

УДК 629.117

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

М.А. Подригало, профессор, д.т.н., Ю.В. Тарасов, доцент, к.т.н.,
В.С. Шеин, аспирант, ХНАДУ

Аннотация. Определены составляющие энергетического баланса затормаживаемого автомобиля, которые могут быть использованы при определении энергонагруженности тормозных механизмов для уточнённого алгоритма проведения квалиметрической оценки.

Ключевые слова: энергетический баланс, энергонагруженность, тормозное управление, тепловой режим, распределение энергии, парциальные ускорения.

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

М.А. Подригало, професор, д.т.н., Ю.В. Тарасов, доцент, к.т.н.,
В.С. Шеїн, аспірант, ХНАДУ

Анотація. Визначено складові енергетичного балансу автомобіля, що гальмується, які можуть бути використані при визначенні енергонавантаження гальмівних механізмів для уточненого алгоритму проведення квалиметричної оцінки.

Ключові слова: енергетичний баланс, енергонавантаження, гальмівне керування, тепловий режим, розподіл енергії, парціальні прискорення.

INCREASE OF ACCURACY ESTIMATION OF BRAKING MECHANISM ENERGY LOADING

M. Podrigalo, Professor, Doctor of Technical Science, Yu. Tarasov, Associate Professor,
Candidate of Technical Science, V. Shein, postgraduate KhNAHU

Abstract. The components of the energy balance of the braking vehicle that can be used at braking mechanisms energy loading for specified algorithm of qualimetric estimation carrying out are determined.

Key words: energy balance, energy loading, braking control, thermal conditions, energy distribution, fractional acceleration.

Введение

Тормозные механизмы являются наиболее нагруженными элементами тормозного управления, в которых накапливается и рассеивается выделяемая в процессе торможения большая часть кинетической и потенциальной энергии автомобиля.

При оценке теплового режима тормозных механизмов и нормировании долговечности

фрикционных пар необходимо знать ту часть энергии, которая рассеивается непосредственно указанными механизмами. Решение этой задачи, осуществлённое в работах многих авторов, носит приблизительный (оценочный) характер. В этих работах не определена взаимосвязь режимов торможения автомобиля с долей энергии, рассеиваемой непосредственно в тормозных механизмах.

В статье определены составляющие энергетического баланса автомобиля при торможении с использованием парциальных ускорений.

Анализ публикаций

Проведённый анализ литературы показал, что известные результаты, свидетельствующие о реальном распределении энергии затормаживаемого легкового автомобиля по видам сопротивления движению, определены [1] только для начальной скорости движения $V_a = 50$ км/ч (13,9 м/с), конкретной модели машины и носят оценочный (приблизжённый) характер. Это затрудняет проведение сертификационных тормозных испытаний автомобилей, ввиду отсутствия в известной литературе [1, 2] описания соответствующих методов теоретического или экспериментального получения интересующих результатов. Это не даёт возможности провести точное определение энергонагруженности тормозных механизмов автомобилей. Определение энергетического баланса автомобиля позволяет более точно оценить энергонагруженность тормозных механизмов при торможении.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов путём определения энергии затормаживаемого автомобиля по видам сопротивления движению.

Эта цель достигается путём составления уравнения динамики торможения автомобиля и определения составляющих его членов.

Уравнение динамики торможения автомобиля

Уравнение динамики торможения автомобиля имеет вид

$$m_a \dot{V}_a = -P_\tau - P'_\tau - P_f - P_W - P_\phi, \quad (1)$$

где P_τ – тормозная сила, создаваемая фрикционными парами тормозных механизмов; P'_τ – сила сопротивления в агрегатах трансмиссии, приведённые к ведущим колёсам; P_f – сила сопротивления качению колёс автомобиля m_a – общая масса автомобиля; P_W – сила аэродинамического сопротивле-

ния; \dot{V}_a – линейное ускорение автомобиля; P_ϕ – сила, создаваемая в контакте колёс с дорогой за счёт относительного проскальзывания трущихся поверхностей. Определим силу P_ϕ . Для этого воспользуемся ϕ_x - S_x диаграммой [2, 3] (рис. 1).

