

А. И. Назаров¹
В. А. Кашканов²
И. А. Назаров¹
Е. И. Иванченко¹
В. А. Галкин¹
В. И. Назаров³

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ПРИГОДНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ИЗМЕНЕНИЮ ПУТИ ТОРМОЖЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

³Запорожский автомобилестроительный завод

В статье рассматривается методика оценки функциональной пригодности тормозных систем по изменению пути торможения легковых автомобилей с учетом различных эксплуатационных условий. Цель достигается за счет использования метода математического моделирования процесса экстренного торможения с учетом возможных эксплуатационных условий легковых автомобилей, выполняющих экстренные торможения при определенных начальных скоростях, в частности, превышающих 100 км/ч.

На основании анализа научных источников установлено, что определение эффективности торможения транспортного средства классически происходит на грани блокировки всех колес при известных способах распределения тормозных сил между осями автомобиля. При этом нормативами устанавливается предельная величина минимального замедления и тормозного пути.

Кроме того, скачек предельно возможной величины тормозной силы между колесами каждой оси, позволяет сравнить его с требованиями ДСТУ 3649: 2010, а оценка величины этого скачка для каждого торможения автомобиля – установить ее функциональную пригодность.

В итоге, по величине скачка предельно возможной величины тормозного пути устанавливается изменение предельно допустимой тормозной силы автомобиля, а по величине ее прыжка - возможность оценить функциональную пригодность его тормозной системы.

В результате, использование экспертной информации о значении скачков предельно возможной величины тормозной силы автомобиля, влияющих на тормозные моменты и коэффициент торможения, позволяют уменьшить объем экспериментальных исследований и значительно сократить время достижения объективного решения о функциональной пригодности тормозных систем эксплуатируемых легковых автомобилей.

Представлены результаты теоретических исследований легковых автомобилей Chevrolet Aveo, Lada Priora и Forza с различной загрузкой, выполняющих экстренные торможения с начальной скоростью 40–150 км/ч на автомобильной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием.

Установлены границы коэффициента относительного изменения тормозного пути испытуемого легкового автомобиля, при которых можно принять вывод о функциональной пригодности его тормозной системы.

Ключевые слова: легковой автомобиль, тормозной механизм, функциональная пригодность, тормозной путь, коэффициент относительного изменения тормозного пути.

Введение

Движение автомобиля по дороге можно рассматривать как функционирование системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» в целом.

Нарушение нормального функционирования каждого из компонентов указанной системы ведёт к снижению эффективности торможения, что приводит к различного рода авариям, т.е. ДТП.

Большим резервом в решении проблемы аварийности на автомобильных дорогах является повышение точности и объективности методов оценки тормозного пути, используемого при анализе ДТП.

Прогресс в области автомобильного транспорта способствовал углублению изучения аспектов функционирования системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» в целом и особенностей торможения автомобилей на дороге, в частности.

На сегодняшний день в практике оценки функциональной пригодности тормозов легкового автомобиля, как способа предупреждения ДТП, используются различные методики, средства и технологии, набор которых определяется целью и направленностью выполняемых исследований.

Целью работы является создание методики оценки функциональной пригодности тормозных систем легковых автомобилей по изменению величины их тормозного пути в процессе эксплуатации.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачи:

- проанализировать особенности процесса экстренного торможения легковых автомобилей, совершаемых в изменяемых эксплуатационных условиях;
- создать математическую модель процесса экстренного торможения с учетом возможных эксплуатационных условий, на основании которой разработать методику оценки функциональной пригодности тормозных систем легкового автомобиля;
- провести анализ результатов теоретических исследований автомобилей на примере Lada Priora, Chevrolet Aveo, Forza.

Анализ состояния вопроса и постановка проблемы

Как показывает анализ дорожно-транспортных происшествий [1], в каждом случае имеет место невнимательность водителя, сочетающаяся с несоблюдением минимально безопасной дистанции между легковыми автомобилями, движущимися в попутном направлении [2], неисправностью или низкой эффективностью тормозных систем эксплуатируемых транспортных средств автомобильного транспорта [3].

Известно [4], что торможение автомобиля может происходить с различным сочетанием заблокированных и незаблокированных колес в зависимости от неравномерного действия тормозных моментов, различных величин продольных, боковых и нормальных реакций на колесах.

Характер течения процесса торможения для двухосного автомобиля можно условно разделить на две стадии: динамическую и стадию действия установившегося замедления [5].

