

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.3

DOI 10.18698/0536-1044-2016-5-9-22

## Разработка методов улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля за счет использования динамического фрикционного потенциала шин на поверхностях, покрытых слоем льда

А.А. Купреянов<sup>1</sup>, Е.О. Румянцев<sup>2</sup>, Р.Ш. Загидуллин<sup>1</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1<sup>2</sup> ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, Автомоторная ул., д. 2

## The Development of Methods to Improve Roadhold of a Vehicle on Ice-Covered Surfaces Using the Dynamic Tire Friction Potential

А.А. Kupreyanov<sup>1</sup>, Е.О. Rumyantsev<sup>2</sup>, R.Sh. Zagidullin<sup>1</sup><sup>1</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1<sup>2</sup> The Central Research and Development Automobile and Engine Institute FGUP NAMI, 124438, Moscow, Russian Federation, Avtomotornaya St, Bldg. 2

e-mail: vlankup@ya.ru, evgeny.rumyantsev@nami.ru, 361zag@post.ru



Рассмотрена связь трибологических характеристик пары трения «эластомер — опорное основание, покрытое слоем льда» с тягово-сцепными свойствами колеса при различных режимах движения. Представлен обзор и анализ научно-технической литературы по способам улучшения тягово-сцепных свойств автомобильных шин на поверхностях, покрытых слоем льда. Рассмотрены различные способы увеличения тягово-сцепных и тормозных сил, реализуемой в контакте силы трения скольжения и улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля (эффект DTFP). Предложен новый альтернативный метод улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля на льду за счет выбора закона управления подводимым к колесу крутящим моментом.

**Ключевые слова:** колесо, трение скольжения, лед, трибология, трибологические характеристики контакта, динамический потенциал шины.



This article describes the relationship between tribological properties of the friction pair elastomer — ice-covered supporting base and roadhold properties of the wheel in various modes of motion. The authors present a review and analysis of scientific and technical literature on the possibilities of improving roadhold performance of tires on ice-covered surfaces. Various ways of increasing the roadhold and braking forces, manifested in the contact sliding friction forces, and improving the vehicle's roadhold properties are considered in the article (DTFP effect). A new alternative method of improving roadhold

properties of the vehicle on ice is proposed. It uses the law of control by torque delivered to the wheel.

**Keywords:** wheel, sliding friction, ice, tribology, tribological characteristics of contact, dynamic tire friction potential.

Возможность реализации достаточно больших продольных реакций в контакте автомобильных шин с опорной поверхностью определяет тягово-сцепные и тормозные свойства автомобиля при его движении как по твердым опорным поверхностям, так и по грунтам. При движении автомобиля по твердым поверхностям возможность реализации максимальных продольных реакций определяется возможностью реализации сил трения в контакте. При взаимодействии автомобильных колес с грунтом продольные реакции во многом зависят от различных характеристик грунта.

Продольные реакции в контакте шин с опорной поверхностью, в свою очередь, определяют характеристики опорной проходимости (в частности, предельный угол подъема), минимальный тормозной путь и динамику разгона автомобиля. В ходе решения вопроса о возможности реализации максимальных сил трения при движении автомобиля по твердой опорной поверхности необходимо учитывать особенности контактного взаимодействия эластомера (слоя протекторной резины) с твердой опорной поверхностью (сухой, мокрой, загрязненной). С позиций современной трибологии силы трения в контакте зависят от текстуры поверхности, номинального давления, скорости скольжения и температуры. Это подтверждено теоретическими и экспериментальными исследованиями [1, 2].

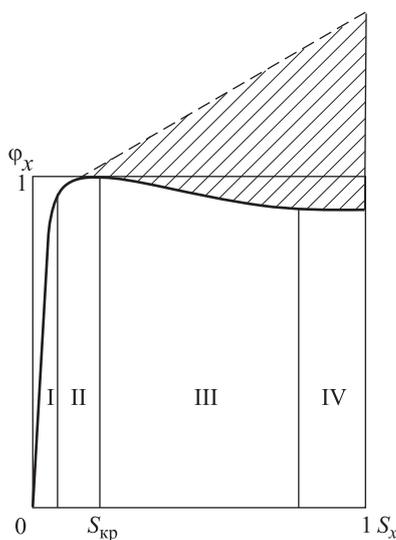


Рис. 1. Диаграмма  $\varphi_x(S_x)$

При необходимости оценки управляемости и устойчивости автомобиля, а также для создания антиблокировочных (АБС) и противобуксовочных (ПБС) систем используют так называемую  $\varphi(S)$ -диаграмму, где  $\varphi$  — коэффициент продольной реакции;  $S$  — коэффициент скольжения. При отсутствии боковых реакций в пятне контакта рассматривают  $\varphi_x(S_x)$ -диаграмму.

Коэффициент продольной реакции

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_z},$$

где  $R_x$  — продольная реакция в пятне контакта;  $R_z$  — нормальная реакция в пятне контакта.

Коэффициент скольжения

$$S_x = \frac{v_s}{v_x}, \quad (1)$$

где  $v_x$  — составляющая скорости автомобиля в направлении оси  $x$  в момент начала торможения;  $v_s$  — усредненная скорость скольжения точек в пятне контакта.

