

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ В ПРОЦЕССЕ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Подригало М.А., д.т.н., профессор, Тарасов Ю.В., к.т.н., доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В данной статье представлен метод определения работы, совершаемой тормозными механизмами при проведении тормозных исследований тип «0» и тип «1», через полученные значения парциального ускорения автомобиля при выбеге. Предложенный метод позволяет повысить точность оценки энергонагруженности тормозов автомобиля при дорожных тормозных испытаниях тип «0» и тип «1».

Введение

При торможении автомобиля сопротивление движению оказывают не только силы трения в тормозах, но и естественные силы сопротивления движению: сухое и вязкое трение в трансмиссии, сопротивление качению колес и аэродинамическое сопротивление. Выделение той части кинетической и потенциальной энергии автомобиля, которая рассеивается непосредственно в тормозных механизмах, позволяет повысить точность и объективность оценки энергонагруженности последних при проведении тормозных испытаний.

В настоящей статье предложен экспериментально-теоретический метод оценки энергонагруженности тормозных механизмов, основанный на использовании метода парциальных ускорений.

Анализ последних исследований и публикаций

Оценке энергонагруженности тормозных механизмов колесных машин при различных видах испытаний в дорожных условиях посвящено значительное количество исследований [1-5]. В работе [3] для колесного трактора предложен метод определения энергонагруженности тормозных механизмов в эксплуатационных условиях. Приведенный в работе [3] метод позволил авторам указанной работы прогнозировать долговечность фрикционных накладок тормозных механизмов. Однако, применение этого метода предусматривало разработку измерительного комплекса с несколькими типами датчиков, что приводило к значительным погрешностям измерений.

Использование метода парциальных ускорений [6] позволило авторам работы [4] разработать метод оценки распределения энергии автомобиля по различным видам сопротивления. Однако, обработка результатов экспериментального исследования указанным методом требовала определения значительного числа параметров путем решения систем уравнений, что также приводило к увеличению погрешности окончательного результата.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов при проведении тормозных исследований в дорожных условиях.

Для достижения указанной цели необходимо определить работу, совершаемую тормозными механизмами при проведении тормозных исследований тип «0» и тип «1».

Определение работы трения в тормозах при испытаниях тип «0»

Уравнение динамики торможения автомобиля можно представить в виде [4]

$$m\dot{V}_T = -P_T - \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{КИН}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{ДИН}}{r_d} - mgf - \frac{C_x}{2} \rho F V^2, \quad (1)$$

где m – общая масса автомобиля; \dot{V}_T – ускорение автомобиля при торможении; P_T – тормозная сила, развиваемая тормозными механизмами автомобиля; M_{TP}^{CT} – приведенный к ведущим колесам момент сухого трения в трансмиссии; $M_{TP}^{КИН}$ – приведенный к ведущим колесам момент вязкого трения в трансмиссии;

$$M_{TP}^{КИН} = K \cdot V, \quad (2)$$

V – линейная скорость автомобиля; K – коэффициент пропорциональности; $M_{TP}^{ДИН}$ – момент динамических потерь в трансмиссии;

$$M_{TP}^{ДИН} = -J_{TP}^{ПП} \cdot \frac{V}{r_d}, \quad (3)$$

$J_{TP}^{ПП}$ – приводной момент к ведущим колесам момент инерции трансмиссии; r_d – динамический радиус колеса; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; f – коэффициент сопротивления качению колеса; C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ – плотность воздуха; F – лобовая площадь (мидель) автомобиля.

Из уравнения (1) получим уравнение парциальных ускорений [6], разделив его левую и правую части на общую массу автомобиля.

$$\dot{V}_T = -\frac{P_T}{m} + \dot{V}_{ВЫБ}, \quad (4)$$

где $\dot{V}_{\text{ВЫБ}}$ – парциальное ускорение автомобиля при выбеге.

