

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ И КОНСТРУКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 625.72

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАМЕДЛЕНИЯ МНОГООСНОГО АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ РЕАЛИЗУЕМЫХ СЦЕПЛЕНИЙ ЕГО КОЛЕС И РАСПОЛОЖЕНИЯ КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС

А.Н. Туренко, проф., д.т.н., В.А. Богомолов, проф., д.т.н., Д.Н. Леонтьев, доц., с.н.с.,
к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Проанализированы и обобщены основные способы расчета величины замедления двухосного автомобиля, а также предложен способ расчета замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. Выполнен анализ предложенных зависимостей и сделаны выводы.

Ключевые слова: реализуемое сцепление, замедление, масса, распределение веса, коэффициент торможения, сцепление колес автомобиля с дорогой, влияние сцепления на ускорение автомобиля.

СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ УПОВІЛЬНЕННЯ БАГАТОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ЗЧЕПЛЕНЬ, ЩО РЕАЛІЗУЮТЬСЯ ЙОГО КОЛЕСАМИ, ТА РОЗТАШУВАННЯ КООРДИНАТИ ЦЕНТРА МАС

А.М. Туренко, проф., д.т.н., В.О. Богомолов, проф., д.т.н., Д.М. Леонтьєв, с.н.с.,
доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотация. Проанализовано та узагальнено основні способи розрахунку величини уповільнення двовісного автомобіля, а також запропоновано спосіб розрахунку уповільнення багатовісного автомобіля на основі зчеплень, що реалізуються його колесами, та розташування координати центра мас. Виконано аналіз запропонованих залежностей та зроблено висновки.

Ключові слова: зчеплення, що реалізується, уповільнення, маса, розподіл ваги, коефіцієнт гальмування, зчеплення коліс автомобіля з дорогою, вплив зчеплення на прискорення автомобіля.

METHOD OF DETERMINING MULTIAXLE TRUCK DECELERATION BASED ON THE ADHESION OF WHEELS AND THE CENTER OF MASS COORDINATE LOCATION

A. Turenko, Prof., D. Sc. (Eng.), V. Bogomolov, Prof., D. Sc. (Eng.),
D. Leontiev, Sr. Researcher, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. The main methods of determining deceleration of a two-axle vehicle are analyzed and summarized as well as a method for calculating the deceleration of a multi-axle truck based on the adhesion of the wheels and the location of the coordinates of the center of mass is provided. Analysis of dependencies proposed is carried out and conclusions are drawn.

Key words: adhesion, deceleration, mass, weight distribution, braking rate, wheel adhesion with the road, Influence of coupling on vehicle acceleration.

Введение

Интенсивное развитие автомобильной промышленности европейских стран и стран

СНГ способствовало внедрению в тормозное управление транспортных средств (ТС) электронных систем, повышающих активную

безопасность, которая неизбежно влияет на безопасность дорожного движения. Не исключением стали и многоосные автомобили, которые используют в гражданских целях как самосвалы, бетоновозы, седельные тягачи и передвижные подъемные краны. Очевидно, что, участвуя в дорожном движении наряду с обычными автомобилями, они оказывают непосредственное влияние на безопасность дорожного движения и в том числе – на безопасность пешеходов его участников.

Цель и постановка задачи

Поскольку безопасность участников дорожного движения зависит от скоростей движения автомобиля и эффективности его торможения, то исследование вопроса определения замедления транспортного средства является первоочередной задачей при исследовании его динамических качеств. Изменение величины замедления автомобиля, особенно автомобиля большой грузоподъемности, сложно описать классическими подходами, изложенными в научно-технической литературе по теории автомобиля [1–6], поэтому при оценке динамики торможения автомобиля перед исследователем возникает вопрос выбора математической модели, позволяющей адекватно определить замедление автомобиля.

Задача теоретического определения замедления автомобиля является одной из наиболее сложных и наукоемких в теории автомобиля, поскольку на движущийся автомобиль оказывает влияние множество изменяющихся факторов (скорость его движения, тип, форма и состояние опорной поверхности, свойства шин и др.). Очевидно, что для ее разрешения необходимо выполнить всесторонний анализ данного вопроса на основе теоретического и экспериментального исследования.

Анализ публикаций

В общеизвестной литературе [1–6] отмечается, что замедление автомобиля можно определить, используя зависимость вида

$$j_a = \frac{\sum R_x}{m_a}, \quad (1)$$

а в работах [9–11] и нормативных документах [7, 8]

$$j_a = g \cdot z. \quad (2)$$

Зависимость (1) может быть использована в случае записи величины тормозной силы, что на сегодняшний день пока не представляется возможным из-за отсутствия надежных беспроводных датчиков усилия, вмонтированных в шины автомобилей.