В динамической стадии происходит рост тормозных сил на колесах автомобиля от нуля до максимальных значений, которые определяются сцепными качествами заблокированных колес или наибольшим давлением рабочего тела в тормозном приводе. Продолжительность динамической стадии зависит от конструкции привода [5], индивидуальных особенностей водителя [6], сцепных свойств колес с дорогой [4]. При экстренном торможении она составляет в среднем 0,5 с.

Стадия действия установившегося замедления характеризует процесс торможения с момента появления максимального замедления и до полной остановки автомобиля.

Законы изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в каждой фазе процесса торможения, отличаются друг от друга [5].

Мощность тормозов современных автомобилей позволяет водителю заблокировать колеса автотранспортного средства. При этом возможны случаи [5]:

- потеря траекторной устойчивости, в случае блокировки передних колес;
- потеря курсовой устойчивости, в случае блокировки задних колес.

Если автомобиль отклонился от прямолинейного направления движения на угол около 20° , занос уже невозможно прекратить даже полным растормаживанием и энергичным маневром с помощью рулевого управления [5]. Для предупреждения таких случаев на современных транспортных средствах устанавливают антиблокировочные системы тормозов (АБС), системы курсовой устойчивости (ESP) и т.д. [5, 7].

Испытания, проведенные на легковых автомобилях [8], показали, что точность определения параметров торможения может оказать влияние на выводы экспертов-автотехников. При этом рассматривается влияние скорости автомобиля в момент возникновения опасности для движения, замедления автомобиля в условиях ДТП, времени запаздывания срабатывания тормозного привода, времени нарастания замедления, времени реакции водителя.

Кроме того, подчеркивается, что в условиях, когда водителем легкового автомобиля применено экстренное торможение и на поверхности дороги остались следы юза каждого из четырех колес разной длины, эксперт-автотехник не в состоянии определить какой след юза необходимо считать следом юза автомобиля.

Приводится пример, показывающий, как влияют погрешности определения некоторых параметров торможения на длину остановочного пути. Так при скорости движения автомобиля 60 км/ч (16,7 м/с) погрешность определения остановочного пути может составлять 5,72 м [8].

Это говорит о том, что многие заключения экспертов-автотехников не объективны. Поэтому делается вывод о необходимости совершенствования методики оценки функциональной пригодности тормозов автомобиля по величине тормозного пути.

Исходя из конструктивных и технологических особенностей, допускается [9, 10] определенное отклонение величин тормозных сил между различными колесами одной оси в процессе торможения, а также неравномерность срабатывания тормозов колес.

Поэтому транспортное средство при торможении может разворачиваться вокруг своего центра тяжести, но в процессе разворота он не должен выходить за габариты коридора шириной 3,5 м [9]. С учетом боковых интервалов безопасности 0,5 м ширину коридора безопасности можно считать равной 4,5 м.

Следовательно, для обеспечения безопасности движения автомобиля необходимо, чтобы изменение тормозного пути не превышало определенной величины.

Кроме того, нельзя допускать выход автомобиля за пределы заданной полосы движения, который может возникнуть при заносе [10].

В работе [11] уделено внимание этому вопросу с целью определения зависимости скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане. При этом рассматривается допустимая скорость движения автомобиля на участке с криволинейной траекторией в пределах зоны видимости без потери устойчивости.

Таким образом, проведенный анализ [11] процесса торможения легкового автомобиля показывает, что при торможении используются тормозные свойства наименее нагруженного колеса. При чем, выявлено, что условием при определении безопасной скорости движения является длина тормозного пути, которая должна быть меньше или в пределе равной расстоянию видимости.

Математическая модель процесса экстренного торможения с учетом изменяемых эксплуатационных условий

В научных публикациях и литературе [3, 5, 7] довольно широко рассматривается вопрос повышения эффективности торможения автомобилей для идеальных условий торможения, т.е. на равнинной местности, без учета сил аэродинамического сопротивления и т.д.

Безусловно, воздушный поток и дорожные условия оказывают серьезное воздействие на затормаживаемый легковой автомобиль, имеющий высокий коэффициент обтекаемости кузова и движущийся при высоких скоростях.

