

УДК 629.113

Анализ нового уравнения движения колесной машины**Analysis of a new equation of wheeled vehicle motion****Н. А. КУЗЬМИН, д-р техн. наук****В. И. СЕРДЮК, д-р техн. наук****В. И. ПЕСКОВ, канд. техн. наук****Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева, Нижний Новгород, Россия, vp.peskov@mail.ru****N. A. KUZ'MIN, DSc in Engineering****V. I. SERDYUK, DSc in Engineering****V. I. PESKOV, PhD in Engineering****R. E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, Nizhny Novgorod, Russia, vp.peskov@mail.ru**

На авторитет классического уравнения тягового баланса, разработанного корифеями отечественной автомобильной науки, посягают работы профессора Г. И. Мамити, в которых предлагается заменить эти проверенные временем теоретические разработки на новое уравнение движения. Цель статьи — анализ обоснованности гипотезы, используемой при выводе нового уравнения, и заключение о его применимости для расчетов тягово-скоростных свойств колесных машин. В качестве материалов и методов анализа используются известные законы теоретической механики для рычажно-шарнирных механизмов, специальные эксперименты и расчетно-теоретические примеры движения колесных машин. Г. И. Мамити считает, что действующие на корпус машины в продольной плоскости моменты от силы сопротивления воздуха, инерционной силы, силы со стороны прицепа и силы, противодействующей движению на подъеме, создают на ведущих колесах противодействующие моменты. Но такое представление правомерно только для монолитной структуры, а кузов и колеса в сборе представляют собой рычажно-шарнирный механизм. Создаваемые указанными силами моменты вызывают лишь продольный крен поддресоренной части и появление сил, приводящих к изменению нормальных реакций в подвеске и на осях машины, но не создающих крутящие моменты на колесах. Если бы гипотеза Г. И. Мамити была правильной, реактивный момент на кузов со стороны ведущего моста (или от поперечно расположенного силового агрегата в переднеприводном автомобиле), передающийся, по его мнению, на ведущие колеса, суммировался бы с крутящим моментом, передаваемым им трансмиссией. В итоге тяговая сила равнялась бы нулю, поскольку эти моменты одинаковы по величине и противоположны по направлению действия, и машина не могла бы двигаться. Ошибочная исходная гипотеза приводит к выводу ошибочного уравнения, использование которого, как это показано в статье, приводит к серьезным погрешностям в расчетах и неправильным выводам по возможному совершенствованию конструкции колесных машин.

Ключевые слова: уравнение движения автомобиля; формулы; силы; моменты сил; контакт колеса с дорогой.

Published works of professor G. I. Mamiti impinge on authority of the classical equation of traction balance developed by famed specialists of our domestic automobile science; he offers to substitute these time-proved theoretical developments for a new equation of motion. The purpose of this article is to analyse the validity of hypotheses used when establishing a new equation and to make a conclusion about its applicability for calculations of traction-speed properties of wheeled vehicles. Well-known laws of theoretical mechanics for lever-hinged mechanisms with special experiments and theoretical examples of various situations of wheeled vehicle motion are used as materials and methods of the analysis. G. I. Mamiti considers that moments due to air resistance force, inertia force, force from trailer and climbing resistance force, acting on vehicle body in longitudinal plane, create the opposing torques on driving wheels. It may only be correct for a monolithic structure, but assembled body and wheels constitute the lever-hinged mechanism. Moments, created by above forces, cause only the longitudinal roll of the body and the appearance of forces that lead to changing of normal reactions in suspension and axles, but do not create opposing torques on driving wheels. If the hypothesis of G. I. Mamiti was correct, the reactive moment on body from driving axle (or from cross-mounted power unit in the case of front-wheel drive vehicle), that was transferred, according to his considerations, on driving wheels, would be summarized with the torque transferred to them by transmission. As a result, traction force would be equal to zero, because these moments are identical in value and opposite in direction, so the vehicle could not move. Therefore, the wrong initial hypothesis leads to the establishing of wrong equation; its use, as it is shown in the article, leads to serious errors in calculations and to wrong conclusions on the improvement of wheeled vehicle designs.