На рис. 1 показан характерный вид диаграммы  $\varphi_x = f(S_x)$ .

Для получения такой диаграммы используют математические модели различной степени сложности. В математических моделях высокого уровня [3, 4] шину рассматривают как многослойную геометрически нелинейную оболочку, а учет сил трения в контакте сводят к простейшим моделям трения (модели Кулона). При этом в зоне контакта шины с опорной поверхностью существуют зоны сцепления и скольжения. При повышении продольной реакции  $R_x$  зона сцепления уменьшается, а зона скольжения увеличивается, постепенно охватывая весь контакт.

В зоне  $S_x > S_{кр}$ , где  $S_{кр}$  — точка максимума на диаграмме (см. рис. 1), все точки шины в контакте имеют практически одинаковую скорость скольжения.

Условно можно считать, что на рис. 1 в зоне I присутствует только область сцепления (кроме задней границы), в зоне II область скольжения постепенно растет, охватывая весь контакт, в зоне III реакция  $R_x$  несколько уменьшается, а в зоне IV она стабилизируется.

На рис. 2 показаны диаграммы  $\varphi_x(S_x)$  для различных поверхностей.

В первом приближении можно считать, что при  $S_x > S_{кр}$  значение продольной реакции определяют только трибологические характеристики контакта шины с дорогой.

Существуют методики, позволяющие построить и использовать диаграмму  $\varphi_x = f(S_x)$  для создания АБС и ПБС в условиях лабораторных или дорожных испытаний, однако они предполагают наличие стационарных процессов. Приведенные в научной литературе [2, 5–7] данные показывают, что даже на сухой асфальтобетонной поверхности диаграмма  $\varphi(S)$ , построенная по «мгновенным» значениям кинематических и силовых параметров в реальных условиях, отличается от стационарной диаграммы  $\varphi(S)$ .

При этом на начальном этапе торможения присутствуют пиковые забросы продольной реакции. Кроме того, экспериментальными исследованиями установлено, что диаграммы  $\varphi(S)$  для тягового и тормозного режимов значительно различаются и их вид существенно изменяется при изменении начальной скорости автомобиля в начале торможения.

Для удобства проведения инженерных расчетов разработаны эмпирические зависимости  $\varphi_x(S_x)$  [2, 5, 7]. В работах [2, 7] предложено использовать одни и те же зависимости для тягового и тормозного режимов. При этом отмечено существенное влияние линейной скорости в начале торможения на вид диаграммы  $\varphi_x(S_x)$ , выявленное при экспериментальных исследованиях в тормозном режиме.

В работе [5] дано объяснение этим фактам, а также приведены результаты расчетов функционирования комплексной математической модели автомобильного колеса, показавшие, что тепловые процессы в шине для тягового и тормозного режимов работы значительно различаются. В свою очередь, температура точек шины в пятне контакта наряду с давлением и скоростью скольжения существенно влияет на коэффициент трения скольжения и вид диаграммы  $\varphi_x(S_x)$ .

Влияние нестационарности процессов нагружения крутящим моментом проявляется на различных дорожных поверхностях. Особый интерес представляет взаимодействие автомобильных шин с поверхностями, покрытыми слоем льда. При этом в работе [6] отмечен так называемый эффект DTFP (dynamic tire friction

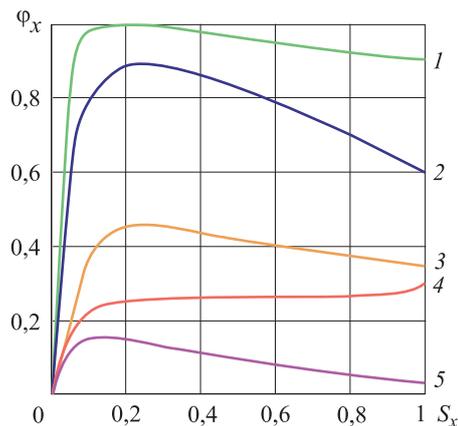


Рис. 2. Диаграммы  $\varphi_x(S_x)$  для различных поверхностей:  
1 — сухой асфальт; 2 — мокрый асфальт; 3 — лед с неровностями, шина с зацепами; 4 — снег, грязь; 5 — гладкий лед, гладкая резина

potential), проявляющийся при изменении скорости нагружения ведущего колеса крутящим моментом на ледяной поверхности.

На диаграмме  $\varphi_x(S_x)$  (см. рис. 1) условно выделена заштрихованная область, показывающая наличие у шин динамического потенциала по улучшению их тягово-сцепных свойств, который можно реализовать путем применения специального алгоритма управления подводимым к колесу крутящим моментом.

Цель работы — разработка методов улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля на поверхностях, покрытых слоем льда.

При этом решаются следующие задачи:

- проведение обзора и анализа научно-технической литературы по возможностям использования динамического потенциала шин на поверхностях, покрытых слоем льда;
- выполнение экспериментальных исследований характеристик пары трения эластомер-лед в стационарных и нестационарных условиях на триботехнической установке УТУ-3;
- проведение предварительного выбора алгоритма управления крутящими моментами, подведенными к колесам автомобиля;
- разработка математической модели для имитации движения автомобиля с электромеханической трансмиссией, в которой предусмотрена возможность импульсного управления крутящим моментом;
- разработка и реализация системы управления, измерения и контроля масштабных моделей автомобиля;
- проведение экспериментальных исследований различных физических масштабных мо-

делей автомобиля с электромеханической трансмиссией, в которых предусмотрена возможность изменения некоторых параметров;

- тестирование различных режимов и анализ потенциальных возможностей различных методов улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля на ледяной поверхности.

