

A. I. Korobko, D. M. Klec, O. O. Nazar'ko, A. M. Mostova // Naukovi notatki Luc'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Mizhvuzivs'kij zbirnik (za galuzjami znan' «Mashinobu-duvannja ta metaloobrobka», «Inženerna mehanika», «Metalurgija ta materialoznavst-vo»). – 2010. – Vip. 28 (traven', 2010). – S. 432-434. 2. Pat.51031 Ukraïna, MPK G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Sistema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetricnih) viprobuvannjah / Podrigalo M. A., Korobko A. I., Klec D. M., Fajst V. L.; zajavnik Harkivs'kij nacional'nij avtomobil'no-dorozhnij universitet. – № u 2010 01136; zajavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Bjul. № 12. 3. Bortnic-kij P. I. Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilja. Spravochnik / P. I. Bortnickij, V. I. Zadorozhnyj. – K. : Viwa shkola, 1978. – 176 s. 4. Volkov V. P. Teorija ekspluatacij-nih vlastivostej avtomobilja. Navchal'nij posibnik / V. P. Volkov. – Harkiv : HNADU, 2003. – 292 s.

Подригало М. А., Коробко А. И. Клец Д. М., Мостовая А. М.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Усовершенствовано способ определения коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля методом дорожных испытаний за счет уточнения теоретической модели эксперимента.

Podrigalo M., Korobko A., Klets D., Mostovaya A.

THE METHOD DEFINITION OF TOTAL FORCE RESISTANCE TO MOVEMENT OF THE CAR

From the given In work the way of definition of rolling resistance and the factor air-flow the car is offered by a method of road tests. Results of experimental researches by definition of the specified parameters are resulted.

УДК 629.3.017.5

*Подригало М.А., д-р техн. наук; Тарасов Ю.В., канд. техн. наук;
Коробко А.И., Шейн В.С.*

ДОСТИЖЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Введение. Точность и достоверность результатов испытаний во многом зависит от теоретической модели, положенной в основу эксперимента.

В данной статье предложена методика расчета энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении. Данная методика позволит в дальнейшем классифицировать и унифицировать стенды для испытаний тормозных механизмов.

Анализ последних достижений и публикаций. Эффективность торможения определяется по величине замедления или тормозного пути [1, 2].

Нормативные значения указанных параметров установлены в соответствующих стандартах [3, 4].

Испытание тормозных механизмов проводятся двумя методами: дорожным и стендовым.

Дорожные испытания проводятся в соответствии с требованиями, изложенными в [3], однако они имеют ряд недостатков: дают достаточно общие показатели, в большой степени зависят от состояния дороги и пр.

В свою очередь, стендовые испытания проводятся в соответствии с требованиями, изложенными в [4]. В соответствии с этим нормативным документом испытания проводятся на инерционных и безинерционных стендах.

На автомобильном рынке Украины представлено большое разнообразие марок автомобилей. Они отличаются и по максимальной скорости и по полной массе, а следовательно, обладают различными энергетическими показателями, которые необходимо учитывать при сертификационных испытаниях тормозных колодок.

Также достаточно сложно на одном стенде реализовать необходимый момент инерции для разных видов автомобилей. Поэтому на сегодняшний день актуальной является задача универсализации натуральных инерционных испытательных стендов.

Цель и постановка задач исследования. Целью работы является универсализация натуральных инерционных испытательных стендов.

Для достижения поставленной цели на первом этапе необходимо решить задачу точного и достоверного определения энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении.

Определение энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении.

Во время движения автомобиль имеет кинетическую энергию:

$$W_a = \frac{m_a v^2}{2}, \quad (1)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; v – скорость движения автомобиля, м/с.

При торможении эта энергия частично поглощается тормозными механизмами и частично идёт на преодоления работы сил сопротивления. Работой силы сопротивления качения можно пренебречь, поскольку она достаточно мала, а вот работу силы сопротивления воздуха принимаем в расчёт. Учитывая это (1) будет иметь вид

$$W_a = \frac{m_a (v_1^2 - v_2^2)}{2} + W_w, \quad (2)$$

где v_1^2 – скорость автомобиля перед началом торможения, км/ч; v_2^2 – скорость автомобиля в конце торможения, км/ч; W_w – энергия, затрачиваемая на преодоление работы силы сопротивления воздуха, Дж

$$W_w = \int_0^{S_T} P_w dS_T, \quad (3)$$

где P_w – сила сопротивления воздуха, Н;

$$P_w = kF \cdot v^2, \quad (4)$$

kF – мидель; S_T – путь, пройденный автомобилем во время торможения, м.

