

УДК 625.032.821

СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВЫБЕГЕ

Э.Х. Рабинович, доцент, к.т.н., В.П. Волков, профессор, д.т.н., Е.А. Белогуров, магистр, аспирант, А.В. Магатин, Д.В. Светличный, студенты, ХНАДУ

Аннотация. Характер реальной зависимости сопротивлений движению легковых автомобилей от скорости при свободном выбеге заметно отличается от расчетного. Частично эти различия можно устранить, выделив в явном виде потери холостого хода трансмиссии.

Ключевые слова: автомобили легковые, выбег, замедление, аэродинамическое сопротивление, суммарное дорожное сопротивление, потери в трансмиссии, эксперимент, расчет.

ОПОРИ РУХУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ ВИБІГУ

Е.Х. Рабінович, доцент, к.т.н., В.П. Волков, професор, д.т.н., Є.О. Білогуров, магістр, аспірант, О.В. Магатин, Д.В. Світличний, студенти, ХНАДУ

Анотація. Характер реальної залежності опорів руху легкових автомобілів від швидкості при вільному вибігу помітно відрізняється від розрахункового. Частково ці відмінності можна усунути, увівши в явному виді втрати холостого ходу трансмісії.

Ключові слова: автомобілі легкові, вибіг, уповільнення, аеродинамічний опір, сумарний дорожній опір, втрати у трансмісії, експеримент, розрахунок.

PASSENGER CAR MOTION RESISTANCE AT COAST-DOWN

E. Rabinovich, Associate Professor, Candidate of Technical Science, V. Volkov, Professor, Doctor of Technical Science, E.A. Belogurov, Master, Postgraduate, A. Magatin, D. Svetlichnyi, student, KhNAHU

Abstract. The nature of the real dependence of the movement resistance of a passenger car speed during the free coast-down is significantly different from the theoretical one. Partially, the differences can be eliminated by taking into account the loss of transmission idling.

Key words: passenger car, coast-down, deceleration, aerodynamic drag, the total road resistance, loss in powertrain, experiment, calculation.

Введение

Понимание экологических и социальных последствий безудержного сжигания углеводородного топлива вынуждает снижать сопротивление движению автомобиля.

Анализ публикаций

Для решения этой задачи нужно, в частности, лучше понимать природу этих сопротивлений и совершенствовать методы их измере-

ния и расчета. В статье [1] мы показали на примере седана Ford Mondeo, что общепринятые методы расчета выбега, учитывающие только сопротивления воздуха и качения, дают результаты, заметно расходящиеся с экспериментальными. При скоростях 70–100 км/ч и ниже замедление выбега j превышает расчетную величину; разность особенно заметна вблизи 40 км/ч, а затем замедление резко уменьшается и становится намного ниже расчетного (рис. 1). Поскольку это область реальных скоростей, особенно в городах, расхождение это необходимо изучить.

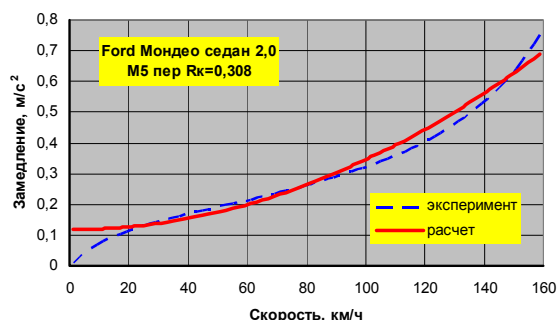


Рис. 1. Зависимость замедления выбега переднеприводного седана Ford Mondeo (КП М5) от скорости (по данным «Автоторевю» № 15, 2007 г.)