Исследование взаимодействия шины со льдом представляет особый интерес, поскольку движение автомобиля по такой поверхности часто сопровождается многочисленными авариями. Наиболее опасные ситуации возникают на дорогах поздней осенью и ранней весной, когда температура окружающей среды ночью ниже нуля, а днем — выше нуля. Тонкий слой воды на поверхности льда ухудшает ситуацию. Даже при попытке преодоления автомобилем подъема с малой скоростью может произойти потеря его подвижности, вследствие чего возникают пробки и многочисленные аварии. Еще более опасной является ситуация когда автомобиль въезжает на эстакаду, двигаясь по криволинейной траектории.

Одним из способов борьбы с подобными явлениями является использование шипованных или нешипованных зимних шин, эффективность которого зависит от конкретных погодных условий. По мнению многочисленных исследователей и испытателей, зимние шины с отсосом воды из зоны контакта (например, фирмы Bridgestone) часто эффективнее, чем шины с шипами. В ряде стран (США, Канаде, Швеции, Финляндии, Норвегии) придается очень большое значение исследованию сцепляемости шин в зимних условиях. Этим вопросом

занимаются такие крупные исследовательские центры, как «Лаборатория США по проектированию и исследованию холодных регионов», «Институт по исследованию снега Мичиганского технологического университета» и др.

Созданы специальные установки и лаборатории для изучения трибологических характеристик на льду: UG — для качественного определения сил трения и обеспечения сцепляемости в зимних условиях; установка фирмы SAAB — для оценки сил трения в целях обеспечения безопасности посадки самолета на поверхность взлетной полосы; CIV — испытательно-измерительная установка исследовательского центра «Лаборатория армии США по проектированию и исследованию холодных регионов».

Исследования показали, что максимальный коэффициент сцепления (коэффициент продольной реакции) у шипованных шин на 15...25 % выше, чем у нешипованных [8, 9]. При этом эффективность зимних шин различной конструкции в значительной степени зависит от состояния льда и температуры окружающей среды. Можно утверждать, что в определенных случаях эффективность у нешипованных шин с «отсосом» воды из зоны контакта может оказаться выше, чем у шипованных.

В работе [6] описан эффект DTFP на поверхности, покрытой слоем льда, а также приведены результаты экспериментальных исследований, в частности влияние скорости нарастания подводимого к колесам крутящего момента (до «срыва» контакта) на тяговую силу  $F$  и угловые скорости  $\omega$  ведущих и ведомых колес автомо-

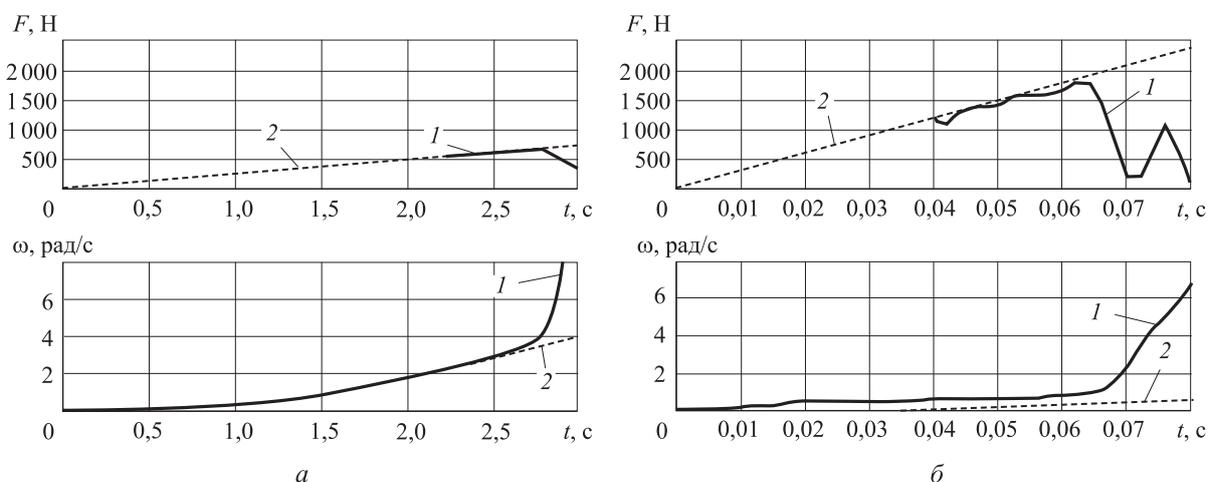


Рис. 3. Зависимости тяговой силы  $F$  и угловых скоростей  $\omega$  колес автомобиля от времени  $t$  при малой (а) и большой (б) скорости нарастания крутящего момента:  
1 — ведущее колесо; 2 — ведомое колесо

бия с электромеханической трансмиссией при его трогании на льду (рис. 3). При плавном трогании время достижения максимума тяговой силы составляет 2,7 с, при резком трогании — 0,065 с. Отметим, что максимальные значения крутящего момента и тяговой силы на колесе при большей скорости нагружения увеличиваются почти в три раза.