Keywords: equation of vehicle motion; formulas; forces; moments of forces; road wheel contact.

Введение

В отечественной автомобильной науке, занимающейся разработками теории движения колесных машин, в число основополагающих входят выведенные еще в прошлом веке уравнения тягового и мощностного балансов. В их совершенствование внесли вклад такие корифеи, как академик Е. А. Чудаков, проф. Г. В. Зимелев, Б. С. Фалькевич, А. И. Гришкевич, Г. А. Смирнов [1—5] и некоторые другие, по учебникам которых училось все поколение наших инженеров — создателей и эксплуатационников автомобильной, тракторной и другой колесной техники. Однако в последнее время появились попытки пересмотра хорошо апробированного

на практике классического уравнения движения. Так, в серии своих недавних статей в центральных технических журналах [6—8] зав. кафедрой автомобилей Горского государственного аграрного университета д-р техн. наук Г. И. Мамити продвигает идею замены классического уравнения силового баланса движущейся колесной машины на разработанное им новое по виду уравнение ее движения.

Цель исследования

Цель исследования — всесторонне рассмотреть используемые при выводе нового уравнения гипотезы и полученные на этой основе новые уравнения движения колесной машины, сделать выводы об их достоверности

и применимости при проведении теоретического анализа тягово-скоростных свойств колесных машин при движении в типичных дорожных условиях.

Материалы и методы

В качестве материалов и методов, применяемых при указанном анализе, используются известные законы теоретической механики для рычажно-шарнирных механизмов, специальные эксперименты и расчетно-теоретические примеры различных ситуаций движения колесных машин разных типов.

Результаты и их обсуждение

Предлагаемое проф. Г. И. Мамити уравнение силового баланса имеет вид [7, 8]:

$$P - mj \left(\frac{h-r}{r} + \frac{J_M \eta i^2 + J_K}{mr^2} \right) - G \left(f \cos \alpha + \frac{h-r}{r} \sin \alpha \right) - k F v^2 \frac{h_w - r}{r} - P_x \frac{h_x - r}{r} = 0, \quad (1)$$

где P — сила тяги на ведущих колесах; m — масса машины; j — ускорение поступательного движения машины; h — высота расположения центра масс; r — радиус качения колеса (здесь необходимо отметить, что в соответствии с теорией качения колеса в расчетной схеме силового взаимодействия должен фигурировать динамический радиус r_d [9], и если имеется в виду процесс без буксования ведущих колес, следовало бы сделать акцент на том, что $r_d = r_k = r$); J_M — момент инерции маховика двигателя; η — КПД трансмиссии; i — передаточное отношение трансмиссии; J_K — момент инерции колеса; G — сила тяжести (вес) машины; f — коэффициент сопротивления качению колеса; α — угол подъема, преодолеваемого машиной; k — коэффициент сопротивления воздуха; F — лобовая площадь машины (площадь миделя); v — средняя скорость движения воздушного потока относительно машины; h_w — высота расположения центра парусности; P_x — сила со стороны прицепа; h_x — высота расположения буксирного крюка.

Для сравнения классическое уравнение силового баланса, или уравнение движения автомобиля при отсутствии буксования ведущих колес [9, 10], имеет вид:

$$F_T - \delta m_a a_a - G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) - k_B A_B V^2 - F_{cx} = 0. \quad (2)$$

Здесь и на иллюстрирующем ситуацию рисунке применены обычно используемые в теории автомобиля обозначения: F_T — сила тяги на ведущих колесах; δ — коэффициент учета вращающихся масс; m_a — масса автомобиля; a_a — ускорение прямолинейного движения автомобиля; F_i — сила инерционного сопротивления, $F_i = \delta m_a a_a$; G_a — вес автомобиля; f — коэффициент сопротивления качению; F_f — сила сопротивления качению автомобиля, $F_f = (T_{f1} + T_{f2})/r_d = G_a f \cos \alpha$; α — угол преодолеваемого автомобилем подъема (знак "+") или спуска (знак "-"); F_{ax} — сила сопротивления движению на подъеме, $F_{ax} = G_a \sin \alpha$; k_B — коэффициент сопротивления воздуха; A_B — площадь миделя; V — скорость движения воздушного потока относительно автомобиля; F_B — сила сопротивления воздуха, $F_B = k_B A_B V^2$; F_{cx} — горизонтальная составляющая усилия буксировки прицепа; R_1, R_2 — вертикальные реакции на колеса со стороны дорожной поверхности.