Цель и постановка задачи

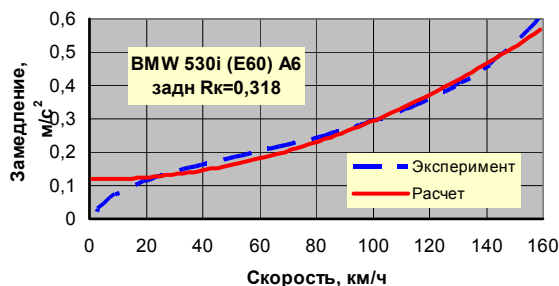
Цель исследования – повышение точности тягово-скоростных расчетов за счет совершенствования математических моделей сил сопротивления движению автомобиля. Для этого следует решить такие задачи:

- 1) проверить, не специфична ли показанная на рис. 1 зависимость замедления выбега от скорости $j(V)$ для седана Ford Mondeo, наблюдается ли она и у других автомобилей;
- 2) проверить, не является ли описанная зависимость артефактом, т.е. следствием некорректных математических преобразований при обработке результатов эксперимента.

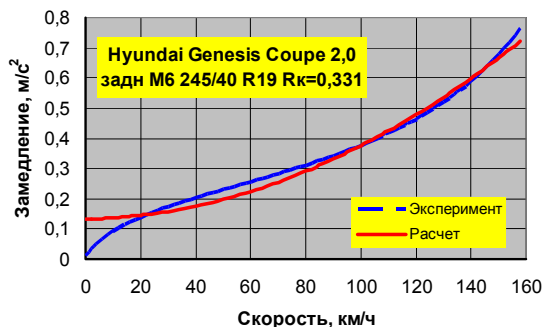
Зависимости $j(V)$ разных автомобилей

Для решения первой задачи мы рассчитали по данным, опубликованным в журнале «Автоторевю», зависимости замедлений выбега от скорости $j(V)$ ряда легковых автомобилей – передне-, задне- и полноприводных, седанов, хэтчбеков и универсалов, а также внедорожников, с коробками передач (КП) разных типов – механическими (М), автоматическими (А), вариаторами (рис. 2, 3).

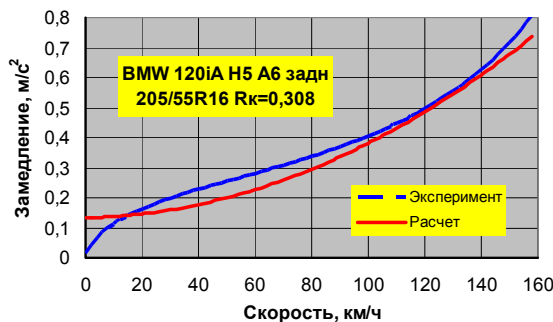
Методика расчетов описана в [1]. На всех показанных диаграммах, независимо от типа автомобиля, привода, коробки передач, наблюдается описанное выше отличие экспериментальной кривой от расчетной – выпуклость в зоне 100–20 км/ч с последующим резким падением в зоне 20–0 км/ч. Следовательно, это явление не специфично для какой-то модели или типа автомобиля.



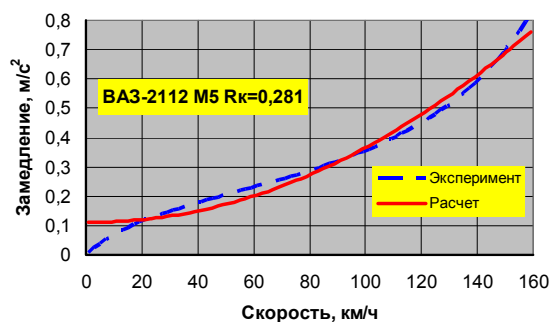
Заднеприводный седан BMW 530i с кузовом E60, КП А6 (АР № 10, 2005)



Заднеприводное купе Hyundai Genesis Coupe 2,0, КП М6 (АР № 24, 2009)