В таком случае общая сила сопротивления движению при торможении автомобиля будет определяться как

$$P_{\Sigma T} = P_{T1} + P_{T2} + P_{wx} + P_{\gamma}, \quad (1)$$

где P_{T1} и P_{T2} – действительные тормозные силы на передней и задней осях автомобиля, определяемые по зависимостям [12]

$$P_{T1} = p_1 \cdot K_1 \leq [P_{T1}]; \quad (2)$$

$$P_{T2} = p_2 \cdot K_2 \leq [P_{T2}], \quad (3)$$

где K_i – конструктивный параметр тормозного механизма [12], применяемого на i -ой оси легкового автомобиля Lada Priora, Chevrolet Aveo, Forza (табл. 1); p_1, p_2 – величина давления в колесных цилиндрах $d_{ц}$ тормозов передней и задней осей; $[P_{T1}], [P_{T2}]$ – предельная тормозная сила на передней и задней осях, определяемая

$$[P_{T1}] = R_{z1} \cdot \varphi, \quad (4)$$

$$[P_{T2}] = R_{z2} \cdot \varphi, \quad (5)$$

где φ – коэффициент сцепления между шиной колеса и опорной поверхностью дороги; $P_{wx} = K_w \cdot v_a^2$ – сила воздушного сопротивления [5, 13, 14] автомобиля с коэффициентом пропорциональности $K_w = K_o \cdot F_w$; R_{z1}, R_{z2} – нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля [15, 16]; v_a – скорость, которая учитывает скорость движения автомобиля и скорость воздушного потока; $P_{\gamma} = \pm G_a \cdot \sin \gamma$ – составляющая силы веса, действующая на подъеме/спуске с уклоном γ .

Рассматривая работу общей силы сопротивления движению на бесконечно малом тормозном пути

ds_T без блокування колес легкового автомобіля, получим

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = m_a \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a \quad (6)$$

Таблица 1

Значения конструктивных параметров тормозных механизмов передней и задней осей автомобилей

| Легковой автомобиль | Значения конструктивных параметров тормозных механизмов | | | | | | | | |
|---------------------|---|--------------|----------------------|---------------------------------------|---------|------------|------------|------------|----------------------|
| | Дисковый тормоз передней оси (рис. 1) | | | Барabanный тормоз задней оси (рис. 2) | | | | | |
| | $d_{ц},$ мм | $R_{TP},$ мм | $K_1, \text{м}^2$ | $d_{ц},$ мм | $D,$ мм | $a,$ мм | $c,$ мм | $h,$ мм | $K_2, \text{м}^2$ |
| Lada Priora | 50 | 108,5 | $9,53 \cdot 10^{-4}$ | 19,05 | 200 | 77 | 74 | 16 | $5,86 \cdot 10^{-4}$ |
| Chevrolet Aveo | 52 | 104,6 | $9,94 \cdot 10^{-4}$ | 20,64 | 200 | 77 | 74 | 17,7 | $6,82 \cdot 10^{-4}$ |
| Forza | 52 | 104,6 | $9,94 \cdot 10^{-4}$ | 20,64 | 200 | 77 | 74 | 18,6 | $6,80 \cdot 10^{-4}$ |

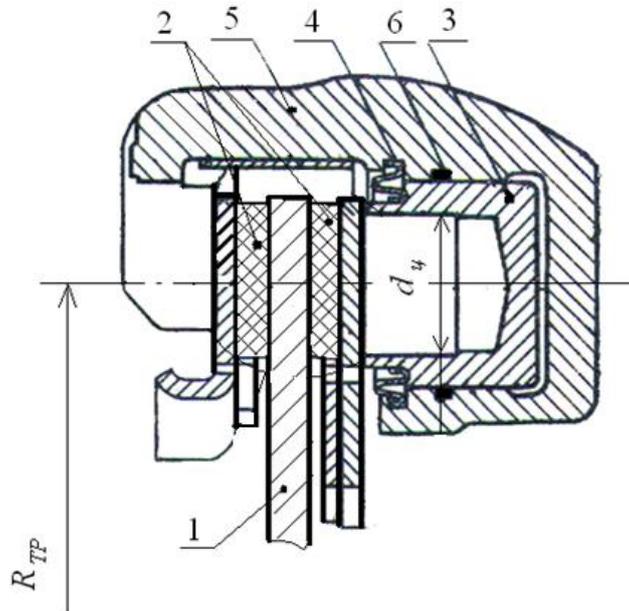


Рис. 1. Схема конструкции переднего дискового тормоза:

