A. S. (2020) [On the issue of determining the impact on the heading stability of the car of its systems and pavement in curvilinear traffic]. *Vestnik Doneckoj akademii avtomobil'nogo transporta* [Bulletin of the Donetsk Academy of Road Transport]. Vol. 1, pp. 34–42. (In Russ.).
2. Krayushkin, E. A., Hol'shev, N. V. (2020) [Causes and mechanism of car drift during braking]. *Sovremennye nauchnye issledovaniya: teoriya, metodologiya, praktika: sb. nauch. st. po mater. IV Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Modern scientific research: theory, methodology, practice: collection of scientific articles on the materials of the IV International Scientific and Practical Conference]. Ufa, pp. 46–50. (In Russ.).
3. Krayushkin, E. A., Hol'shev, N. V., Sarychev, V. A. (2019) [Overview of ways to increase the efficiency and stability of braking systems]. *Problemy ekonomichnosti i ekspluatatsii avtotraktornoj tekhniki: mater. XXX II Nacional'nogo nauch.-tekh. seminara im. Mihajlova V. V.* [Problems of economy and operation of automotive equipment: materials of the XXX II National Scientific and Technical Seminar named after Mikhailov V. V.]. Saratov, pp. 122–127. (In Russ.).
4. Litvinov, A. S. (1971) *Upravlyaemost' i ustojchivost' avtomobilya*. [Handling and stability of the car]. Moscow: Engineering, 416 p.
5. Pevzner, Ya. M. (1937) *Issledovaniya ustojchivosti avtomobilya pri zanose* [Studies of the stability of the car during skidding]. Moscow: Main editorial office of machine-building and automotive literature, 100 p.
6. Pevzner, Ya. M. (1947) *Teoriya ustojchivosti avtomobilya* [Theory of car stability]. Moscow: Mashgiz, 156 p.

7. Podrigalo, M. A., Kholodov, M. P. (2011) [The influence of the distribution of braking forces between the axles on the stability of wheeled vehicles during drift]. *Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University* [Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University]. Vol. 29, pp. 11–17. (In Russ.).
8. Podrigalo, M. A., Volkov, V. L., Dobrogorskij, M. V. (2004) [Assessment of the stability of the car with advanced locking of the rear wheels during braking]. *Avtomobile i traktorostroenie. Vestnik NTU «HPI»* [Car and tractor building. Bulletin of NTU «HPI»]. Vol. 2, pp. 101–109. (In Russ.).
9. Podrigalo, M. A., Volkov, V. L., Dobrogorskij, M. V., Varvarov, L. N. (2003) [Assessment of the stability of the car with advanced blocking of the front wheels during braking]. *Traktornaya energetika v rasteniyevodstve: sb. nauch. tr. HGTUSH*. [Tractor energy in crop production: a collection of scientific works of KHTUSH]. Vol. 6, pp. 130–135. (In Russ.).
10. Podrigalo, M. A., Dubinin, E. A. (2015) [Refinement of the probabilistic method for determining the radii of inertia of a wheeled vehicle]. *Avtomobil'nyj transport* [Automobile transport]. Vol. 37, pp. 116–122. (In Russ.).
11. Podrigalo, M. A., Karpenko, V. A. (2001) [Uneven vertical reactions on the wheels of the car and its stability during braking]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automotive industry]. Vol. 2, pp. 19–21. (In Russ.).
12. Podrigalo, M. A., Turenko, A. I. [Assessment of the stability of the car under the action of disturbances during service braking]. *Vestnik HNADU* [KHNADU Bulletin]. Vol. 69, pp. 130–135. (In Russ.).
13. Hol'shev N. V., Krayushkin E. A., Prohorov A. V., Glazkov Yu. E. et al (2021) [Application for calculating the angle of removal of a car during braking]. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoj registracii programmy dlya EVM. Rossijskaya Federaciya*. [Certificate of state registration of a computer program. Russian Federation] № 2021611649. 02.02.21, Reestr programm dlya EVM. – 1 s.
14. Stepanov, Yu. V. (2006) *Snizhenie neravnomernosti tormoznyh momentov na kolyosah legkovogo avtomobilya*. Kand. Diss. [Reducing the unevenness of braking moments on the wheels of a passenger car. Cand. Diss.]. Kharkov, 156 p.
15. Chudakov, E. A. *Raschet avtomobilya: uchebnik* [Calculation of the car]. Moscow: Mashgiz, 589 p.
16. Aleksandrov, Y., Aleksandrova, T., Morhun, Y. (2019) Parametric synthesis of the electronic control unit of the course stability system of the car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. No. 6, pp. 39–45. (In Engl.).
17. Binshuang, Z., Jiaying, C., Runmin, Z., Xiaoming H. (2019) Skid resistance demands of asphalt pavement during the braking process of autonomous vehicles. *MATEC Web of Conferences*. No. 275, pp. 1–7. (In Engl.).
18. Chen, K., Pei, X., Ma, G., Guo, X. (2016) Longitudinal/Lateral Stability Analysis of Vehicle Motion in the Nonlinear Region. *Mathematical Problems in Engineering*. Available at: <https://downloads.hindawi.com/journals/mpe/2016/3419108.pdf> (accessed: 12.03.2021). (In Engl.).
19. Schick B., Bunz D. (2004) Fahrzeug-Gierstabilität beim Kurvenbremsen aus hohen Geschwindigkeiten. *ATZ*. No. 106, pp. 988–994. (In Detsch.).
20. ShojaeeFard, M. H., Ebrahimi Nejad, S., Masjedi, M. (2016) Vehicle Directional Stability Control Using Bifurcation Analysis of Yaw Rate Equilibrium. *International Journal of Automotive Engineering*. No. 1., Vol. 6, pp. 2065–2074. (In Engl.).

Информация об авторах:

Николай Васильевич Хольшев, кандидат технических наук, доцент кафедры техники и технологий автомобильного транспорта, Тамбовский государственный технический университет, Тамбов, Россия
e-mail: xhb@live.ru

Дмитрий Николаевич Коновалов, кандидат технических наук, доцент кафедры техники и технологий автомобильного транспорта, Тамбовский государственный технический университет, Тамбов, Россия
e-mail: kdn1979dom@mail.ru

Анатолий Александрович Лавренченко, кандидат технических наук, доцент кафедры техники и технологий автомобильного транспорта, Тамбовский государственный технический университет, Тамбов, Россия
e-mail: anatoliy_658@mail.ru

Статья поступила в редакцию: 16.03.2021; принята в печать: 13.04.2021.
Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Information about the authors:

Nikolay Vasilievich Kholoshev, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering and Technology of Automobile Transport, Tambov State Technical University; Tambov, Russia
e-mail: xhb@live.ru

Dmitry Nikolaevich Konovalov, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering and Technology of Automobile Transport, Tambov State Technical University; Tambov, Russia
e-mail: kdn1979dom@mail.ru

Anatoly Alexandrovich Lavrenchenko, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering and Technology of Automobile Transport, Tambov State Technical University; Tambov, Russia
e-mail: anatoliy_658@mail.ru

The paper was submitted: 16.03.2021.

Accepted for publication: 13.04.2021.

The authors have read and approved the final manuscript.