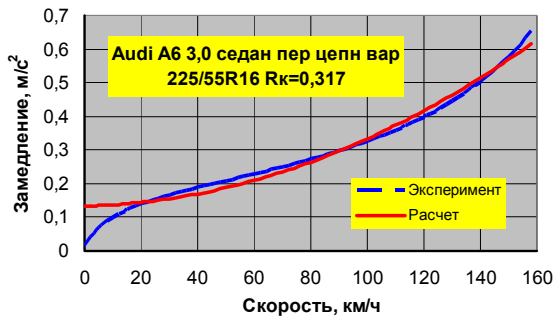


Заднеприводный хэтчбек BMW 120iA, КП А6 (АР № 21, 2004)

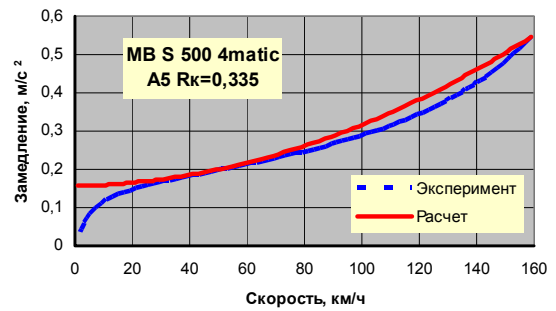


Переднеприводный хэтчбек VAZ-2112 КП М5 (АР № 18, 2003)

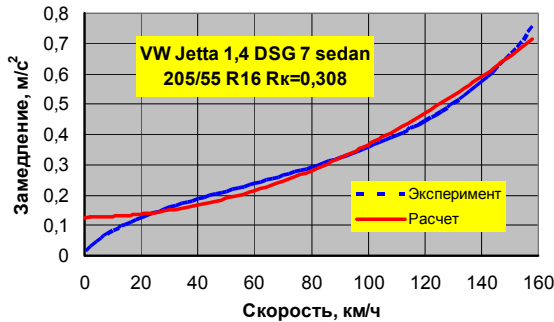
Рис. 2. Зависимости $j(V)$ некоторых автомобилей (по данным «Автоторевю»)



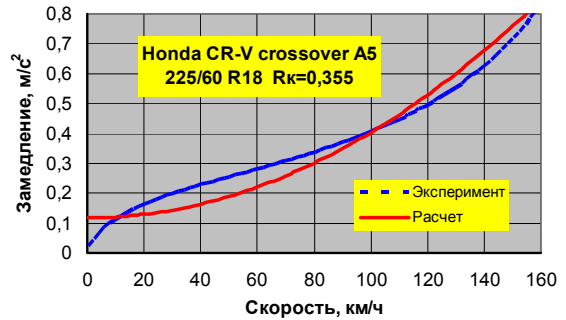
Переднеприводный седан Audi A6 3,0 с цепным вариатором (АР № 10, 2005)



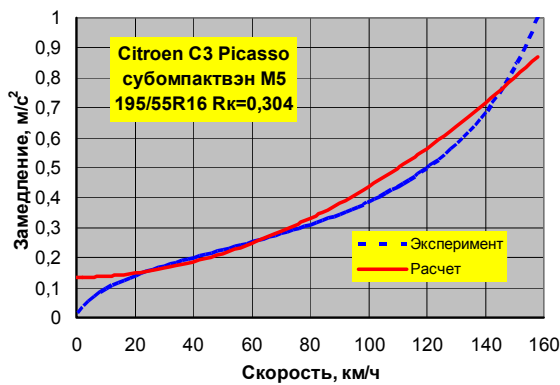
Полноприводный седан Mercedes-Benz S 500 4matic КП А5 (АР № 11, 2007)



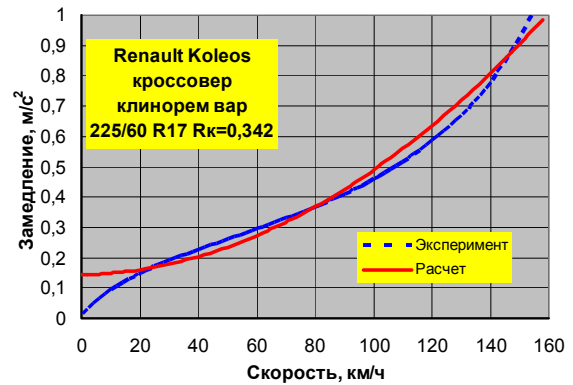
Переднеприводный седан Volkswagen Jetta с преселективной КП DSG 7 (АР № 22, 2009)