1 – тормозной диск; 2 – тормозные колодки; 3 – поршень; 4 – чехол защитный; 5 – суппорт

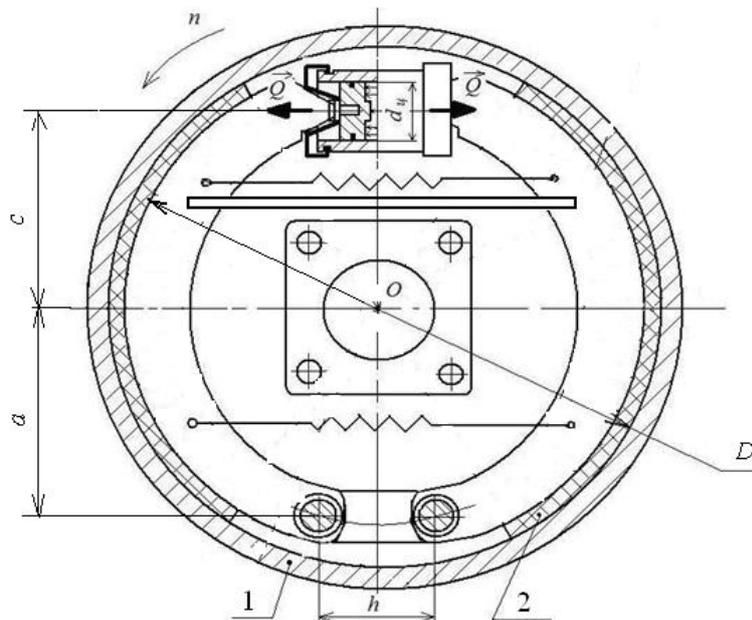


Рис. 2. Схема конструкции заднего барабанного тормоза: тормозной барабан; 2 – колодки тормозные

Откуда, с учетом выражений (1), (4), (5), получим

$$ds_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}\right) \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a}{R_{z1} \cdot \varphi + R_{z2} \cdot \varphi + K_w \cdot \vartheta_a^2 \pm G_a \cdot \sin \gamma} = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}\right) \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a}{G_a \cdot (\varphi + \Phi_e \pm i)} \quad (7)$$

где $\Phi_e = \frac{K_w \cdot \vartheta_a^2}{G_a}$ – аэродинамический фактор [13]; $i = \sin \gamma$ – сопротивление движению при подъеме/спуске.

Обозначив через $A = G_a \cdot (\varphi \pm i)$ и проинтегрировав выражение (7) с пределами интегрирования от ϑ до ϑ_0 , получим

$$s_T = \left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}\right) \cdot \int_{\vartheta}^{\vartheta_0} \frac{\vartheta_a \cdot d\vartheta_a}{A + K_w \cdot \vartheta_a^2} \quad (8)$$

После решения имеем тормозной путь автомобиля при служебном торможении

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_w} \cdot \ln \frac{A + K_w \cdot \vartheta_a^2}{A + K_w \cdot \vartheta^2} \quad (9)$$

В случае экстренного торможения получим выражение

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_w} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Phi_e}{\varphi \pm i}\right) \leq [s_T], \quad (10)$$

где $[s_T]$ – предельное значение тормозного пути легкового автомобиля, установленное [9, 10] при определенной начальной скорости торможения до полной остановки.

Тормозной путь, определяемый по требованиям [10] с учетом особенностей гидростатических тормозных приводов,

$$[s_T] = 0,1\vartheta_a + \frac{\vartheta_a^2}{26 \cdot j_{уст}}, \quad (11)$$

где $j_{уст}$ – величина установившегося замедления автомобиля ($j_{уст} \geq 5,8 \text{ м/с}^2$); ϑ_a – начальная скорость торможения автомобиля, км/час.

Анализ результатов теоретических исследований

Анализ изменения предельного тормозного пути (рис. 3), определяемого по стандартной (11) и полученной зависимости (10), предлагается авторами оценивать по относительному коэффициенту изменения тормозного пути

$$\delta s_T = \frac{s_T - [s_T]}{s_T} \cdot 100\%. \quad (12)$$

Расчетные значения относительного коэффициента изменения тормозного пути рассматриваемых легковых автомобилей в различном весовом состоянии, затормаживаемых на автомобильной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием, сведены в табл. 2.