Резкое падение крутящего момента и тяговой силы происходит как после «срыва» контакта, так и после интенсивного пробуксовывания колеса. Во втором случае момент уменьшается практически до нуля, резко возрастает угловая скорость колеса и снижается поступательная скорость автомобиля.

Поэтому водители на поверхностях, покрытых слоем льда или загрязненных и имеющих малый коэффициент сцепления, пытаются плавно увеличивать подводимый к колесам крутящий момент при начале движения автомобиля, чтобы не вызвать резкую пробуксовку колес.

Мнение исследователей о причине возникновения эффекта DTFP [6] сводится к тому, что при «медленном» нагружении контакт, в котором существенную роль играет образующаяся водная пленка, активно разрушается, а при «быстром» нагружении процесс разрушения контакта замедляется и контакт «не успевает» разрушиться за время нагружения. Кроме того, установлено влияние интервала времени, прошедшего после приложения к колесу вертикальной нагрузки до начала возрастания крутящего момента, на максимальную продольную реакцию при взаимодействии автомобильного колеса с поверхностью, покрытой слоем льда. Это явление получило название эффекта примерзания.

Для проверки описанных эффектов на установке УТУ-3 (рис. 4), позволяющей исследовать трение и износ, проведена серия экспериментов в стационарных и нестационарных режимах.

На установке УТУ-3, работающей по схеме палец–диск, исследовали пару эластомер–ледяная поверхность. В стационарных условиях проводили запись изменения силы трения, температуры и частоты вращения диска. Измерения выполняли для ряда дискретных значений нормальной нагрузки  $N_i$ , номинального давления  $p_{a_i}$  и частоты вращения рабочего стола установки  $n_i$ . Кроме испытаний в стационарных условиях, проводили специальные испытания при изменении скорости нарастания подводимого момента и силы трения в контакте.



а



б

Рис. 4. Лабораторная установка УТУ-3:  
а — общий вид лабораторной установки УТУ-3;  
б — пара трения эластомер–лед

Результаты экспериментальных исследований позволили определить влияние скорости скольжения  $v_{ск}$  в контакте пары трения эластомер–лед на силу  $F_{тр}$  и коэффициент трения  $\mu$ :

$v_{ск}, \text{ м/с} \dots\dots\dots$	0,025	0,050	0,075	0,125	0,200	0,250
$F_{тр}, \text{ Н} \dots\dots\dots$	11,0	7,5	6,0	5,0	3,5	3,0
$\mu \dots\dots\dots$	0,282	0,192	0,154	0,128	0,090	0,077

В качестве примера на рис. 5 показано изменение силы трения  $F_{тр}$  в контакте при различном темпе нарастания тангенциальной силы.

На рис. 6 приведены зависимости коэффициента  $\mu$  трения в контакте пары эластомер–лед от  $\log v_F$  ( $v_F$  — скорость нарастания силы трения в контакте, Н/с) при различных значениях нормальной нагрузки:  $N_1 = 39 \text{ Н}$ ,  $N_2 = 56,5 \text{ Н}$  и  $N_3 = 74,3 \text{ Н}$ , соответствующих значениям давления  $p_1 = 0,497 \text{ МПа}$ ,  $p_2 = 0,720 \text{ МПа}$ ,  $p_3 = 0,946 \text{ МПа}$ .

Как видно из рис. 6, для каждого значения, нормальной нагрузки коэффициент трения

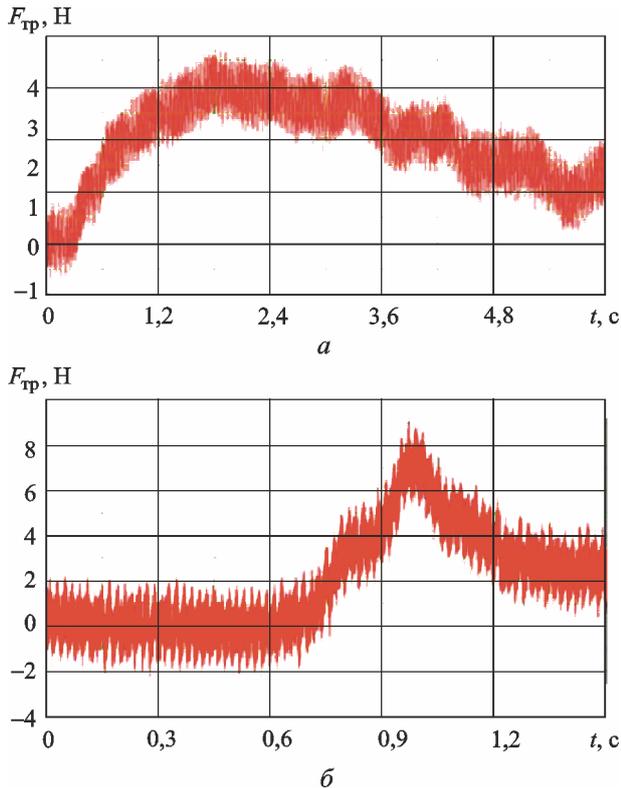


Рис. 5. Зависимости силы трения в контакте от времени при плавном (а) и среднеинтенсивном (б) темпе нарастания тангенциальной силы

(сцепления) существенно зависит от скорости нарастания тангенциальной силы в пятне контакта.