Чаще для оценки динамики торможения транспортного средства используется зависимость (2), в которой величина z есть не что иное, как удельная тормозная сила, действующая на автомобиль [8–10], или, как ее еще называют, – коэффициент торможения транспортного средства [7, 11], а g – величина ускорения свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Рассматривая плоскую модель двухосного автомобиля, независимо друг от друга авторы работ [9, 10] получили зависимость (3), с помощью которой можно определить величину коэффициента торможения (z) двухосного транспортного средства, зная координаты расположения центра его тяжести (рис. 1), колесную базу автомобиля (L), а также реализуемые сцепления (f_1) и (f_2) шин на передней и задней осях соответственно.

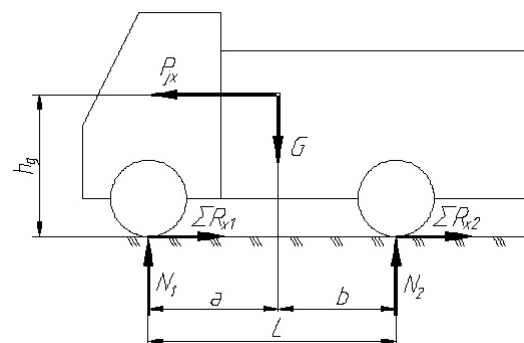


Рис. 1. Схема сил, которые действуют в продольной плоскости на транспортное средство при торможении

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h_g \cdot f_1 - f_2}. \quad (3)$$

В случае использования пространственной модели коэффициент торможения автомобиля, имеющего две оси, можно определить по зависимости (4), описанной в работе [15]

$$z = \frac{A_1 \cdot f_1^L \cdot b + f_2^L \cdot a + A_2 \cdot f_1^R \cdot b + f_2^R \cdot a}{2 \cdot B \cdot L - h_g \cdot 2 \cdot B \cdot A_3 \cdot f_1^L - f_2^L + A_4 \cdot f_1^R - f_2^R}. \quad (4)$$

В зависимости (4) коэффициенты A_1 – A_4 определяются из следующих выражений:

$$A_1 = 2 \cdot B \cdot A_3 + A_2 \quad A_2 = A_4 - A_3$$

$$A_3 = 1 - \frac{A_4}{2 \cdot B} \quad A_4 = B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta,$$

с учетом выражения

$$A_3 = \frac{2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta \left(V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt} \right)}{g}.$$

Зависимость (4) учитывает уклон дороги в поперечной плоскости (β), колею автомобиля (B), действие линейной скорости движения центра тяжести автомобиля (V_x), угловой скорости (ω_a), углового ускорения автомобиля ($d\omega_a/dt$), неравенство реализуемых сцеплений между шинами и дорогой на передней (f_1^L, f_1^R) и задней осях (f_2^L, f_2^R), а также неравенство реализуемых сцеплений под левыми (f_1^L, f_2^L) и правыми шинами одной оси (f_1^R, f_2^R) транспортного средства.

Анализ научно-технической литературы [12–14], посвященной динамике торможения многоосных автомобилей, показал, что вопросу определения величины замедления расчетным способом уделялось недостаточно внимания из-за сложности решения статически неопределимых задач, поэтому в данной работе и предлагается способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс.

Способ определения замедления многоосного автомобиля

Для того чтобы определить замедление многоосного автомобиля, необходимо для начала определить положение координаты центра масс относительно осей многоосного автомобиля. Несмотря на статическую неопределимость схемы (рис. 2), сделать это возможно, представив автомобиль в виде двух масс, распределенных над передними и задними осями транспортного средства, которые и определяют положение центра масс автомобиля. Из схемы, изображенной на рис. 2, видно, что масса m_1 оказывает воздействие на первый и второй мосты, а масса m_2 – на третий и четвертый.