Таблица 2

Относительное изменение тормозного пути автомобилей

| Автомобиль | Масса, кг | Относительный коэффициент изменения тормозного пути, % | | |
|----------------|-----------|--|-------|-------|
| | | при начальной скорости торможения, км/час | | |
| | | 100 | 130 | 150 |
| Lada Priora | 1088 | 3,23 | 5,21 | 6,21 |
| | 1578 | 14,36 | 15,1 | 15,35 |
| Chevrolet Aveo | 1045 | 4,24 | 5,45 | 6,41 |
| | 1455 | 15,31 | 15,46 | 15,83 |
| Forza | 1200 | 5,5 | 6,05 | 6,84 |
| | 1575 | 10,8 | 11,03 | 11,23 |

На рис. 3 приведені розрахункові графічні залежності відносного зменшення предельного гальмівного шляху легкових автомобілів Chevrolet Aveo, Lada Priora і Forza з частковою навантаженням при екстремних гальмуваннях з початковою швидкістю $v_a = 40 - 150$ км/ч, виконуваних на автомобільній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям.

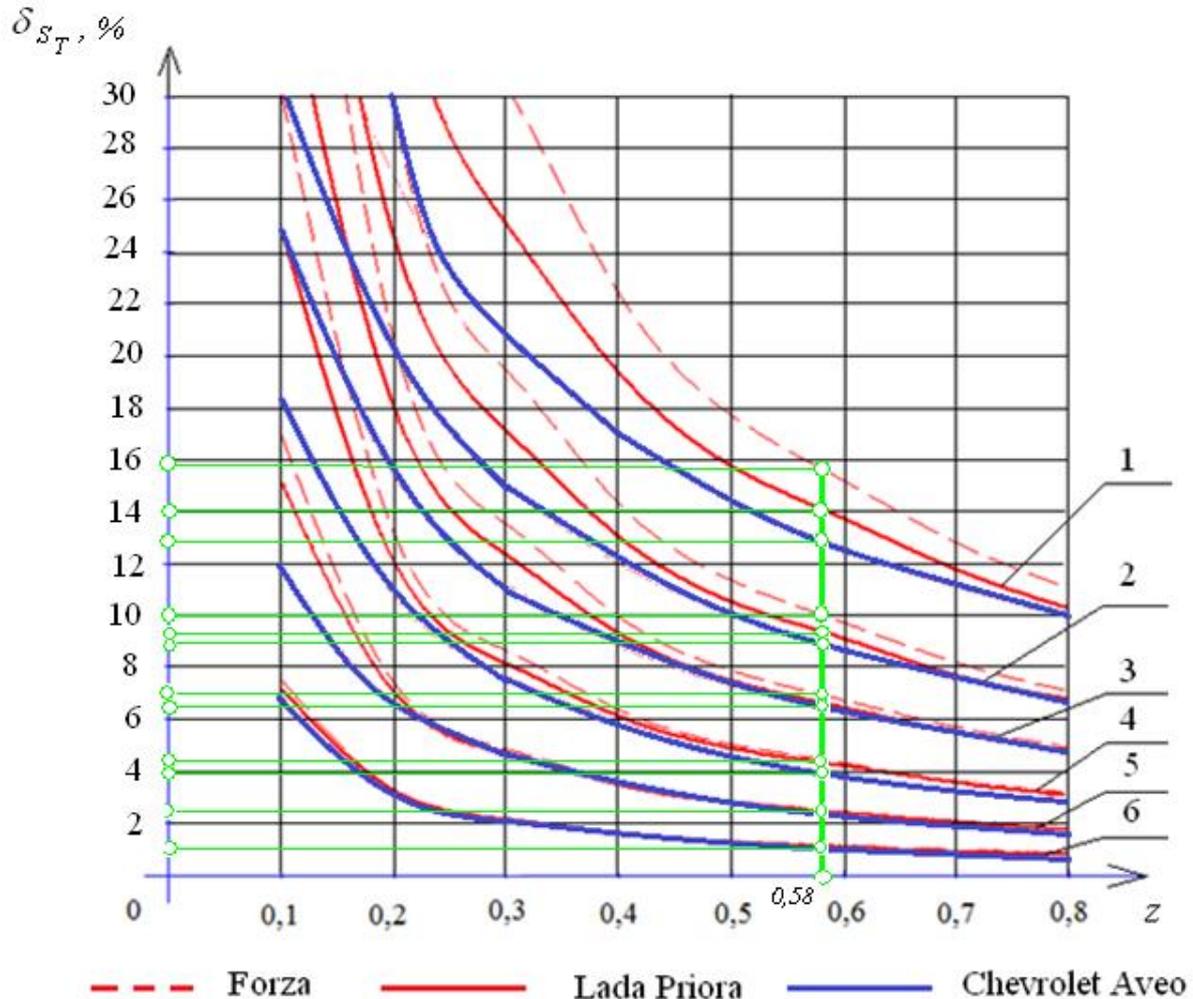


Рис. 3. Теоретичне зміння відносного гальмівного шляху досліджуваних легкових автомобілів з частковою навантаженням: 1 – 150 км/ч; 2 – 130 км/ч; 3 – 100 км/ч; 4 – 80 км/ч; 5 – 60 км/ч; 6 – 40 км/ч

Як було встановлено, відносні зміни значень предельного гальмівного шляху легкових автомобілів при початкових швидкостях гальмування, не перевищують $v_a \leq 80$ км/ч, знаходяться в межах погрешності вичислення і в табл. 2 не приводяться.

Крім того, практично всі значення відносного зменшення предельного гальмівного шляху досліджуваних легкових автомобілів з частковою навантаженням знаходяться в межах погрешності вимірювання, і в такому випадку випробування гальмівних систем слід проводити при повній масі.