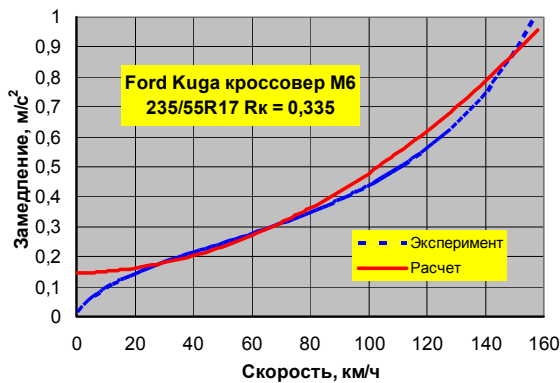
Полноприводный универсал Honda CR-V КП А5 (АР № 11, 2008)



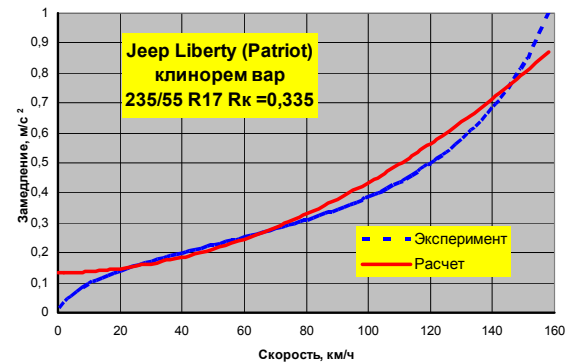
Переднеприводный субкомпактвэн Citroen C3 Picasso КП М5 (АР № 15, 2009)



Кроссовер Renault Koleos с клиноременным вариатором (АР № 21, 2008)



Кроссовер Ford Kuga КП М6 (АР № 21, 2008)



Кроссовер Jeep Liberty (Patriot) с клиноременным вариатором (АР № 20, 2007)

Рис. 3. Зависимости $j(V)$ некоторых автомобилей (по данным «Авторевю»)

У автомобилей с автоматической и механической КП выпуклость выражена по-разному. В обследованной группе автомобилей она меньше всего у машин с цепным вариатором или преселективной КП (с двумя сцеплениями). Это позволяет предположить, что выпуклость создают (по крайней мере, частично) сопротивления холостого хода в разобщенной трансмиссии. Действительно, в трансмиссии с механической или автоматической КП и, особенно, с отдельным редуктором ведущего заднего моста неизбежны потери на перемешивание масла – основная часть потерь холостого хода. А вот преселективные КП имеют КПД до 0,967 и достаточно малые потери холостого хода.

Исследование сопротивлений на малых скоростях

Для решения второй задачи мы провели эксперимент на седане Chevrolet Aveo II. Нам особенно интересовали сопротивления на небольших скоростях, поэтому в области 0...60 км/ч мы выполнили 23 зачетных замера с записью диаграмм выбега. Полученная зависимость $j(V)$ (рис. 4) достаточно близка к показанным выше, хотя нет пересечения кривых в зоне 100...80 км/ч. Возможно, наш эксперимент был недостаточно точен, тем не менее, главный вывод очевиден: описанный нами характер зависимости $j(V)$ не является артефактом, а отражает истинную картину выбега.