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = \frac{1}{m} \left(\frac{M_{\text{ТР}}^{\text{СТ}}}{r_{\text{д}}} + \frac{kV}{r_{\text{д}}} \right) + \frac{J_{\text{ТР}}^{\text{ПР}}}{mr_{\text{д}}^2} \dot{V}_{\text{ВЫБ}} + gf + \frac{C_x \rho}{2m} F V^2, \quad (5)$$

Преобразовав уравнение (5), получим

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = \frac{1}{\delta_{\text{вп}} m} \left(\frac{M_{\text{ТР}}^{\text{СТ}}}{r_{\text{д}}} + \frac{kV}{r_{\text{д}}} \right) - \frac{gf}{\delta_{\text{вп}}} - \frac{C_x \rho}{2m \delta_{\text{вп}}} F V^2, \quad (6)$$

где $\delta_{\text{вп}}$ – коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии (при торможении с не отключенным двигателем учитывает также и момент инерции приведенных к ним поступательно вращающихся масс двигателя),

$$\delta_{\text{вп}} = 1 + \frac{J_{\text{ТР}}^{\text{ПР}}}{mr_{\text{д}}^2}. \quad (7)$$

Из уравнения (4) определим тормозную силу

$$P_{\text{Т}} = -m(\dot{V}_{\text{Т}} - \dot{V}_{\text{ВЫБ}}). \quad (8)$$

Умножив левую и правую части уравнения (8) на скорость автомобиля V , получим

$$P_{\text{Т}} V = -mV(\dot{V}_{\text{Т}} - \dot{V}_{\text{ВЫБ}}). \quad (9)$$

Учитывая, что

$$\dot{V}_{\text{Т}} = -j_{\text{Т}}, \quad (10)$$

$$\dot{V}_{\text{ВЫБ}} = -j_{\text{ВЫБ}}, \quad (11)$$

где $j_{\text{Т}}$; $j_{\text{ВЫБ}}$ – замедление автомобиля при торможении и выбеге, соответственно.

Подставляя (10) и (11) в уравнение (9), определим мощность трения в тормозных механизмах

$$N_{\text{ТР}} = mV(j_{\text{Т}} - j_{\text{ВЫБ}}). \quad (12)$$

Правая часть уравнения - непрерывное измерение замедления (ускорения)

и скорости автомобиля при выбеге и торможении. Совместив значение замедлений j_T и $j_{ВЫБ}$ для одинаковых скоростей, можно в дальнейшем определить мощность трения в тормозах при различных скоростях V .

Проинтегрируем по времени левую и правую часть уравнения (9)

$$\int_0^{T_T} P_T V dt = -m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt + m \int_0^{T_{ВЫБ}} V \dot{V}_{ВЫБ} dt, \quad (13)$$

где T_T и $T_{ВЫБ}$ – время торможения и выбега автомобиля.

В левой части уравнения (13) мы имеем работу трения A_{TP} , совершенную фрикционными парами тормозов. В правой части имеем следующее:

$$m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt = m \int_0^{S_T} \dot{V}_T ds, \quad (14)$$

$$m \int_0^{T_{ВЫБ}} V \dot{V}_{ВЫБ} dt = m \int_0^{S_{ВЫБ}} \dot{V}_{ВЫБ} ds, \quad (15)$$

где S_T и $S_{ВЫБ}$ – тормозной путь и путь выбега автомобиля, соответственно.

Таким образом, учитывая соотношение (10), (11), (14) и (15), преобразуем уравнение (13) к виду:

$$A_{TP} = m \int_0^{S_T} j_T ds - \int_0^{S_{ВЫБ}} j_{ВЫБ} ds \quad (16)$$

Для реализации решения уравнения (16) при проведении экспериментальных исследований необходимо в программу бортового компьютера ввести численное интегрирование j_T и $j_{ВЫБ}$ по пути S , проходимому автомобилем при торможении и выбеге автомобиля. Значения S_T и $S_{ВЫБ}$ определяют в момент времени, при которых $V=0$.