Слід зауважити, що при затормаживанні автомобілів Forza з снаряженою масою при початковій швидкості гальмування 150 км/ч величина предельного гальмівного шляху, в порівнянні з стандартним значенням, зменшується на 11,84 %, що в абсолютних одиницях становить 13,1 м. В випадку повної маси величина предельного гальмівного шляху при цьому зменшується на 11,23 %, що в абсолютних одиницях становить 13,1 м.

Крім того, для автомобілів Chevrolet Aveo і Forza при $v_a = 150$ км/ч відносне зменшення гальмівного шляху приймає найбільші значення, що пояснюється більшими значеннями конструктивних параметрів їх гальмівних механізмів.

Так, для автомобілів Chevrolet Aveo з снаряженою масою, затормаживаних при початковій швидкості гальмування 130 км/ч, величина предельного гальмівного шляху, в порівнянні з стандартним значенням, визначеним по (11), зменшується на 5,45 %, що в абсолютних одиницях становить 4,53 м. При повній масі величина предельного гальмівного шляху при цьому зменшується на 15,46 %, що в абсолютних одиницях становить 14,65 м.

Анализ теоретических данных (см. табл. 2) подтверждает, что в диапазоне начальных скоростей торможения 100–150 км/ч, относительное снижение предельного тормозного пути, в порядке возрастания значений, наблюдается у рассматриваемых легковых автомобилей:

а) со снаряженной массой:

Lada Priora – Chevrolet Aveo – Forza в пределах 3,23–6,21 %; 4,24–6,41 %; 5,5–6,84 % соответственно;

б) с полной массой:

Forza – Lada Priora – Chevrolet Aveo в пределах 10,8–11,23 %; 14,36–15,35 %; 15,31–15,83 % соответственно.

Выводы

1. Анализ теоретических данных подтверждает, что если коэффициент относительного изменения тормозного пути автомобиля, полученный в процессе экспериментальных испытаний, превышает значение:

а) 6,21 % – для автомобилей Lada Priora; 6,41 % – для Chevrolet Aveo; 6,84 % – для Forza соответственно со снаряженной массой;