Результаты экспериментальных исследований на установке УТУ-3 позволили установить следующее:

- в стационарных условиях при увеличении скорости скольжения существенно уменьшаются сила и коэффициент трения, что, вероятно, связано с нагревом контакта и интенсивным образованием водяной пленки;
- в стационарных и нестационарных условиях с ростом нормальной нагрузки и номинального давления в контакте сила и коэффициент трения также уменьшаются (см. рис. 6). Это также связано с более интенсивным нагревом контакта и образованием водяной пленки;
- при одной и той же интенсивности темпа нарастания тангенциальной нагрузки увеличение интервала времени от приложения нормальной нагрузки до приложения тангенциальной силы коэффициент и сила трения в контакте возрастают;
- при отсутствии этого интервала времени сила трения составила 7,5 Н ( $\mu = 0,192$ ), при

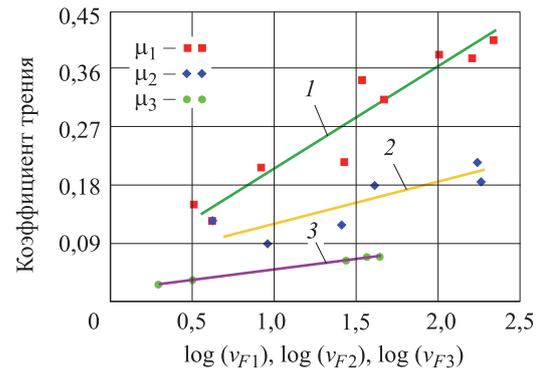


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения в контакте пары эластомер-лед от скорости нагружения при различных значениях нормальной нагрузки:  
 1 —  $N_1 = 39$  Н; 2 —  $N_2 = 56,5$  Н; 3 —  $N_3 = 74,3$  Н

задержке 30 с — 11 Н ( $\mu = 0,282$ ), при задержке 60 с — 16 Н ( $\mu = 0,41$ ).

На основании полученных результатов можно сделать предварительный вывод о том, что момент начала пробуксовывания колеса на льду имеет предельные значения, возрастающие с ростом скорости приложения крутящего момента и интервала времени от приложения нормальной нагрузки до начала возрастания тангенциальной силы. Вероятно, можно увеличить максимальную силу трения в контакте шины с поверхностью, покрытой слоем льда, при пульсации подводимого к колесу крутящего момента с заданной частотой и ограниченной амплитудой крутящего момента.

Для традиционного двигателя и механической трансмиссии реализовать такую пульсацию достаточно сложно. Тем не менее для этих целей можно использовать, например, кулачковый дифференциал [9], который при движении автомобиля по пересеченной местности увеличивает проходимость автомобиля в сложных дорожных условиях. Возможны и другие конструктивные решения.

Однако наибольшего улучшения тягово-сцепных свойств колеса на поверхности льда можно достигнуть применением электромеханической или гибридной трансмиссии. В этом случае существует возможность управления подводимым к колесу крутящим моментом и в дальнейшем — создания адаптивной системы, позволяющей непрерывно изменять некоторые параметры при изменении свойств опорной поверхности в целях улучшения тягово-сцепных свойств автомобильного колеса.

Покажем принципиальную возможность улучшения тягово-сцепных свойств колеса и всего автомобиля за счет изменения закона управления подводимого к колесу крутящего момента. При попытке преодоления заданного угла подъема автомобилем крутящий момент может достичь некоторого значения  $M_0$ . Это предельное значение момента соответствует предельному углу подъема  $\alpha_{\max}$  на поверхности, покрытой слоем льда (рис. 7).

Если на процесс изменения подводимого момента наложить гармонические колебания с заданной частотой, то предельный угол подъема можно увеличить. В определенные моменты времени предельное значение «мгновенного крутящего момента» (в зависимости от заданной частоты) может существенно возрасти за счет эффекта ДТФР. Математическое ожидание подводимого крутящего момента  $M^*$  также увеличится ( $M^* > M_0$ ). При этом существенно возрастет и предельный угол подъема на данной поверхности  $\alpha_{\max}^* > \alpha_{\max}^0$ .

Реализация подобного алгоритма для реальных конструкций автомобиля зависит от типа и конструкции электродвигателя и преобразователя.

Для проверки принципиальной возможности улучшения тягово-сцепных свойств автомобиля на ледяной поверхности за счет управления крутящим моментом проведены экспериментальные исследования на масштабных моделях автомобилей с электромеханической трансмиссией.

В качестве первой из них выбрана модель полноприводной машины *Traxxas E-Revo* с колесной формулой 4×4, выполненная в масштабе 1/16 (рис. 8). Движение модели осуществляется за счет электродвигателя коллекторного типа, который через зубчатые зацепления и карданные валы передает момент на ведущие колеса.

