

маршруте движения в данное время суток заторами. Распределение оставшегося времени соответствует следующей закономерности: доля времени движения увеличивается с ростом скоростного интервала в пределах допустимой скорости движения. Аналогичную зависимость имеет доля времени движения на определенной передаче за исключением 5-й, доля времени движения на которой составила 6 %, что характерно для движения в городских условиях.

Проведенный анализ доли времени движения в определенном диапазоне скоростей на каждой передаче показывает в большей мере особенности данных условий движения, управления автомобилем, а также содержит важную информацию для последующего исследования режимов работы трансмиссии, необходимого как для оптимизации характеристик силового агрегата автомобиля, так и для проектирования узлов и расчетов показателей надежности. В дальнейшем возможно многократное повторение прохождения специальных маршрутов, которые будут обладать характерными особенностями. На основе полученных данных возможно выявление зависимости скоростных режимов работы трансмиссии от условий движения, что необходимо для более

полного учета факторов эксплуатации при оптимизации параметров силового агрегата.

Библиографические ссылки

1. Блохин А. Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля : автореф. дис. ... канд. тех. наук. – Н. Новгород, 2006. – 20 с.
2. Кузьмин Н. А. Техническая эксплуатация автомобилей: нормирование и управление : учеб. пособие. – М. : ФОРУМ, 2011. – 224 с.
3. ГОСТ 16504–81. Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества. Основные термины и определения.
4. Бутарович Д. О., Смирнов А. А. Распределение относительных пробегов легких коммерческих автомобилей по результатам дорожных испытаний // Журнал автомобильных инженеров. – 2013. – № 6. – С. 28–32.
5. CAN in Automation [Электронный ресурс]. – URL: http://en.wikipedia.org/wiki/On-board_diagnostics (дата обращения: 01.12.13).
6. Кравец В. Н. Теория автомобиля. – Н. Новгород : Изд-во Нижегородского гос. техн. ун-та им. П. Е. Алексеева, 2007. – 368 с.
7. Интерактивный учебник по Visual Basic [Электронный ресурс]. – URL: <http://msdn.microsoft.com/ru-ru/library/> (дата обращения: 25.11.13).

A. V. Tumasov, PhD in Engineering, Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R. E. Alekseev
I. A. Suvorov, Post-graduate, Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R. E. Alekseev

Research of Vehicle Speed Modes and Its Transmission Work in Certain Operating Conditions

Prospective driving conditions should be considered when selecting the optimal parameters of the engine and vehicle transmission. Studies allow us to determine speed modes of vehicle motion and its components operation in certain conditions. Analysis on the basis of groups of dependent and independent parameters revealed the characteristic features of vehicle and driver operation in certain motion conditions.

Key words: operating conditions, power unit, driving modes, modes of transmission, gear ratios.

УДК 629.113

Р. А. Мусарский, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени П. Е. Алексеева
Е. В. Степанов, магистрант, Нижегородский государственный технический университет имени П. Е. Алексеева

ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ТОРМОЗНОГО ПУТИ АВТОМОБИЛЯ

Вычисляется гистограмма тормозного пути автомобиля на основе анализа вероятностных характеристик распределения коэффициента продольного сцепления колес автомобиля с дорогой.

Ключевые слова: тормозной путь, автомобиль, гистограмма, коэффициент сцепления колес с дорогой.

Тормозные свойства относят к важнейшим эксплуатационным свойствам, определяющим активную безопасность автомобиля. В настоящее время оценку тормозных свойств автомобиля производят по результатам испытаний реального транспортного средства в соответствии с нормативной документацией [1]. Очевидно, что этот процесс требует немало материальных и временных ресурсов. Именно поэтому является целесо-

образным разработка методики оценки тормозных свойств автомобиля на основе теоретического анализа динамики автомобиля.

Обычно при исследовании тормозного пути считают, что он принимает детерминированное значение, которое зависит от конструктивных параметров автомобиля: массы, распределения веса на колеса, параметров шины и ее протектора, условий движения: скорости движения, типа дорожного покрытия,

коэффициента сцепления колес с дорогой. Однако, например, такой параметр, как коэффициент сцепления колес с дорогой, является случайной величиной. Это позволяет исследовать путь, пройденный автомобилем от начала торможения до полной остановки как случайную величину, имеющую определенную плотность распределения вероятностей, и оценивать не только среднее значение этой величины, но и параметр разброса относительно среднего значения – среднеквадратическое отклонение. Это является важным, например, при экспертизе дорожно-транспортных происшествий [2, 3, 4].