б) 11,23 % – для Forza; 15,35 % – для Lada Priora; 15,83 % – для Chevrolet Aveo соответственно с полной массой, то это свидетельствует о низкой эффективности работы таких систем и о необходимости проведения ТО или ремонтных работ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Н. В. Ярещенко, «Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах.» автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків, 1999. – 16 с.
- [2] Л. В. Михалева, О. В. Алексеева, и О. С. Гасилова, Б. А. Сидоров, «Результаты определения минимально безопасного расстояния между легковыми автомобилями, движущимися в попутном направлении», *Известия ТулГУ. Технические науки*, вып. 4, с. 214-219, 2011.
- [3] С. В. Тюрин, Р. К. Касимов, и А. А. Ревин, «Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями», *Известия ВолгГТУ*, вып. 21(124), т. 7, с. 41-44, 2013.
- [4] Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, и Ю. Н. Козлов, «Метод косвенного измерения $\varphi(t)$ и $\varphi(s)$ -диаграмм через зависимости скорости автомобиля от времени», *Известия волгГТУ*, вып. 10(113), т. 6, с. 12-13, 2013.
- [5] Я. С. Агейкин, и Н. С. Вольская, *Теория автомобиля*. М.: МГИУ, 2008. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
- [6] А. Н. Болдов, и Е. С. Ларин, «Комплексная моделирующая установка для выявления временных характеристик водителя при экстренном торможении автомобиля с АБС», *Известия волгГТУ*, вып. 5, т. 2, с. 11-13, 2012.
- [7] Р. В. Заболотный, «К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС», *Известия волгГТУ*, вып. 2, т. 8, с. 121-122, 2007.
- [8] Б. А. Сидоров, и Б. Н. Кареб, «Влияние точности оценки величин параметров экстренного торможения автомобиля на выводы экспертов-автотехников», *Современные проблемы науки и образования*, № 5, с. 5, 2012.
- [9] *Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N, і O стосовно гальмування* (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE 13-09-2002. - [Чинний від 01.07.2005]. - Офіц. вид. - (Державний стандарт України).
- [10] *Колісні транспортні засоби*. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649: 2010. - Офіц. вид. - [Чинний від 28.11.2010]. - К.: Держспоживстандарт України, 2011. - 26 с. - (Національний стандарт України).
- [11] О. Н. Бурмистрова, Е. В. Пластинина, и О. М. Тимохова, «К вопросу определения зависимости скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане», *Фундаментальные исследования*, Вып. 2, с. 2074-2078, 2015.
- [12] І. О. Назаров, и В. І. Назаров, «Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів» у *Наукові нотатки (за галузями знань «Технічні науки»)*. Луцьк: ЛНТУ, 2014, вип. 56, с. 119-127.
- [13] И. А. Назаров, В. И. Назаров, и А. И. Назаров, «Обеспечение безопасности движения двухосных транспортных средств при выполнении экстренных торможений в эксплуатационных условиях», в *Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике*, 27-28 апреля 2015 г.: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе», Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015, т. 2, вып. 2, с. 218-222.
- [14] А. П. Петров, «Исследование механизма влияния внутренних потоков воздуха на общую аэродинамику автомобиля», *Известия МГТУ МАМИ*, № 1(19), т. 1, с. 55-62, 2014.
- [15] А. И. Назаров, И. А. Назаров, и В. И. Назаров, «Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны» у *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Автомобіле і тракторобудування*, № 8 (1117). – Харків: НТУ, 2015, с. 42-50.
- [16] В.І. Назаров, О.І. Назаров, и І.О. Назаров, «Математичне моделювання перерозподілу вертикальних реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом» у *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Математичне моделювання в техніці та технологіях*. – №39(1082). – Харків: НТУ «ХП», 2014, с. 134-141.

Назаров Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: hefer64@gmail.com.

Назаров Иван Александрович – соискатель ученой степени канд. техн. наук, кафедра технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: hefer64@gmail.com.

Иванченко Евгений Иванович - бакалавр, кафедра технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: jeka131305@gmail.com.

Галкин Вадим Анатольевич - бакалавр, кафедра технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: vgalkin2020@gmail.com.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Винницкий национальный технический университет, г. Винница

Назаров Владимир Иванович – ведущий инженер-конструктор, отдел автобусов и грузовых автомобилей, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua

Запорожский автомобилестроительный завод, г. Запорожье

A. Nazarov¹
V. Kashkanov²
I. Nazarov¹
Ye. Ivanchenko¹
V. Galkin¹
V. Nazarov³

Assessment of the functional functionality of passenger car brake systems by changing the braking distance during operation

¹Kharkiv National Automobile and Road University

²Vinnitsia National Technical University

³Zaporozhe Automobile Building Plant

The article discusses a methodology for assessing the functional suitability of brake systems to change the braking path of passenger cars, taking into account various operating conditions. The goal is achieved by using the method of mathematical modeling of the emergency braking process, taking into account the possible operating conditions of cars performing emergency braking at certain initial speeds, in particular, exceeding 100 km / h.

Based on the analysis of scientific sources, it has been established that the determination of the braking efficiency of a vehicle classically occurs on the verge of blocking all wheels with known methods of distributing braking forces between the axles of the vehicle. In this case, the standards set the maximum value of the minimum deceleration and braking distance.

In addition, the jump in the maximum possible value of the braking force between the wheels of each axle makes it possible to compare it with the requirements of DSTU 3649: 2010, and the assessment of the magnitude of this jump for each braking of the car is to establish its functional suitability.