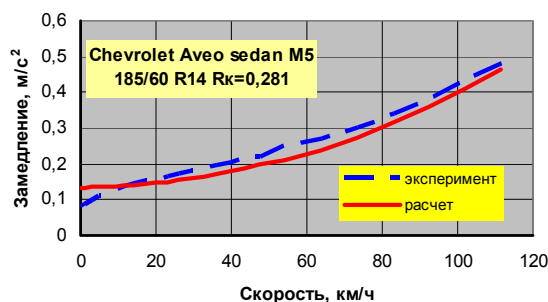


Рис. 4. Зависимость $j(V)$ седана Chevrolet Aveo КП M5 (по нашим данным)

В другом эксперименте, на автомобиле Chevrolet Evanda с шинами Michelin Pilot NX 205/65R15 82V, мы изменили методику, чтобы снять предположения об искажении реальной картины из-за несовершенства измерений и обработки их результатов.

Вдоль указанной дороги по всей длине установлено металлическое барьерное ограждение типа 11ДО4 по ГОСТ 26804-86 высотой 0,75 м с шагом стоек 4 м. Допускаемое отклонение шага – 10 мм (по нашим замерам ± 5 мм). Ограждение набрано из стандартных стальных балок заводского изготовления. Стойки этого ограждения создают достаточно надежную разметку дороги по длине. Во время заездов мы вели видеосъемку ограждения цифровым фотоаппаратом с частотой 30 кадров в секунду. Видеозаписи обрабатывались в программе VirtualDub. В режиме покадрового просмотра регистрировались моменты прохождения каждой очередной стойкой ограждения характерной точки в кадре, например, края левого наружного зеркала заднего вида.

По результатам обработки строились диаграммы пути в функции времени $S(t)$, затем их аппроксимировали полиномом третьей степени ($R^2=1,0000$). По аппроксимированным значениям пути рассчитывались диаграммы замедления $j(V)$. Примеры – см. рис. 5, значения замедлений на малых скоростях приведены в табл. 1.

Табл. 1. Замедления автомобиля Chevrolet Evanda на малых скоростях

V ср	2,9	4,7	5,8	6,7	7,5
J м/с ²	0,074	0,093	0,098	0,102	0,106
V ср	8,3	9,0	9,6	10,2	10,8
J м/с ²	0,107	0,105	0,111	0,110	0,111

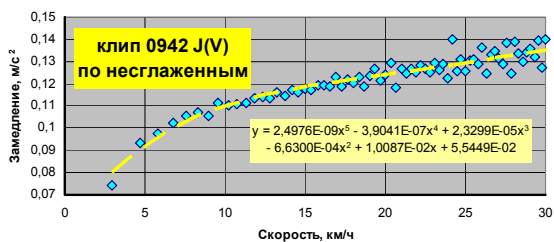
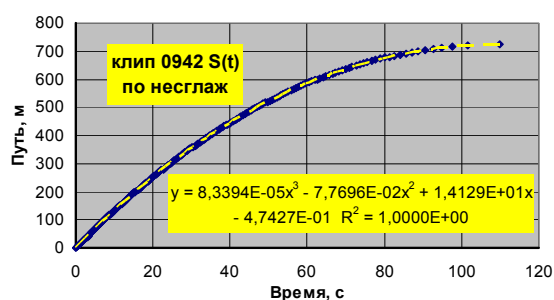


Рис. 5. Диаграммы пути $S(t)$ и замедления $j(V)$ выбега автомобиля Evanda

На диаграмме замедлений показан участок 30...0 км/ч (на более высоких скоростях не-сглаженные результаты дают слишком большой разброс). Приведенный пример позволяет сделать уверенный вывод: резкое падение сопротивлений движению на малой скорости – несомненный факт, а не результат некорректной математической обработки.

Объяснить этот факт можно влиянием времени релаксации: «При низких скоростях качения, когда время прохождения области контакта больше времени релаксации материала $\zeta \ll 1$, (скорость $v \ll 0,6$ м/с) распределение давления (в контакте Э.Р.) и нагрузка приближаются к ... случаю идеально упругого материала» [2]. Иными словами, при деформации шины и последующей ее релаксации внутреннее трение поглощает намного меньше энергии. Далее там же сказано: «Релаксационные эффекты существенно увеличивают сопротивление качению, когда время прохождения области контакта равно времени релаксации $\zeta \approx 1$ (скорость локомотива $v=0,1-0,7$ м/с)». В статье [2] речь идет о массивных шинах. Возможно, в пневматиках наличие корда и воздуха существенно меняет количественную картину – во всяком случае, изготовители шин не показывают этого эффекта в материалах испытаний (рис. 6). Но как тогда мы обнаруживаем его на дороге?