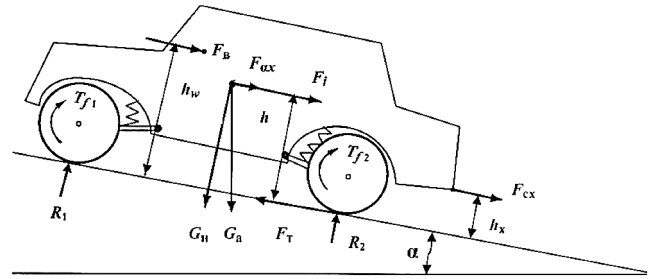


Схема действия внешних сил и моментов на движущийся по подъему с ускорением автомобиль, структурно представляющий собой рычажно-шарнирный механизм

Если уравнение (1) привести к виду уравнения (2) с использованием одинаковых обозначений, получим:

$$F_T - m_a a_a (k_{M1} + \delta) - G_a (f \cos \alpha \pm k_{M1} \sin \alpha) - k_{M2} k_B A_B V^2 - k_{M3} F_{cx} = 0, \quad (3)$$

где $k_{M1} = (h-r)/r$ — поправочный коэффициент, предлагаемый Г. И. Мамити для сил инерции и сопротивления движению на подъеме; $k_{M2} = (h_w - r)/r$ — поправочный коэффициент Г. И. Мамити для силы сопротивления воздуха; $k_{M3} = (h_x - r)/r$ — поправочный коэффициент Г. И. Мамити для силы на сцепном устройстве.

Сравнение классического уравнения (2) с уравнением (3) указывает на появление в разработке Г. И. Мамити своеобразных поправочных коэффициентов. Обосновывая это нововведение, в одной из своих работ Г. И. Мамити пишет: "...уравнение движения в том виде, в котором оно представлялось, неверно, так как не позволяет аналитически определить реальную максимально возможную скорость автомобиля — основной качественный и количественный параметр автомобиля...". Однако расчеты тягово-скоростных свойств автомобилей с определением максимальной скорости их движения в различных дорожных условиях проводились и проводятся инженерами-автомобилистами и студентами автомобильных вузов и техникумов без проблем и с достаточно высокой точностью. Расчетным путем определяются максимальные подъемы, преодолеваемые автомобилями на разных передачах трансмиссии, строят графики ускорений, рассчитывают время и путь разгона автомобиля до заданных скоростей и многое другое. При этом используют фундаментальные аналитические зависимости, разработанные еще в предыдущем столетии, в т.ч. уравнение (2) движения автомобиля.

Г. И. Мамити вносит собственные новации в теорию движения колесной машины. Он бездоказательно заявляет, что "...непременным условием правильности составления уравнения движения автомобиля является приведение всех сил и моментов, действующих на автомобиль, к контакту ведущих колес с опорной поверхностью..." [8]. При этом утверждается, что "...все действующие на корпус машины силы и моменты реализуются только в контакте ведущих колес с опорной поверхностью..." [7]. Но данное утверждение неверно, поскольку в этом контакте из продольных сил реализуется только сила тяги на ведущем колесе, все остальные рассматриваемые в уравнениях (1)—(3) продольные силы приложены к кузову (корпусу) машины.