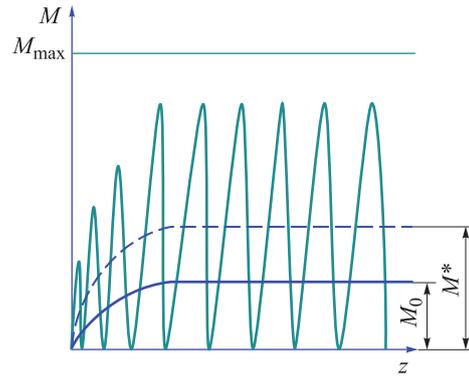


Рис. 7. Предполагаемый закон подведения момента

Проведена модернизация модели. Предусмотрена возможность применения шин различной конструкции и различной радиальной жесткости. Разработана система управления подводимыми к колесам крутящими моментами за счет изменения подводимого к электродвигателю напряжения. Создан стенд с переменным углом подъема и сменным покрытием, позволяющий проводить экспериментальные исследования различных масштабных моделей при различных режимах движения. Для тестирования масштабных моделей при различных режимах движения разработана математическая модель, которая приближенно описывает процессы в электромеханической системе. Расчетная схема движения автомобиля представлена на рис. 9.

Математическая модель автомобиля при движении описывается следующими уравнениями:

$$\delta \frac{G_a}{g} \frac{dv_x}{dt} = \frac{M_{дв}(t) i_{тр} \eta_{тр}}{r} - \frac{1}{r} \sum_{i=1}^n M_{fi} - G_a \sin \alpha; \quad (2)$$

$$U = U(t); \quad U = U_{дв} + J_{я} R_{я}; \quad (3)$$

$$M_{дв} = K \Phi J_{я} \eta_{эм}(U_{дв}); \quad (4)$$

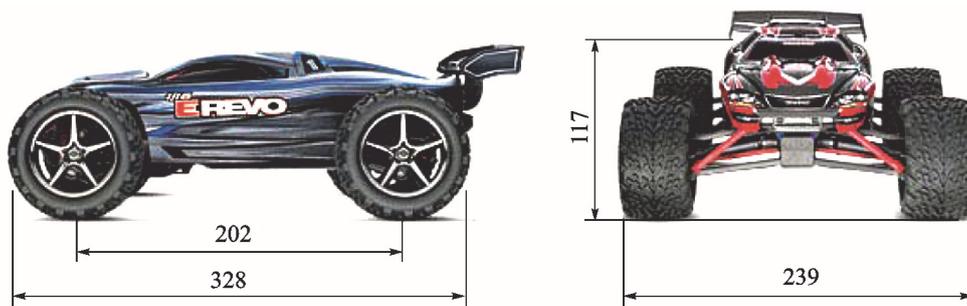


Рис. 8. Модель Traxxas E-Revo

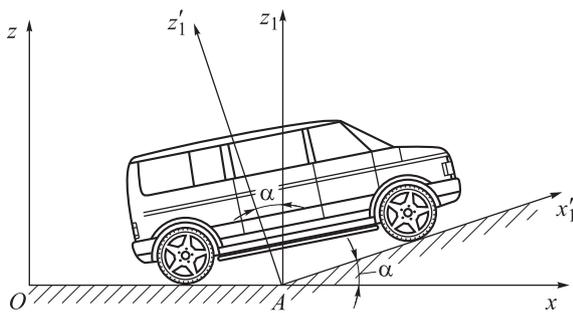


Рис. 9. Расчетная схема движения автомобиля

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{U_{\text{дв}}(t) - J_{\text{я}} R_{\text{я}}}{K\Phi}, \quad (5)$$

где  $\delta$  — коэффициент, учитывающий вращающиеся массы;  $G_a$  — вес автомобиля (модели);  $v_x$  — проекция скорости автомобиля на ось  $x$ ,  $v_x = \omega_{\text{дв}} r / i_{\text{тд}}$ ;  $M_{\text{дв}}$  — крутящий момент двигателя;  $i_{\text{тд}}$  — передаточное число трансмиссии;  $\eta_{\text{тр}}$  — коэффициент полезного действия трансмиссии;  $\sum M_{f_i}$  — суммарный момент сопротивления качению,

$$\sum_{i=1}^n M_{f_i} = G_a f_a r$$

( $f_a$  — коэффициент сопротивления качению);  $r$  — радиус колеса;  $\alpha$  — угол подъема;  $U(t)$  — задаваемое напряжение;  $J_{\text{я}}$  — сила тока якоря;  $R_{\text{я}}$  — сопротивление якоря;  $\Phi$  — магнитный поток;  $K$  — коэффициент пропорциональности;  $\eta_{\text{эм}}(U_{\text{дв}})$  — коэффициент полезного действия электродвигателя в зависимости от подводимого напряжения  $U_{\text{дв}}$ ;  $\omega_{\text{дв}}$  — угловая скорость вала двигателя.

Система уравнений (2)–(5) записана для движения по горизонтальной поверхности или при движении на подъем. Сила сопротивления движению на подъем  $F_c = G_a \sin \alpha$ .

В случае, изображенном на рис. 9, когда автомобиль движется по горизонтальному участку, а затем переходит на наклонный участок, можно приближенно задать силу  $F_c$  в виде некоторой функции.