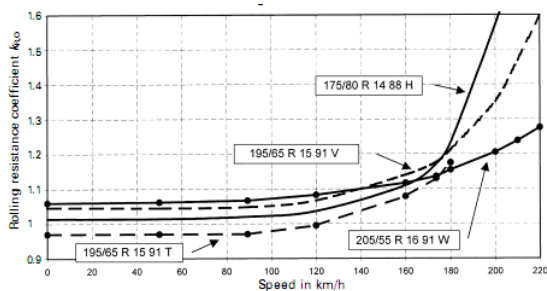


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления качению шин от скорости (измерения фирмы Continental на барабанном стенде) [3]

Влияние сопротивлений в трансмиссии

Можно предположить, что низкое замедление при скорости несколько выше нуля отражает истинный минимум сопротивления качению, а рост замедления с увеличением скорости создается сопротивлением воздуха и потерями холостого хода в разобранной трансмиссии. Обычно при решении задач подобного класса молчаливо предполагается,

что потери в трансмиссии неявно входят в суммарные дорожные сопротивления. Однако при таком подходе теряется сопоставимость сопротивления качению с результатами испытаний шин – последние нельзя применять в расчетах. Вероятно, потери холостого хода в трансмиссии нужно учитывать в явном виде. Это сложно – данные о них не публикуются. Однако мы имеем возможность хотя бы предварительной оценки, так как в свое время измерили потери в трансмиссии автомобиля Lanos [4], которая используется и на Aveo украинской сборки.

Примем в качестве минимального замедление Aveo $j = 0,114$ м/с² при $V = 1,3$ м/с, т.е. около 5 км/ч (замедления при меньших скоростях получены экстраполяцией). Кроме того, вспомним, что при скорости около 1 м/с и менее показатель степени α в формуле сопротивления воздуха ($P_w = kF \cdot V^\alpha$) равен 1 [5]. Тогда коэффициент сопротивления качению

$$f = \frac{j \cdot m \cdot \beta - 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot F \cdot V - P_{тр}}{m \cdot g}, \quad (1)$$

где m – фактическая масса автомобиля (1443 кг); β – коэффициент учета вращающихся масс (1,0236); ρ – плотность воздуха (во время эксперимента 1,226 кг/м³); C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления (0,367); F – лобовая площадь автомобиля (2,23 м²); $P_{тр}$ – сопротивление холостого хода трансмиссии; $g = 9,81$ м/с².

По данным [4]

$$P_{тр} = 1,6885 \cdot 10^{-5} v^3 - 5,3366 \cdot 10^{-3} v^2 + 0,72824v + 17,259. \quad (2)$$

Тогда $f = 0,01329$, что соответствует среднему значению для шин категории HR на этой скорости [5]

$$f = 9,61905 \cdot 10^{-8} \cdot v^2 - 6,05714 \cdot 10^{-6} \cdot v + 0,0132613 = 0,013275. \quad (3)$$

На участке 116,5...106,6 км/ч при средней скорости 111,5 км/ч значение $f = 0,01513$, сила сопротивления качению 214,23 Н; потери в трансмиссии 55,52 Н; общее сопротивление движению, измеренное в эксперименте, – 713,55 Н. Сопротивление воздуха

$$P_w = 713,55 - 214,23 - 55,52 = 443,8 \text{ Н,}$$

$$C_x = \frac{P_w \cdot 3,6^2}{0,5 \cdot \rho \cdot F \cdot V^2} = \frac{443,8 \cdot 3,6^2}{0,5 \cdot 1,226 \cdot 2,23 \cdot 111,5^2} = 0,338.$$