Далее Г. И. Мамити считает, что действующие на корпус машины в продольной плоскости моменты от силы сопротивления воздуха F_B , продольной инерционной силы F_i , силы F_{cx} со стороны прицепа и силы $F_{\alpha x}$, противодействующей движению на подъеме, создают на ведущих колесах противодействующие моменты [6—8]. Такое представление ошибочно, поскольку правомерно только для монолитной структуры, а кузов и колеса в сборе представляют собой рычажно-шарнирный механизм. Создаваемые указанными силами в продольной плоскости относительно поверхности дороги моменты вызывают лишь продольный крен поддрессоренной части и появление пары противодействующих сил, приводящих к изменению нормальных реакций в подвеске и на осях машины, но не создающих крутящие моменты на ее колесах. Дело в том, что они просто не могут создавать такие моменты, поскольку для этого нужна способная к их передаче кинематическая связь между указанными силовыми факторами и колесами, а она у реального автомобиля (трактора, мотоцикла) отсутствует, ведь ведущие колеса и их оси связаны с остальной частью машины через рычажно-шарнирные соединения и подшипники. Более того, если бы эта гипотеза была правильной, машины не могли бы двигаться, так как реактивный момент на кузов, действующий со стороны ведущего моста (или со стороны поперечно расположенного силового агрегата в переднеприводном автомобиле) и передающийся, согласно гипотезе Г. И. Мамити, на ведущие колеса, суммировался бы с крутящим моментом, передаваемым им трансмиссией. В итоге тяговая сила равнялась бы нулю, поскольку эти моменты одинаковы по величине и противоположны по направлению действия.

Для проверки очевидного из приведенных рассуждений положения об отсутствии передачи действующих на кузов в продольной плоскости моментов на ведущие колеса проведен специальный эксперимент. К кузову легкового автомобиля, стоявшего на горизонтальной поверхности хорошего качества (ровный пол испытательной лаборатории) при неработающих тормозах и нейтральной передаче в коробке передач, был приложен момент в виде пары одинаковых по величине, но противоположных по направлению сил, одновременно действовавших в продольной плоскости кузова. Величина приложенного момента составляла $200 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Автомобиль остался неподвижным, т. е. этот момент не передался от кузова ведущим колесам. Наблюдался лишь продольный крен кузова в направлении действия указанного момента. В то же время при приложении момента такой же величины непосредственно к ведущему колесу наблюдалось активное движение автомобиля, т. е. его было достаточно для перемещения автомобиля.

Вопреки доказанному на эксперименте отсутствию передачи действующих на кузов моментов ведущим колесам, Г. И. Мамити выводит выражения моментов T внешних сил [7], которые, по его мнению, приложены к этим ведущим колесам:

$$\begin{aligned} T_B &= F_B(h_w - r); \\ T_i &= F_i(h - r); \\ T_{\alpha} &= F_{\alpha x}(h - r); \\ T_c &= F_{cx}(h_x - r). \end{aligned} \quad (4)$$

Но простая математическая операция перемножения сил на соответствующее плечо не может обеспечить передачу полученных моментов колесу транспортного средства. В действительности они представляют собой моменты относительно некоторой поперечной оси, расположенной по высоте на уровне осей вращения колес, но это не моменты, действующие на ведущие колеса. Поэтому неправильно полагать, что полученные из выражений (4) путем деления величины соответствующего момента на радиус колеса r силы

$$\begin{aligned} F_{TB} &= F_B(h_w - r)/r; \\ F_{Ti} &= F_i(h - r)/r; \\ F_{T\alpha} &= F_{\alpha x}(h - r)/r; \\ F_{Tc} &= F_{cx}(h_x - r)/r \end{aligned} \quad (5)$$

представляют собой касательные реакции со стороны опорной поверхности на ведущие колеса [7]. Этих касательных реакций на самом деле вообще нет, есть просто приложенные к кузову (корпусу) машины силы сопротивления движению F_B , F_i , $F_{\alpha x}$ и F_{cx} , которые для составления уравнения силового баланса приводятся к плоскости дороги по правилу параллельного переноса сил, поскольку именно в этой плоскости действуют силы тяги ведущих колес, и взаимодействие всех этих сил определяет движение машины. Соответственно, заявление о том, что при рассмотрении силового баланса корифеями теории автомобиля "...силы ошибочно проецировались на плоскость дороги, что противоречит законам механики..." [8], вызывает по меньшей мере недоумение.

С учетом сказанного выше об ошибочности представления о передаче действующих на кузов в продольной плоскости моментов ведущим колесам, предлагаемые в работах [6—8] уравнения, по виду и сути аналогичные приведенному здесь уравнению (1), не могут считаться теоретически обоснованными.