Представим суммарный момент сопротивления на колесах следующим образом:

$$M_{\Sigma_k} = M_{01} + \Delta M_{12} \sin 2\pi f' t \quad \text{при } t < t_0; \quad (6)$$

$$M_{\Sigma_k} = M_{01} + \Delta M_{12} \quad \text{при } t \geq t_0, \quad (7)$$

где  $M_{01}$  — суммарный момент сопротивления качению;  $\Delta M_{12}$  — дополнительный момент для случая движения автомобиля на подъем,

$\Delta M_{12} = G_a \sin \alpha r$ ;  $f'$  — задаваемая частота,  $f' = 1/(4t_0)$ ;  $t_0$  — время от начала въезда переднего колеса до въезда на подъем заднего колеса.

Моделирование процессов проводили в два этапа. На первом этапе вначале определяли значения напряжений  $U_{01}$  и  $U_{02}$  для стационарных режимов при движении автомобиля с выбранной скоростью по горизонтальной плоскости или на подъем с заданным углом подъема  $\alpha$ . Затем решали систему уравнений для случая, когда автомобиль, двигаясь по горизонтальному участку, далее продолжает движение на подъем. При этом момент сопротивления изменяется в соответствии с уравнениями (6) и (7), а закон изменения напряжения имеет следующий вид:

$$U(t) = U_{01} + \Delta U_{12} \sin 2\pi f' t \quad \text{при } t < t_0; \quad (8)$$

$$U(t) = U_{02} \quad \text{при } t \geq t_0. \quad (9)$$

На втором этапе при изменении напряжения  $U(t)$  накладывается составляющая более высокой частоты:

$$U(t) = U_{01} + \Delta U_{12} \sin 2\pi f' t + \beta \sin 2\pi f' t \sin 2\pi f t \quad \text{при } t < t_0; \quad (10)$$

$$U(t) = U_{02} + \beta \Delta U_{12} \sin 2\pi f t \quad \text{при } t \geq t_0, \quad (11)$$

где  $f$  — частота, принимающая дискретные значения,  $f = 5, 10, 15, 20, 25, 30$  Гц;  $\beta$  — коэффициент, принимающий значения от 0 до 1 (0; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0).

Пример результата расчета по предложенному алгоритму приведен на рис. 10. В дальнейшем полученные законы управления использовали при экспериментальных исследованиях поведения физической модели автомобиля.

Приведенные результаты математического моделирования, полученные для различных моделей автомобиля с электромеханической трансмиссией, показали, что предложенные алгоритмы управления тяговыми электродвигателями обеспечивают необходимые законы изменения тяговых сил на колесах физической модели. Алгоритм предусматривает возможность варьирования частоты и амплитуды возмущенных сил.

Экспериментальные исследования на физических моделях позволяют прогнозировать эффективность предложенных алгоритмов и обосновывать выбор варьируемых параметров.

В работе [10] установлено, что наложение вибраций на нагруженные элементы фрикцион-

ной пары в зависимости от амплитуды и частоты приводит как к увеличению, так и к уменьшению результирующей силы трения в контакте. Аналогичные эффекты можно наблюдать и при нагружении грунтов. При длительном действии постоянной нагрузки в грунтах возникают реологические процессы (релаксация и ползучесть). Сопротивление в грунте под действием внешней нагрузки зависит от времени нагружения. При быстром возрастании нагрузки сопротивление деформациям в грунте, как правило, увеличивается [11]. При длительном действии вибрационных нагрузок в определенном диапазоне частот сопротивление сдвигу грунтов может уменьшаться. Указанные явления следует учитывать при расчете проходимости и подвижности транспортных средств [12, 13].

При разработке алгоритмов управления подводящими к ведущим колесам крутящими моментами на поверхностях, покрытых слоем льда, и выборе изменяющихся параметров необходимо выполнить два этапа. На первом из них для физической модели, двигающейся по поверхности льда, следует проверить эффективность использования динамического потенциала шин при различном сочетании изменяемых параметров. На втором этапе можно приступить к созданию адаптивной системы, параметры которой могут непрерывно изменяться по мере изменения параметров контакта шины с ледяной поверхностью.

Об изменении трибологических параметров контакта можно судить по изменению силовых и кинематических параметров в трансмиссии. Эти параметры должны непрерывно контролироваться и поступать в базу данных системы управления.

В настоящее время по мере ужесточения требований к безопасности и экологичности транспортных средств различного назначения в их конструкции все чаще применяют сложные мехатронные системы. Такие системы содержат сложную информационную систему, различные электрические, гидравлические и пневматические приводы, электронную систему управления и механические исполнительные устройства. При этом эффективность таких систем в значительной степени зависит от алгоритмического и программного обеспечения [14].