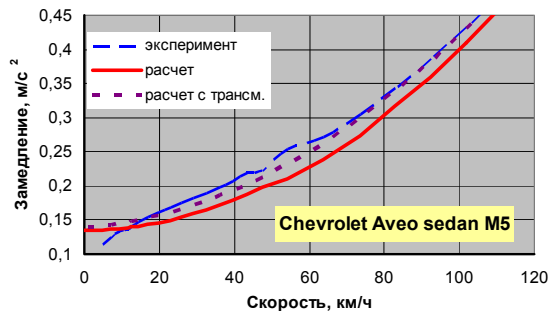


Рис. 7. Зависимость $j(V)$ седана Chevrolet Aveo с учетом в явном виде сопротивлений свободного хода трансмиссии

Расчет при таких значениях f и C_x несколько меняет картину выбега (рис. 7): при скоростях выше 70 км/ч различие между экспериментальной и расчетной кривыми почти исчезает, в зоне скоростей 70...15 км/ч оно есть, но заметно меньше. Однако и такой вариант расчета при скоростях ниже 15 км/ч не показывает падения сопротивлений при выбеге.

К сожалению, мы не могли таким же способом уточнить зависимости для других автомобилей — нет данных о потерях холостого хода трансмиссии.

Итак, потери в трансмиссии заметно влияют на зависимость $j(V)$, но их учет в явном виде не объясняет резкого падения замедления при малых скоростях и не устраняет полностью расхождения расчетных и экспериментальных кривых в зоне 15...70 км/ч. Не исключено, что здесь проявляется влияние неровностей дороги, создающих дополнительные сопротивления движению [7].

Выводы

Расхождение расчетных и экспериментальных кривых выбега наблюдается у автомобилей разных типов. Оно не вызвано некорректной обработкой экспериментальных данных. Превышение экспериментальных значений над расчетными в области 15...70 км/ч может создаваться, хотя бы частично, сопротивлениями в трансмиссии. Резкое падение сопротивлений выбега при скоростях ниже 15 км/ч объясняется, возможно, релаксационными эффектами в шине. Очевидно, нужно подробно изучить потери холостого хода

в трансмиссиях разных типов и общие сопротивления движению автомобилей на малых скоростях. Задача эта представляет не чисто академический интерес: в городе основное время автомобили движутся именно на средних и малых скоростях, и правильное понимание картины сопротивлений поможет снизить общий расход топлива и выброс в атмосферу вредных веществ.

Литература

1. Рабинович Э.Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. — Харьков: ХНАДУ. — 2009. — Вып. 44. — С. 30-34.
2. Сердюк А.А. Расчет сопротивления качению массивных высокоэластичных шин / А.А. Сердюк, Г.А. Мойсов // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. — Дніпропетровськ: ПДАБА. — 2008. — № 3. — С. 22-26.
3. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / J. Reimpell, H. Stoll, J. Betzler. Translated from the German. — Butterworth-Heinemann, 2001. Woburn MA (USA). — 444 с.
4. Определение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии легкового автомобиля / Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, М.А. Горбачевский и др. // сб. «Транспорт, экология — устойчиво развитие». XV научно-техническая конференция ЕКОВАРНА '2009. Технически университет. — Варна. — С. 598-604.
5. Техническая энциклопедия: Том 2 (статья «Аэродинамика автомобиля»). — М.: ОНТИ НКТП СССР, 1937. — 1223 с.
6. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом однократного выбега / Э.Х. Рабинович, З.Э. Кемалов, А.В. Сосновый // Автомобильный транспорт: сб. научн. трудов. — Харьков: ХНАДУ, 2008. — Вып. 22. — С. 46-48.
7. Говоруценко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Н.Я. Говоруценко. — К.: Вища школа, 1971. — 232 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 29 апреля 2010 г.