Анализ уравнения (3) приводит к выводу, что главными факторами в нем становятся не силы сопротивления движению, а коэффициенты, $k_{M1} = (h - r)/r$; $k_{M2} = (h_w - r)/r$; $k_{M3} = (h_x - r)/r$, так как диапазон их возможных значений очень широк.

Поскольку уравнение движения колесной машины должно быть верным и давать правильные результаты в самых разнообразных ситуациях, для большей убедительности заключений данной статьи рассмотрим частные случаи. Например, если $h_w = h = h_x = r$, то силы F_{TB} , F_{Ti} , $F_{T\alpha}$ и F_{Tc} , согласно предложенным Г. И. Мамити математическим зависимостям (5), становятся равными нулю, т. е. при действии реальных сил F_B , F_i , $F_{\alpha x}$ и F_{cx} на такие низко расположенные центры их приложения (или наоборот, когда автомобиль оснащен колесами большого диаметра, и $r = h_w = h = h_x$) они не будут создавать сопротивление движению автомобиля. Но невозможно сделать аэродинамическое сопротивление движению реального автомобиля нулевым за счет увеличения радиуса колес r до величины высоты расположения центра парусности. Если бы этот способ давал соответствующий эффект, он давно использовался бы на практике. Ошибочным будет и заявление о том, что в случае снижения положения центра масс автомобиля до высоты осей колес ($h = r$) автомобиль сможет двигаться в гору, не испытывая сопротивления движению на подъем, или разогнаться без инерционного противодействия.

Закон гравитации известен: вблизи земной поверхности величина силы тяжести и направление ее действия не зависят от точки приложения равнодействующей этой силы.

Следует подчеркнуть, что при использовании уравнения, предложенного Г. И. Мамити, возможны еще более парадоксальные ситуации. Так, в случае, если $h_x < r$, что вполне осуществимо для реальных конструкций, согласно уравнению (3) прицеп должен подталкивать движущийся автомобиль, поскольку коэффициент k_{M3} станет отрицательным и в сочетании с минусом перед этим членом уравнения обеспечит некоторую прибавку к тяговой силе F_T . Попытка объяснить в статье [8] этот противоестественный феномен (поскольку были замечания по этому вопросу) необходимостью суммирования приведенной по методу Г. И. Мамити к пятну контакта колеса с дорогой силы $F_{Tc} = F_{cx}(h_x - r)/r$ с оставшейся на оси колеса силой F_{cx} несостоятельна, поскольку в балансовом уравнении (3) "чистой" силы F_{cx} (без коэффициента k_{M3} и к тому же приложенной к оси колеса) попросту нет и быть не может, если заявлено, что это уравнение сил, приведенных к середине контакта ведущего колеса с дорогой. Следовательно, нет, согласно предлагаемому новому уравнению движения колесной машины, и какого-либо влияния "чистой" силы F_{cx} на движение транспортного средства. Как нет в уравнении (3) сил F_i и F_B без коэффициентов k_{M1} и k_{M2} , что делает несостоятельными предлагаемые в статье [11] дополнительные математические операции по уточнению их воздействия на движущийся колесный объект.

Неубедительны и бездоказательны попытки объяснить суть нового уравнения движения и правомерность его существования в ответ на другие поступившие автору замечания. Так, для исключения неправомερных с точки зрения практики выводов о возможности нулевых значений сил сопротивления, в работах [8, 11] вводится дополнение, что предложенное балансовое уравнение получено на основе гипотезы, по которой радиус колеса r меньше высоты центра масс h , меньше высоты центра парусности h_w и высоты расположения буксирного крюка h_x . Утверждается, что это аксиома, поэтому ранее эти ограничения не оговаривались. Но, например, не является аксиомой $h_x > r$. Более того, если разница $(h - r)$ или $(h_w - r)$ составит от 5 до 90 % от r (это очень широкий диапазон, поэтому вероятность таких событий очень высока), уравнение (3) будет существенно занижать величины требуемых для движения силы тяги на ведущих колесах и мощности двигателя. А в случае автобуса, имеющего высоту около 3 м и h_w порядка 1,5–1,7 м, это (при типичном $r = 0,4...0,5$ м), наоборот, приведет к существенному увеличению расчетных значений силы тяги на колесах и требуемой мощности двигателя.