Определение работы трения в тормозах при испытаниях тип «1»

При испытаниях тип «1» торможение автомобиля происходит от скорости $V_{НАЧ}$ до скорости $V_{КОН}$. В этом случае первый член правой части уравнения (13) можно представить в виде

$$m \int_0^{T_T} V \dot{V}_T dt = m \int_{V_{НАЧ}}^{V_{КОН}} V dV = -\frac{m}{2} (V_{НАЧ}^2 - V_{КОН}^2). \quad (17)$$

В уравнении (15) предел интегрирования $S_{ВЫБ}$ нужно заменить на $S^1_{ВЫБ}$, соответствующий пути выбега автомобиля от скорости $V_{НАЧ}$ до момента времени, в который скорость V достигает величины $V_{КОН}$.

Таким образом, для случая испытаний тип «1» уравнение (16) примет вид

$$A^1_{TP} = -\frac{m}{2}(V_{НАЧ}^2 - V_{КОН}^2) - \int_0^{S_{ВЫБ}^1} j_{ВЫБ} ds, \quad (18)$$

Из уравнения (18) при $V_{КОН} = 0$ и $\dot{S}_{ВЫБ} = S_{ВЫБ}$ в качестве частного случая можно получить уравнение для испытаний типа «0».

$$A_{TP} = -\frac{m}{2} V_{НАЧ}^2 - \int_0^{S_{ВЫБ}} j_{ВЫБ} ds. \quad (19)$$

Уравнение (19) является более простым вариантом записи уравнения (16).

Выводы

Предложенный метод позволяет повысить точность оценки энергонагруженности тормозов автомобиля при дорожных тормозных испытаниях тип «0» и тип «1».

Список литературы

1. Бухарин Н.А. Автомобили/ Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М: Машиностроение, 1993. – 504 с.
2. Никульников Э.Н. Разработка методов экспериментально-расчетного определения режимов работы, путей повышения эффективности и снижения нагруженности автомобильных тормозных механизмов: автореф. дис. на соискание ученой степени к.т.н. 05.05.03 – автомобили и тракторы / Э.Н. Никуленков. – Димитров:НАМИ, 1984. – 24 с.
3. Подригало М.А. Тормозные свойства и тормозные механизмы колесных тракторов / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов. – Харьков: изда-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.
4. Подригало М.А. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує. / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн// Вісник Тернопольського національного технічного університету, № 1[65]. Науковий журнал. – Тернопіль, 2012. – С. 59-64.
5. Подригало М.А. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 40. Технические науки. – Симферополь: НИЦКИПУ, 2013. – С. 33-37.

6. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная. – Харьков: изд-во «Міськ друк», 2012. – 220 с.

Анотація

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНОГО ПРИСКОРЕННЯ ПРИ ОЦІНЦІ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ГАЛЬМ У ПРОЦЕСІ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

Подригало М.А., Тарасов Ю.В.

У даній статті представлений метод визначення роботи, що здійснюються гальмівними механізмами при проведенні гальмівних досліджень тип «0» і тип «1», через отримані значення парціального прискорення автомобіля при вибігу. Запропонований метод дозволяє підвищити точність оцінки енергонавантаженості гальм автомобіля при дорожніх гальмівних випробуваннях тип «0» і тип «1».

Abstract

APPLICATION OF PARTIAL ACCELERATION WHEN EVALUATING ENERGY LOADING BRAKES DURING ROAD TEST

M. Podrigalo, Y. Tarasov

When braking, the resistance movement has not only the force of friction in the brakes, but also the natural resistance force: dry and viscous friction in the transmission, wheels rolling resistance and aerodynamic drag. The allocation of that part of the kinetic and potential energy of the vehicle, which is dissipated directly brake mechanisms, to improve the accuracy and objectivity of the last energy loading during the brake tests. In this article the analytical dependence for determining the work done by the brakes during braking test type "0" and type "1". Also in the paper presented a method to determine the work done by brakes during braking research type "0" and type "1" through the acceleration values obtained partial acceleration cars to coast. The proposed method improves the accuracy of estimates energy loading brakes the car at road brake test type "0" and type "1".