В предлагаемой работе на основе известной функциональной зависимости между путем торможения автомобиля и коэффициентом сцепления колес с дорогой [5], а также полученной экспериментально гистограммы распределения коэффициента сцепления колес вычисляется гистограмма пути торможения. Рассмотренный подход может быть применен для прогнозирования тормозных свойств различных транспортных средств.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218).

Задачей данной работы является вычисление вероятностных характеристик тормозного пути автомобиля. В качестве объекта исследования было выбрано типовое одиночное транспортное средство (рис. 1). Приняты следующие допущения:

- торможение происходит с полным использованием сил сцепления колес с дорогой;
- отсутствует учет сил сопротивления качению колес и сопротивления воздуха;
- торможение происходит с постоянным ускорением;
- коэффициенты сцепления одинаковы для колес передней φ_{x1} и задней φ_{x2} осей и являются случайными величинами.

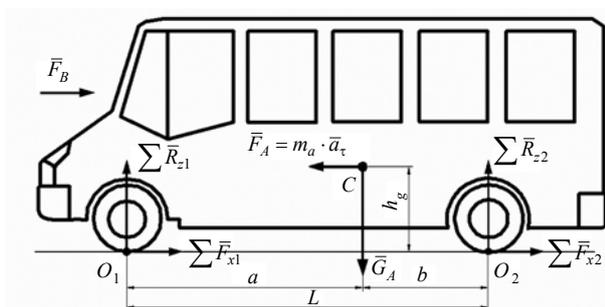


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Для определения вероятностных характеристик изменения коэффициента продольного сцепления колес автомобиля с дорогой проведен анализ результатов испытаний автобуса в дорожных условиях. Из массивов данных полученных измерительной систе-

мой RaceLogic извлечены зависимости величин продольного замедления и тормозного пути от времени.

Известна зависимость величины продольного замедления от коэффициента продольного сцепления колес с дорогой [5]:

$$\varphi_x = \frac{a_\tau}{g} \quad (1)$$

На основе анализа результатов дорожных испытаний [7] сформирована выборка значений продольного замедления при торможении (рис. 2), и на основе формулы (1) получена выборка значений коэффициента продольного сцепления.

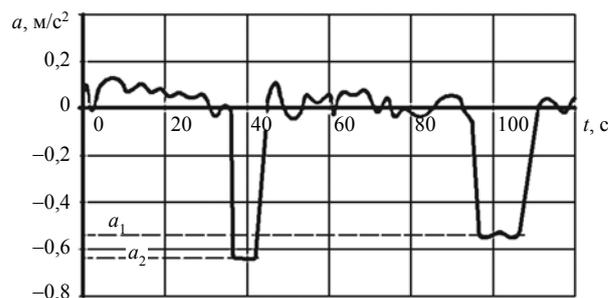


Рис. 2. Зависимость продольного ускорения от времени, полученная экспериментально

На рис. 3 приведена аппроксимация гистограммы распределения коэффициента продольного сцепления колес с дорогой функцией Гаусса. Гистограмма получена по данным 34 испытаний.

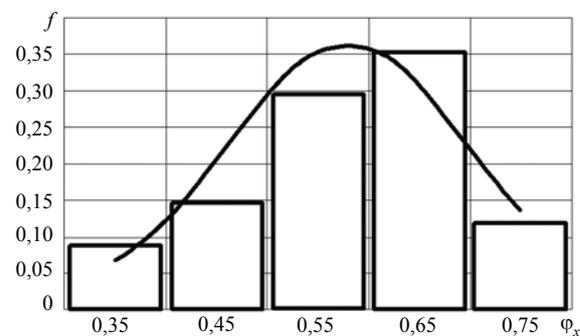


Рис. 3. Гистограмма распределения коэффициента сцепления колес с дорогой

На основе этой гистограммы рассчитаны вероятностные характеристики коэффициента продольного сцепления: функция плотности вероятности распределения, математическое ожидание $m_\varphi = 0,575$ и среднеквадратичное отклонение $\sigma_\varphi = 0,1098$.

Как показано в [5], минимальный тормозной путь связан с продольным коэффициентом сцепления следующим соотношением:

$$S_{\tau \min} = V_0 \left(t_3 + \frac{t_H}{2} \right) + \frac{k_3 V_0^2}{2g(\varphi_x \cos \alpha \pm \sin \alpha + k_{кр})} \quad (2)$$

где V_0 – начальная скорость торможения; φ_x – продольный коэффициент сцепления; α – угол продольного уклона дороги; $k_{кр}$ – удельная сила тяги на крюке; k_3 – коэффициент эффективности торможения; t_3 – время запаздывания тормозного привода; t_n – время нарастания замедления.