Выражение (2), с учётом (3) и (4), будет иметь вид

$$W_a = \frac{m_a (v_1^2 - v_2^2)}{2} + kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T. \quad (5)$$

Энергия, поглощаемая одним тормозным механизмом

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot \beta_\delta (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{\beta_\delta}{2} kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T \text{ – передняя ось,} \quad (6)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (1 - \beta_\delta) (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{(1 - \beta_\delta)}{2} kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T \text{ – задняя ось,} \quad (7)$$

где β_δ – действительный коэффициент распределения сил на переднюю ось.

В (6) и (7) распределение энергий по бортам одной оси принимаем равным.

Подинтегральное выражение в правой части (6) и (7) с учётом

$$dS_T = V dt, \quad (8)$$

$$j = \frac{dV}{dt}, \quad (9)$$

где j – установившееся замедление автомобиля, м/с²; t – время торможения, с;
а также, учитывая, что самый нагруженный режим работы тормозов при условии реализации максимального замедления возможного по условию сцепления колёс с дорогой

$$j = \varphi g, \quad (10)$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой; g – ускорение свободного падения, $g = 9,8$ м/с²; будет иметь вид

$$\int_0^{S_T} v^2 dS_T = \frac{1}{3\varphi g} (v_1^4 - v_2^4). \quad (11)$$

С учётом (11) выражения для нахождения энергии поглощаемой тормозными механизмами передней (6) и задней (7) оси

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot \beta_\delta (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{kF\beta_\delta}{6\varphi g} (V_1^4 - V_2^4) \text{ – передняя ось,} \quad (12)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (1 - \beta_\delta) (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{kF(1 - \beta_\delta)}{6\varphi g} (V_1^4 - V_2^4) \text{ – задняя ось,} \quad (13)$$

После превращений (12) и (13) будут иметь вид

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot \frac{\beta_\delta}{2} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{kF}{m_a \varphi g} (V_1^2 + V_2^2) \right) \text{ – передняя ось,} \quad (14)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot \frac{(1 - \beta_\delta)}{2} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{kF}{m_a \varphi g} (V_1^2 + V_2^2) \right) \text{ – задняя ось,} \quad (15)$$

Результаты расчётов энергий поглощаемых одним колесом передней и задней осей представлены в таблице.

Енергетические показатели некоторых легковых автомобилей

Марка автомобіля	W _{горл1}	W _{горл2}	Марка автомобіля	W _{горл1}	W _{горл2}
ZAZ (Tavriya)	319760.152	125588.249	TOYOTA (Camry)	1245758.008	586239.063
DAEWOO (Matiz)	346098.384	126713.616	LEXUS (IS 200)	817163.8	701728.021
HYUNDAI (Getz)	482172.37	150205.529	Mercedes Benz (E-Class W124)	1023622.407	402035.541
Mazda (2)	535033.546	191914.207	Cadillac (Escalade)	1182666.334	541337.068
Citroen (C1)	385957.916	145664.558	Mercedes Benz (S-Class S500)	1793237.017	1035212.536
Nissan (Micra)	416064.906	143162.118	Volvo (XC90)	1339679.699	671851.381
КІА (Picanto)	453090.237	199777.539	Volvo (XC70)	1162106.832	582798.321

Выводы. Энергия, поглощаемая тормозными механизмами при торможении для автомобилей особо малого и большого классов, отличается практически на порядок.

Это является основанием для разработки классификации испытательных стендов по энергетическим показателям.

Литература: 1. Стабільність експлуатаційних властивостей колесних машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко и др.], под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с. 2. Кваліметрія, стандартизація і уніфікація тормозного управління колесних машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Абрамов Д.В., и др.], под ред. Подригало М.А. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 448 с. 3. Єдині тех технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів у відношенні гальмування (UN/ECE R 13-N-00, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 13-N-00:2004. – (Чинний від 2005-07-01). – К.: Держсоживстандарт України, 2005. – 45 с. – (Національний стандарт України). 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження змінних гальмових накладок у зборі і гальмових накладок барабаних гальмових механізмів колісних транспортних засобів та їхніх причепів (UN/ECE R 90-01, IDT): ДСТУ UN/ECE R 90-01:2005. – (Чинний від 2006-07-01). – К.: Держсоживстандарт України, 2007. – 30 с. – (Національний стандарт України).