Посмотрим, как дела обстоят на практике. Например, у современных гоночных автомобилей Формулы-1 компоновочная схема обеспечивает некоторую соизмеримость величин h_w и r за счет низкого расположения агрегатов и установки колес относительно большого диаметра, что, согласно уравнению силового баланса Г. И. Мамити, автоматически будет способствовать уменьшению силы сопротивления воздуха. Так, при $h_w = 0,6$ м, $r = 0,4$ м требуемая для движения со скоростью 350 км/ч на преодоление сопротивления воздуха мощность двигателя, рассчитанная по уравнению (3),

получится равной 330–350 кВт. В действительности же при движении с максимальной скоростью (≈ 350 км/ч) на преодоление сил сопротивления воздуха гоночные болиды тратят порядка 90–95 % мощности форсированного двигателя (650–660 кВт). Видно явное несоответствие между рассчитанной по формуле (3) и реальной мощностями двигателей гоночных машин.

Возьмем для анализа другое транспортное средство — междугородный автобус, например МА3-241030. Его технические характеристики: полная масса 9300 кг, максимальная скорость 100 км/ч при оснащении двигателем мощностью 122 кВт, высота автобуса 2,95 м, площадь миделя $5,5$ м², шины 245/70R19,5, коэффициент обтекаемости 0,8, коэффициент сопротивления качению на максимальной скорости 0,02, КПД трансмиссии 0,9. Если провести вычисление требуемой мощности двигателя при движении с заданной максимальной скоростью по классическим формулам на основе уравнения тягового баланса (2), получим 120 кВт, что вполне соизмеримо с техническими параметрами реального автобуса. Если же проводить расчет с использованием зависимостей предлагаемого нового уравнения (3), в которое для определения касательной силы в контакте колеса с дорогой, как бы создаваемой силой сопротивления воздуха, придется подставить пресловутый коэффициент $k_{M2} = (h_w - r)/r = 3,125$ (при $h_w = 1,65$ м; $r = 0,4$ м), то получим 257 кВт. Видно, что никакой адекватности результатов при сопоставлении полученных значений мощности нет.

Одна из причин ошибочных выводов о добротности нового уравнения движения колесной машины кроется в том, что проверка правильности этого уравнения проводилась разработчиками при значениях $h_w = h = h_x = 2r$, о чем Г. И. Мамити сообщил в статье [11]. Однако при таких значениях этих параметров уравнение (3) просто превращается в классическое уравнение (2), поэтому результаты проверки неправомочны.

Приведенный в работе [8] тяговый расчет легкового автомобиля с использованием нового уравнения движения (1) и классического уравнения (2) неубедителен, поскольку данные расчета не привязаны к конкретной модели автомобиля, и сказать, какой результат лучше — по формуле (1) или по формуле (2), — затруднительно. В этом плане приведенный здесь расчет междугородного автобуса более показателен. Для большей обоснованности заключения проведены соответствующие расчеты легкового автомобиля Mitsubishi Lancee, который при оснащении двигателем с максимальной мощностью 98 л. с. (72,08 кВт) при 5750 мин⁻¹ развивает, по данным производителя, максимальную скорость 185 км/ч. При расчетах использовались параметры реального автомобиля: $m_a = 1440$ кг; $u_o = 3,866$; $u_5 = 0,794$; $\eta_{TP} = 0,94$; $r_d = 0,278$ м; $C_x = 0,3$; $A_B = 1,9$ м²; $h_w = 0,72$ м; $f_v = 0,025$. Расчет по классической формуле (2) дал $V_{max} = 184$ км/ч, с применением нового уравнения (1) — только 155 км/ч.