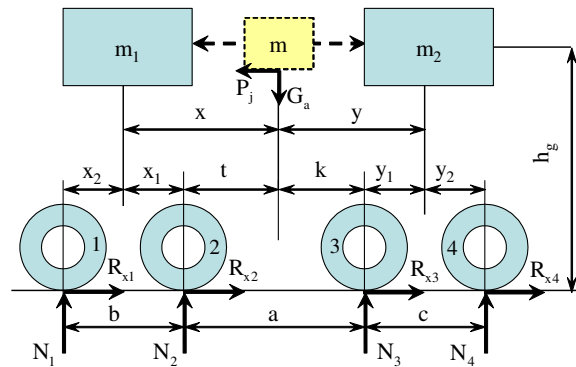


Рис. 2. Схема сил и расположения координат центра тяжести в продольной плоскости для четырехосного транспортного средства

Очевидно, что задача определения координат центра масс, при статической неопределимости схемы, может быть решена, если принять во внимание то обстоятельство, что условное положение массы m_1 находится на удалении x от центра масс, а массы m_2 – на удалении y . При этом неизвестные координаты $x, y, y_1, y_2, x_1, x_2, t$ и k , которые измерить на реальном многоосном транспортном средстве крайне сложно, могут быть определены в соответствии со схемой, изображенной на рис. 2, из выражений

$$y_1 = k - y; \quad y_2 = k + c - y; \quad x_1 = t - x; \quad x_2 = t + b - x;$$

$$L = x + y; \quad t = a - k; \quad k = \frac{x \cdot N_1 + N_2 - c \cdot N_4}{N_3 + N_4};$$

$$x = a \cdot \left(\frac{N_1 + N_2}{m \cdot g} \right) + \frac{N_4 \cdot c}{m \cdot g} + \frac{N_1 \cdot b \cdot N_3 + N_4}{N_1 + N_2 \cdot m \cdot g};$$

$$y = a + \frac{N_4 \cdot c}{N_3 + N_4} + \frac{N_1 \cdot b}{N_1 + N_2} - x.$$

Определив координаты положения центра тяжести многоосного автомобиля, приступим к определению величины его замедления. Для этого воспользуемся выражением (2) и, по аналогии с выражениями (3) и (4), запишем выражение (5) для определения коэффициента торможения z четырехосного транспортного средства:

$$z = \frac{\frac{L}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{f_1}{L+x_2} + \frac{f_2}{L-x_1} \right) \cdot y + \frac{L}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{f_3}{L-y_1} + \frac{f_4}{L+y_2} \right) \cdot x}{L - h_g \cdot \left(\frac{L}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{f_1}{L+x_2} + \frac{f_2}{L-x_1} \right) - \frac{L}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{f_3}{L-y_1} + \frac{f_4}{L+y_2} \right) \right)}, \quad (5)$$

где x и y – продольные координаты расположения масс m_1 и m_2 относительно центра масс многоосного автомобиля, m ; h_g – высота расположения центра масс над поверхностью дороги, m [19, 20]; L – условная колесная база автомобиля, m ; f_1, f_2, f_3 и f_4 – реализуемые сцепления шин соответствующих осей автомобиля; λ_1 и λ_2 – коэффициенты распределения нагрузки между смежными передними и задними мостами четырехосного транспортного средства в статическом состоянии.

Если предположить что передней оси у четырехосного транспортного средства нет ($f_1 = 0$, а $\lambda_1 = 1$), то уравнение (5) можно переписать для трехосного автомобиля в виде

$$z = \frac{f_2 \cdot y + \frac{L}{\lambda_2} \left(\frac{f_3}{L-y_1} + \frac{f_4}{L+y_2} \right) \cdot x}{L - h_g \cdot \left(f_2 - \frac{L}{\lambda_2} \left(\frac{f_3}{L-y_1} + \frac{f_4}{L+y_2} \right) \right)}. \quad (6)$$

Аналогичным образом можно прийти и к уравнению (3) из уравнения (5), если предположить что у четырехосного автомобиля отсутствует одна передняя и одна задняя ось, например первая и четвертая ($f_1 = 0$ и $f_4 = 0$, а $\lambda_1 = \lambda_2 = 1$).

В уравнениях (3)–(6) одним из определяющих параметров является реализуемое сцепление между шиной и опорной поверхностью. В работах [9, 16, 17] показано, что при заблокированных колесах реализуемые сцепления равны коэффициенту трения ($f_i = \varphi$) и зависят только от скорости движения транспортного средства (до 20 %). Иная же картина наблюдается при качении колеса. Известно, что реализуемое сцепление катящегося колеса зависит от коэффициента трения соответствующей шины о дорожную поверхность [16, 17], от конструкции шины (ее крутильной жесткости и угловой деформации) [18], а также от условий ее эксплуатации.