Введем обозначения:

$$S = S_{\text{тmin}}; \quad A = V_0 \left(t_3 + \frac{t_n}{2} \right);$$

$$a = \frac{2g \cos \alpha}{k_3 V_0^2}; \quad b = \frac{2g(k_{кр} \pm \sin \alpha)}{k_3 V_0^2}.$$

Тогда формулу (2) можно записать как функцию зависимости пути торможения от коэффициента сцепления колес с дорогой:

$$S = S(\varphi_x) = A + \frac{1}{a\varphi_x + b}. \quad (3)$$

Параметры автомобиля, закладываемые в модель:

$$t_3 = 0,1 \text{ с}; \quad t_n = 0,3 \text{ с}; \quad k_3 = 1,3; \quad \alpha = 0; \quad k_{кр} = 0.$$

Условия проведения испытания: $V_0 = 16,67 \text{ м/с}$ – скорость движения автомобиля перед торможением.

Ниже покажем, как, пользуясь однозначной функцией (3) и зная гистограмму распределения коэффициента сцепления колес с дорогой (рис. 3), можно получить гистограмму распределения тормозного пути. (Ход построения приведен на рис. 4.)

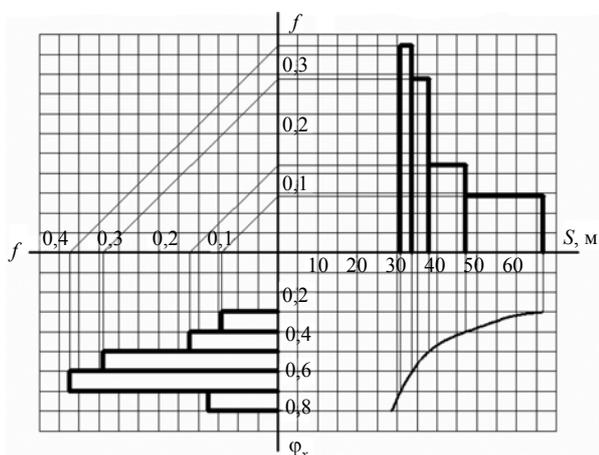


Рис. 4. Построение гистограммы распределения тормозного пути

1. В третьем квадранте строится гистограмма распределения коэффициента сцепления колес с дорогой φ_x (f – частота попадания на интервал) (рис. 3).

2. В четвертом квадранте приведен график функции (3) зависимости пути торможения (S , м) от коэффициента сцепления колес с дорогой.

3. В первом квадранте построен окончательный результат – гистограмма распределения тормозного

пути. Для ее получения воспользовались следующими построениями.

Границы интервалов по оси пути торможения пересчитываются в соответствии с формулой (3). Относительные частоты попадания на интервалы по пути равны относительным частотам попадания на интервалы коэффициента сцепления колес с дорогой.

Расчет показывает, что математическое ожидание тормозного пути равно 37,458 м и среднеквадратичное отклонение равно 7,09 м.

На рис. 5 приведены гистограммы распределения вероятности тормозного пути, на основе которых рассчитываются математическое ожидание и величина среднеквадратичного отклонения тормозного пути.

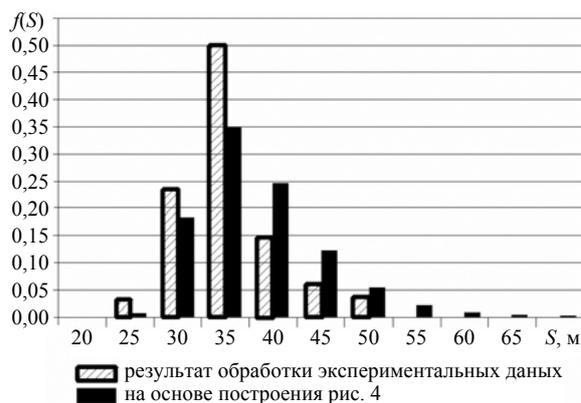


Рис. 5. Гистограммы распределения вероятности тормозного пути

а) Математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение тормозного пути по гистограмме, построенной на рис. 4: $m_S = 37,46 \text{ м}$; $\sigma_S = 7,09 \text{ м}$, коэффициент вариации равен 19 %.

б) Математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение тормозного пути по результатам эксперимента: $m_S = 33,14 \text{ м}$; $\sigma_S = 5,71 \text{ м}$, коэффициент вариации равен 17,2 %.