Bibliography (transliterated): 1. Stabil'nost' jekspluatacionnyh svojstv kolesnyh mashin / [M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.A. Karpenko i dr.], pod red. M.A. Podrigalo. – H.: Izd-vo HNADU, 2003. – 614 s. 2. Kvalimetrija, standartizacija i unifikacija tormoznogo upravlenija kolesnyh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Abramov D.V., i dr.], pod red. Podrigalo M.A. – H.: Izd-vo HNADU, 2007. – 448 s. 3. Єdini teh tehnicni pripisi wodo oficijnogo zatverdzhennja legkovich avtomobiliv u vidnoshenni gal'muvan-nja (UN/ECE R 13-N-00, IDT) : DSTU UN/ECE R 13-N-00:2004. – (Chinnij vid 2005-07-01). – K.: Derzhsozhivstandart Ukraїni, 2005. – 45 s. – (Nacional'nij standart Ukraїni). 4. Єdini tehnicni pripisi wodo oficijnogo zatverdzhennja zminnih gal'movih na-kladok u zbori i gal'movih nakladok barabannih gal'movih mehanizmv kolisnih trans-portnih zasobiv ta ihnih pricheviv (UN/ECE R 90-01, IDT): DSTU UN/ECE R 90-01:2005. – (Chinnij vid 2006-07-01). – K.: Derzhsozhivstandart Ukraїni, 2007. – 30 s. – (Naciona-l'nij standart Ukraїni).

Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.И., Шеин В.С.

ДОСЯГНЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ ПАР ТЕРТТЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

Отримано залежності для визначення енергії, що поглинається гальмівними механізмами при гальмуванні. Проведенні розрахунки енергії по отриманим залежностям, вказують на необхідність класифікації випробувальних стендів з метою їх універсалізації.

Podrigalo M., Tarasov Yu., Korobko A., Shein V.

OBTAINING OF TESTS RESULTS ACCURACY OF
THE BRAKING SYSTEM FRICTION PAIR

The dependences for determination of the energy absorbed by the braking devices at braking are detained. The energy calculations performed according to the detained dependences indicate to the necessity of test stands classification with the purpose of their universalisation.

УДК 629.113

*Поторока А.В., Решетило Е.И., Дреус С.Ю., Павлов А.Е.,
Воронцов С.Н., канд. техн. наук*

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРООБЪЕМНЫХ
ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПРИВОДА ВОДОХОДНОГО ДВИЖИТЕЛЯ
ПЛАВАЮЩИХ МАШИН**

Введение. Вооруженным силам необходимо транспортное средство, которое имеет хорошую маневренность на поле боя и способное, несмотря на огонь противника, с минимальными потерями доставлять вооруженную пехоту прямо к переднему краю. Для решения подобных задач, военным бронетранспортерам наряду с обеспечением высокой проходимости, необходимо обладать хорошими водоходными качествами - ходкостью, управляемостью, непотопляемостью и остойчивостью.

При решении указанных выше задач, необходимо стремиться к такой компоновке узлов БТР, которая не приводила бы к увеличению высоты десантного отделения и, как следствие, увеличению высоты изделия в целом, а высадка десанта была более удобной и происходила в кормовой части машины для защиты десанта от прямого огня противника.

Краткий анализ существующих систем обеспечения движения и управления транспортным средством на плаву. В настоящее время для движения колесных машин по воде наибольшее распространение получил водометный движитель. В качестве привода используются механические передачи, карданный вал, соединяющий движитель с коробкой отбора мощности. В этом случае система управления машины на плаву имеет низкую эффективность, сложную конструкцию. Также подобное компоновочное решение не обеспечивают защиту десанта при высадке из машины на поле боя.

Например, особенностью компоновочной схемы БТР-60, БТР-70, БТР-80 является то, что моторно-трансмиссионное отделение находится в кормовой части корпуса и от раздаточной коробки крутящий момент передается на водометный движитель. При десантировании мотострелкам необходимо выходить на левый и правый борта. За четырехлопастным рабочим колесом (левого вращения) водометного движителя устанавливались два небольших по площади водяных руля, привод которых был заблокирован с рулевым приводом управляемых колес машины. Поэтому при движении по воде изменение направления движения машины и удержание ее на заданном курсе обеспечивалось одновременным поворотом управляемых колес машины и водяных рулей водомета, что гарантировало при максимальных углах поворота колес и рулей минимальный радиус циркуляции в пределах 8-10 м в обе стороны от направления движения.

Одновременный поворот управляемых колес и водяных рулей при воздействии на рулевое колесо машины упрощал управление ее при движении по воде, за исключением выхода на берег на реках с сильным течением. В этих случаях более предпочтительным было бы раздельное управление поворотом колес и водяных рулей.