При моделировании не следует пренебрегать тем фактом, что реализуемое сцепление катящегося колеса существенно зависит от скорости качения колеса (до 20 %), ошиновки колеса и нагрузки, приходящейся на колесо (до 60 %) [16], поэтому при использовании уравнений (3)–(6) необходимо определять значение реализуемого сцепления по зависимости (7) [18], и только в исключительных случаях, при реально известных значениях реализуемого сцепления, допускается использование числовых значений f_i в виде констант.

$$f_i = \frac{C_{xi} \cdot \xi_{xi}}{r_{di} \cdot N_i}, \quad (7)$$

где C_{xi} – крутильная жесткость i -й шины, Н·м/рад ; ξ_{xi} – угол закрутки i -й шины, рад ; r_{di} – динамический радиус i -го автомобильного колеса, m ; N_i – нагрузка, приходящаяся на i -е автомобильное колесо, Н .

Результаты расчетов, на примере трехосного транспортного средства, подтверждают, с точностью до 6 %, изложенные в данной работе теоретические предпосылки. Хотелось бы отметить, что сами численные решения не являлись основой данной публикации, поэтому и не приводятся в ней.

Таким образом, можно отметить, что на основе реализуемых сцеплений шин многоосного транспортного средства и его координат расположения центра масс возможно определение замедления с достаточной точностью для инженерных расчетов без использования сложного математического аппарата.

Выводы

Коэффициент торможения может изменяться в диапазоне от 0 до 0,95 в зависимости от массо-габаритных параметров автомобиля даже при неизменных сцепных свойствах пары «шина–дорога».

Максимальное замедление транспортного средства определяется сцепными свойствами пары «шина–дорога» и координатами расположения его центра масс. При увеличении массы транспортного средства его замедление снижается из-за изменения соотношения координат центра масс и снижения сцепных свойств пары «шина–дорога».

Литература

1. Иванов В.Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Валентин Георгиевич Иванов. – Минск, 2005. – 378 с.
2. Wong J.Y. Теория наземных транспортных средств / Джк Вонг; пер. с английского А.И. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
3. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А.А. Ревин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2002. – 372 с.
4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
5. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Игорь Константинович Пчелин. – М., 1984. – 436 с.
6. Иларионов В.А. Теория автомобиля / В.А. Иларионов, М.М. Морин, А.М. Шейнин. – М.: Автотрансиздат, 1960. – 192 с.
7. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: Regulation №13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE). – On condition 30.09.2010. – Official Journal of the European Union. – UNECE, 2010. – 257 p.
8. Тормозные свойства транспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.067-86. [Введен впервые 01.01.1986]. – М.: Минавтопром, 1986. – 62 с.
9. Иларионов В.А. Анализ тормозной динамики автобуса / В.А. Иларионов, И.К. Пчелин // Труды ВКЭИ автобуса, 1975. – С. 95–110.
10. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом требований правил №13 ЕЭК ООН / Д.Н. Леонтьев, А.Н. Туренко, В.И. Клименко и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 29. – С. 29–36.
11. Леонтьев Д.Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий M₃ и N₃: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобили и тракторы» / Д.Н. Леонтьев. – Х., 2011. – 20 с.
12. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили / В.Ф. Платонов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
13. Антонов А.С. Армейские автомобили. Теория / А.С. Антонов. – М.: Министерство обороны СССР, 1970. – 528 с.
14. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В.В. Ларин. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
15. Леонтьев Д. Про спосіб визначення уповільнення багатовісного автомобіля на основі зчеплень, що реалізуються його колесами та розташування координати центра ваги. Тези доповідей / Д. Леонтьев. – Львів: 2016. – 112 с.
16. Леонтьев Д.Н. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортного средства: монография / Д.Н. Леонтьев, А.Н. Туренко, В.А. Богомолов и др. – 2-е изд., доп. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
17. Леонтьев Д.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2010. – Вып. 27. – С. 7–12.
18. Леонтьев Д.Н. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Д.Н. Леонтьев, А.В. Быкадоров, Л.А. Рижих // Автомобильная промышленность: научно-технический журнал. – 2014. – № 10. – С. 20–24.
19. Леонтьев Д.Н. Определение нагрузки на колеса автомобиля при его наклоне относительно опорной поверхности / Д.Н. Леонтьев, А.В. Конопелько // Автомобильная промышленность: научно-технический журнал. – 2015. – № 12. – С. 15–16.
20. Леонтьев Д.М. Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів / Д.М. Леонтьев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 37. – С. 101–107.

Рецензент: В.И. Клименко, профессор, к.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 25 июля 2016 г.