В результате выполненных исследований было показано, что тормозной путь является случайной величиной и во многом зависит от функции распределения коэффициента сцепления. Также вполне очевидно влияние на тормозной путь величин времени запаздывания тормозного привода и времени нарастания замедления, поэтому, в перспективе, необходимо более тщательно отнестись к определению этих величин, анализируя результаты как стендовых, так и дорожных испытаний.

Исследуемая в данной работе модель транспортного средства – плоская, с одинаковым коэффициентом сцепления для всех колес автомобиля. Возможно, имеет смысл перейти к исследованию пространственной модели и оценивать тормозной путь при различных условиях сцепления для каждого колеса автомобиля.

Выводы

Проведена вероятностная оценка тормозного пути автомобиля. Определены математическое ожи-

дание и среднеквадратическое отклонение пути, пройденного автомобилем от начала торможения до полной остановки. Значительная величина коэффициента вариации показывает важность оценки разброса пути торможения при экспертизе дорожно-транспортных происшествий.

Относительная погрешность математического ожидания, полученного теоретически, составляет 11,5 % от результата, полученного экспериментально. Но характер распределения вероятности тормозного пути достаточно схож. Причиной такой погрешности может являться недостаточная достоверность величин времени запаздывания тормозного привода и времени нарастания замедления.

Перспективным направлением для развития данной методики может являться дополнительная оценка значений параметров тормозного привода и характера их изменения при торможении.

Разработанные подходы могут быть использованы для вероятностной оценки различных типов одиночных транспортных средств: легковых автомобилей, легких коммерческих автомобилей, грузовых автомобилей и автобусов.

Библиографические ссылки

1. Расчетно-экспериментальные исследования тормозных свойств автобуса / А. М. Грошев, Г. А. Конилова, С. Ю. Костин, Ю. П. Трусов, А. В. Тумасов // Известия Моск. гос. техн. ун-та МАМИ. – 2012. – Т. 1. – № 2(14). – С. 92–97.
2. *Иларионов В. А.* Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : учебник для вузов. – М. : Транспорт, 1989. – 255 с.
3. *Wong J. Y.* Theory of ground vehicles. 4rd edition. – Hoboken, NJ, 2008. – P. 26.
4. Bosch Robert GmbH. Automotive Handbook. 4th ed. – 1996. – P. 335.
5. *Кравец В. Н., Селифонов В.В.* Теория автомобиля : учебник для вузов. – М. : Гринлайт+, 2011. – 884 с.
6. Метод статистических испытаний (метод Монте-Карло) и его приложения / Н. П. Бусленко, Д. И. Голенко [и др.]. – Физматгиз, 1962. – 331 с.
7. Исследование тормозных свойств автобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний / А. М. Грошев, С. Ю. Костин, Г. А. Конилова, Ю. П. Трусов, П. В. Середина // Труды НГТУ им. П. Е. Алексеева. – 2012. – № 3. – С. 157–161.

R. A. Musarsky, DSc in Engineering, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R. E. Alekseev
E. V. Stepanov, Master's Degree Student, Nizhny Novgorod State Technical University n. a. R. E. Alekseev

Probabilistic Estimation of Car Braking Distances

The histogram of braking distance vehicle is calculated based on the knowledge of the histogram distributions of the longitudinal traction with the road.

Key words: braking distance, car, histogram, traction coefficient.

УДК 621.541

С. В. Жилиев, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

С. Д. Кугультинов, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

Ю. П. Мурзин, кандидат технических наук, ЗАО «ПО «Джет», Ижевск

Т. В. Ломаева, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД КОЛЕС САМОХОДНЫХ МАШИН

Приведены результаты работы по созданию пневматического привода колес для гибридной силовой установки транспортных средств высокой проходимости.

Ключевые слова: пневматический привод, самоходные машины.

Разработка привода для каждого колеса создаст возможность организации производства широкой гаммы техники нового поколения – от мотоблоков до весьма мощных транспортных средств обычной и высокой проходимости.

Работы по созданию привода для каждого колеса ведут многие зарубежные фирмы. Наибольших успехов добились предприятия, занимающиеся разработкой и выпуском гибридных автомобилей,

где двигатель внутреннего сгорания (ДВС) вращает генератор, вырабатывающий электроэнергию для электроприводов колес. Такая система является дорогой. Кроме того, достаточно сложной задачей является автоматическое обеспечение роста крутящего момента при снижении числа оборотов [1, 2].

В США ведутся работы по созданию привода колеса с помощью гидронасоса и гидромоторов, приводимых в действие ДВС. Традиционные недостатки