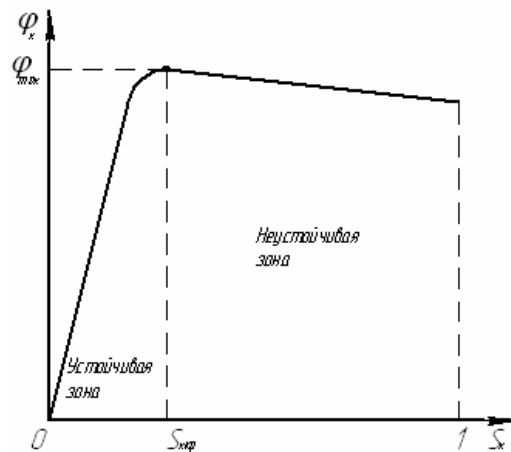


Рис. 1. Зависимость коэффициента ϕ_x продольного сцепления от коэффициента S_x относительного продольного скольжения: ϕ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления; $S_{кр}$ – критическое относительное продольное скольжение

Критическое относительное скольжение $S_{кр}$ делит область определения функции $\phi_x(S_x)$ на устойчивую ($S_x \leq S_{кр}$) и неустойчивую ($S_x > S_{кр}$) зоны. В неустойчивой зоне колесо быстро блокируется; при этом энергия затормаживаемого автомобиля будет преобразовываться в тепло в пятне его контакта с дорогой. Такое возможно при экстренном торможении автомобиля, которое составляет 1–2 % от общего числа торможений [2, 6]. При служебных торможениях, а также при проведении тормозных испытаний на нагрев тормозов (тип 1) колёса не доводятся до критического относительного проскальзывания, т.е. находятся в устойчивой зоне (рис. 1).

Также сила трения P_ϕ может быть определена через мощность N_ϕ трения в пятне контакта колеса с дорогой

$$P_\phi = -m_a \cdot \dot{V}_a \cdot S_{кр}. \quad (2)$$

Сила сопротивления в агрегатах трансмиссии, приведённая к ведущим колёсам, опре-

деляется через суммарный момент сопротивления в трансмиссии M_{TP}^C

$$P'_\tau = \frac{M_{TP}^C}{r_d} = \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} + \frac{M_{TP}^{КИН}}{r_d} - \frac{M_{TP}^{ДИН}}{r_d}, \quad (3)$$

где M_{TP}^{CT} , $M_{TP}^{КИН}$, $M_{TP}^{ДИН}$ – момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами сухого трения, силами вязкого трения, и момент сопротивления динамический, обусловленный потерями на разгон (торможение) вращающихся масс двигателя и трансмиссии соответственно [4]. Уравнение (1) с учётом (2), (3) примет следующий вид

$$m_a \dot{V}_a = -P'_\tau - \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} - \frac{K_1}{r_d} \cdot V_a - \frac{I_{пр}}{r_d} \cdot \dot{V}_a - m_a \cdot g \cdot f - kFV_a^2 + m_a \cdot \dot{V}_a \cdot S_{хкр}. \quad (4)$$

Преобразовав уравнение (4), получим

$$m_a \cdot \dot{V}_a \left(1 + \frac{I_{пр}}{m_a \cdot r_d^2} - S_{хкр} \right) = -P'_\tau - \frac{M_{TP}^{CT}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot f - \frac{K_1}{r_d} \cdot V_a - kFV_a^2. \quad (5)$$

Разделив левую и правую части (5) на m_a , а затем приведем рассматриваемое уравнение динамики торможения к уравнению парциальных ускорений [5]

$$\dot{V}_a = \frac{P'_\tau / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_d) + g \cdot t}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_d)}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a - \frac{kF / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a^2. \quad (6)$$

В выражении (6) $\delta_{вр}$ – коэффициент учёта вращающихся масс трансмиссии и двигателя

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_{пр}}{m_a \cdot r_d^2}. \quad (7)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс трансмиссии определяется известной зависимостью [6]

$$\delta_{вр} = 1,03 + 0,05u_k^2, \quad (8)$$

где u_k – передаточное число коробки передач автомобиля.

При торможении с отключённым двигателем (на нейтральной передаче или при выключенном сцеплении) $u_k=0$ и $\delta_{вр}=1,03$.

Вывод

В результате проведённого исследования определены составляющие энергетического баланса затормаживаемого автомобиля, которые могут быть использованы при определении энергонагруженности тормозных механизмов.

Литература

1. Бухарин Н.А. Автомобили / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.-Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
3. Иларионов В.А. Коэффициент сцепления шин с дорогой и безопасность движения: учебн. пособие / В.А. Иларионов, И.К. Пчелин, Е.И. Калинин. – М. : МАДИ, 1989. – 77 с.
4. Подригало М.А. Коэффициент динамичности и КПД легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И. Коробко, А.Н. Мостовая // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 49. – С. 29–34.
5. Артёмов Н.П. Метод парциальных ускорений при исследовании динамики мобильных машин (в порядке обсуждения) / Н.П. Артёмов, А.Т. Лебедев, О.П. Алексеев и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – №1. – С. 16–18.
6. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посібник / В.П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 19 мая 2011 г.