As a result, according to the magnitude of the jump in the maximum possible value of the braking distance, the change in the maximum allowable braking force of the car sets, and according to the magnitude of its jump, it is possible to assess the functional suitability of its braking system.

As a result, the use of expert information on the value of jumps in the maximum possible value of the braking force of a car, affecting the braking torques and braking coefficient, can reduce the amount of experimental research and significantly reduce the time to reach an objective decision on the functional suitability of the brake systems of operated cars.

The paper presents the results of theoretical studies of passenger cars Chevrolet Aveo, Lada Priora and Forza with different loads, performing emergency braking at an initial speed of 40-150 km / h on a road with dry asphalt concrete.

The boundaries of the coefficient of the relative change in the braking distance of the tested passenger car, at which it is possible to make a conclusion about the functional suitability of its braking system, have been established.

Key words: passenger car, braking mechanism, functional suitability, stopping distance, coefficient of relative change in stopping distance.

Nazarov Alexander – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: hefer64@gmail.com.

Kashkanov Vitaliy – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Nazarov Ivan – candidate of Assistant Professor, Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: hefer64@gmail.com.

Ivanchenko Yevhen – Bachelor, Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: jeka131305@gmail.com.

Galkin Vadym – Bachelor, Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: vgalkin2020@gmail.com.

Nazarov Vladimir – Leading Design Engineer, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

О. І. Назаров¹
В. А. Кашканов²
І. О. Назаров¹
Є. І. Іванченко¹
В. А. Галкін¹
В. І. Назаров³

Оцінка функціональної придатності гальмових систем легкових автомобілів за зміною шляху гальмування в процесі експлуатації

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

³Запорізький автомобілебудівний завод

У статті розглядається методика оцінки функціональної придатності гальмівних систем за зміною шляху гальмування легкових автомобілів з урахуванням різних експлуатаційних умов. Мета досягається за рахунок використання методу математичного моделювання процесу екстреного гальмування з урахуванням можливих експлуатаційних умов легкових автомобілів, що виконують екстрені гальмування при певних початкових швидкостях, особливо, що перевищують 100 км/год.

На підставі аналізу наукових джерел встановлено, що визначення ефективності гальмування транспортного засобу класично відбувається на межі блокування всіх коліс при відомих способах розподілу гальмівних сил між осями автомобіля. При цьому нормативами встановлюється гранична величина мінімального уповільнення та гальмівного шляху.

Крім того, стрибок гранично можливої величини гальмівної сили між колесами кожної осі, дозволяє порівняти його з вимогами ДСТУ 3649: 2010, а оцінка величини цього стрибка для кожного гальмування автомобіля – встановити її функціональну придатність.

У підсумку, за величиною стрибка гранично можливої величини гальмівного шляху встановлює зміну гранично допустимої гальмівної сили автомобіля, а за величиною її стрибка – можливість оцінити функціональну придатність його гальмівної системи.

В результаті, використання експертної інформації про значення стрибків гранично можливої величини гальмівної сили автомобіля, які впливають на гальмівні моменти і коефіцієнт гальмування, дозволяють зменшити обсяг експериментальних досліджень і значно скоротити час досягнення об'єктивного рішення про функціональну придатність гальмівних систем експлуатованих легкових автомобілів.

Представлено результати теоретичних досліджень легкових автомобілів Chevrolet Aveo, Lada Priora і Forza з різним завантаженням, що виконують екстрені гальмування з початковою швидкістю 40–150 км/год на автомобільній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям.

Встановлено межі коефіцієнта відносної зміни гальмівного шляху випробуваного легкового автомобіля, при яких можна прийняти висновок про функціональну придатність його гальмівної системи.

Ключові слова: легковий автомобіль, гальмівний механізм, функціональна придатність, гальмівний шлях, відносний коефіцієнт зміни гальмівного шляху.

Назаров Олександр Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: hefer64@gmail.com.

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Назаров Іван Олександрович – здобувач вченого ступеня канд. техн. наук, кафедра технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: hefer64@gmail.com.

Іванченко Євген Іванович – бакалавр, кафедра технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: jeka131305@gmail.com.

Галкін Вадим Анатолійович – бакалавр, кафедра технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: ygalinkin2020@gmail.com.

Назаров Володимир Іванович – провідний інженер-конструктор, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.