Анализ поправочных коэффициентов в уравнениях (1) и (3) позволяет сделать революционный вывод: оказывается, нужно стремиться к $r > h_w$; $r > h$; $r > h_x$. В этом случае коэффициенты $k_{M1} = (h - r)/r$; $k_{M2} = (h_w - r)/r$; $k_{M3} = (h_x - r)/r$ будут отрицательными и в сочетании с минусом перед ними в уравнениях (1) и (3) обеспечат плюсовое значение сил сопротивления движению на подъем, сил сопротивления воздуха, силы на крюке (т. е.

их толкающее действие на машину) и отсутствие части инерционного противодействия. Следовательно, оснащенная громадными колесами машина с корпусом, расположенным ниже осей этих колес, поедет сама, без источника энергии, достаточно будет только сдвинуть ее с места. А при движении с горы она автоматически будет подтормаживаться силой тяжести. Увы, в это никто не поверит, ведь закон всемирного тяготения никто не отменял, как и сопротивление встречного потока воздуха.

Выводы

Подробный анализ, проведенный в данной статье, показывает ошибочность использования для обоснования пересмотра основополагающих уравнений движения колесной машины гипотезы передачи ведущим колесам моментов, действующих в продольной плоскости на ее кузов (корпус). Классические уравнения тягового и мощностного балансов по праву остаются основными при анализе тягово-скоростных свойств этих машин. Статья написана для того, чтобы исключить ошибки в расчетах и при теоретическом анализе движения колесных транспортных средств, которые возможны при использовании нового уравнения движения, приведенного в работах [6–8].

Литература и источники

1. Чудаков Е. А. Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 464 с.
2. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. 312 с.
3. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963. 240 с.
4. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Минск: Вышэйшая школа, 1986. 208 с.
5. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
6. Мамити Г. И. Новое уравнение движения колесной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2014, № 6. С. 15–18.
7. Мамити Г. И. Новая расчетная силовая схема колесной машины и уравнение ее движения // Вестник машиностроения. 2015, № 4. С. 35–37.

8. Мамити Г. И. Новое уравнение движения, тяговый расчет, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля // Автомобильная промышленность. 2015, № 10. С. 16–18.

9. Кравец В. Н. Теория движения автомобиля. Нижний Новгород: Изд-во НГТУ, 2014. 687 с.

10. Кузьмин Н. А., Песков В. И. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. М.: Форум, 2013. 256 с.

11. Мамити Г. И. О сути нового уравнения движения колесной машины // Известия Горского государственного аграрного университета. 2015, т. 52, ч. 2. С. 152–157.

References

1. Chudakov E. A. *Izbrannyye trudy. Teoriya avtomobilya* [Selected works. Vol. 1. Automobile theory]. Moscow, Academy of Sciences of the USSR Publ., 1961, 464 p.
2. Zimelev G. V. *Teoriya avtomobilya* [Automobile theory]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959, 312 p.
3. Fal'kevich B. S. *Teoriya avtomobilya* [Automobile theory]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963, 240 p.
4. Grishkevich A. I. *Avtomobili. Teoriya* [Automobiles. Theory]. Minsk, Vysheyshaya shkola Publ., 1986, 208 p.
5. Smirnov G. A. *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin* [Theory of wheeled vehicles movement]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, 352 p.
6. Mamiti G. I. New equation of a wheeled vehicle moving. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2014, no. 6, pp. 15–18 (in Russ.).
7. Mamiti G. I. New analytical force diagram of wheeled vehicle and its equation of motion. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 4, pp. 35–37 (in Russ.).
8. Mamiti G. I. New equation of motion, traction calculation, determining the area of front section of vehicle and the height of centre of effort. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2015, no. 10, pp. 16–18 (in Russ.).
9. Kravets V. N. *Teoriya dvizheniya avtomobilya* [Theory of automobile movement]. Nizhny Novgorod, Nizhny Novgorod State Technical University Publ., 2014, 687 p.
10. Kuz'min N. A., Peskov V. I. *Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv avtomobilya* [Theory of automobile performance characteristics]. Moscow, Forum Publ., 2013, 256 p.
11. Mamiti G. I. On the essence of the new equation of a wheeled vehicle motion. *Izvestiya Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2015, vol. 52, part 2, pp. 152–157 (in Russ.).