В качестве примера подобных систем можно привести различные АБС и ПБС, системы динамической стабилизации и активного подруливания и т. д. Для многоосных полнопри-

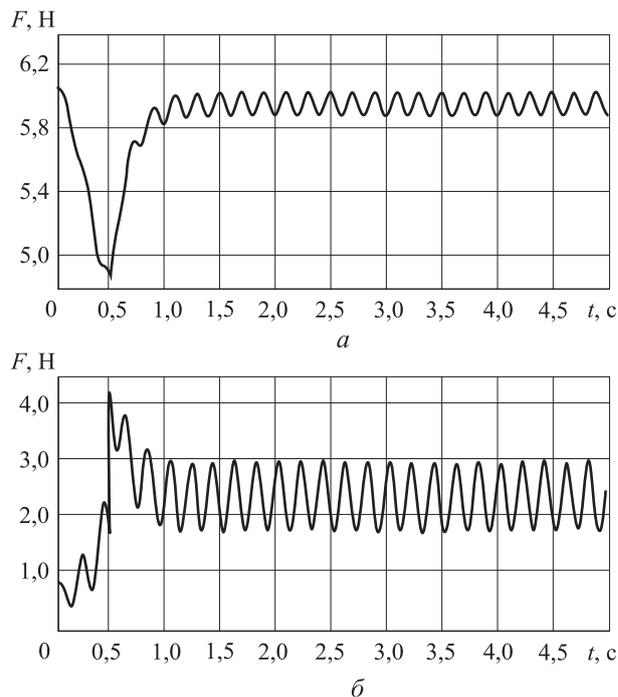


Рис. 10. Изменение скорости автомобиля  $v$  (а) и суммарной подводимой тяговой силы  $F$  (б) при въезде автомобиля на подъем с импульсным управлением напряжением ( $\beta = 1$ ;  $f = 5$  Гц)

водных автомобилей с электромеханической трансмиссией разработаны системы управления ею при движении в тяжелых дорожных условиях с непрерывным перераспределением потоков мощности и применением элементов нечеткой логики [15, 16].

Для выполнения первого этапа исследований физической модели с электромеханической трансмиссией создан аппаратно-программный измерительный комплекс, в котором предусмотрена регистрация ускорения, скорости модели и пройденного ею расстояния. Комплекс устанавливают на модель автомобиля (рис. 11).

Аппаратно-программный измерительный комплекс состоит из устройства сбора данных USB 6009 фирмы National Instruments (NI), инерциального датчика MMA7260 и программного комплекса, выполненного в среде LabVIEW.

Программное обеспечение LabVIEW 2011 фирмы National Instruments представляет собой высокоэффективную среду графического программирования, в которой можно создавать гибкие и масштабируемые приложения измерений, управления и тестирования с минимальными временными и финансовыми затратами [17–19]. LabVIEW 2011 сочетает гибкость традиционного языка программирования с интерак-

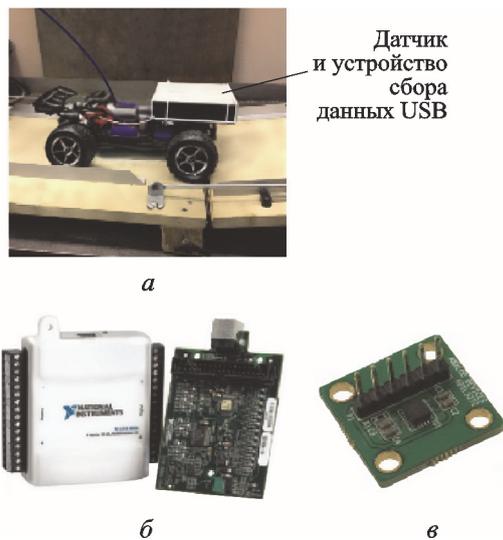


Рис. 11. Модель колесной машины с установленным на ней аппаратно-программным измерительным комплексом (*а*), включающим в себя устройство сбора данных USB 6009 (*б*) и плату датчика акселерометра KIT3109MMAx2x0Q (*в*)

тивной технологией, которая включает в себя автоматическое создание кода, использование встроенных помощников при конфигурировании измерительных стендов и их реконфигурации. Благодаря этим особенностям приложения в LabVIEW 2011 создаются быстро и эффективно. Интуитивно понятный процесс графического программирования позволяет уделять больше внимания решению проблем, связанных с измерениями и управлением, а не процессу программирования.

Рабочий диапазон ( $\pm 1,5$ ; 2,0; 4,0; 6,0 g) инерциального датчика MMA7260 задает пользователь, чувствительность (800; 600; 300; 200 мВ/g) зависит от этого диапазона. Полоса частот регистрируемых данных по осям XY — 350 Гц, по оси Z — 150 Гц.

Сигналы, сформированные в плате KIT3109MMAx2x0Q, поступают на аналоговые входы устройства USB 6009 [20]. Программное обеспечение NI LabVIEW позволяет их обрабатывать и визуализировать в режиме реального времени, создавать графики ускорений, скоростей и пройденного пути на экране компьютера [21] (рис. 12). Предусмотрена возможность создания отчетов в формате текстовых файлов и HTML.

Разработанный аппаратно-программный комплекс протестирован при пробном проведении эксперимента, в ходе которого авторы столкнулись с рядом проблем, одной из кото-

рых оказалась сложность конструкции модели Traxxas E-Revo.

В качестве второй испытуемой модели выбрали BMW X6 (рис. 13, а), которая по сравнению с первой (Traxxas E-Revo) имела меньшие размеры и более простые трансмиссию и электрическую схему.

Для удобства использования данного аналога проведена его модернизация, позволяющая осуществлять управление по сигналам, передаваемым с компьютера по Bluetooth; на него установлено устройство регистрации происходящих процессов — инерционный датчик. Кроме того, создан первый прототип печатной платы и установлен на модели (рис. 13, б).

После сборки модели и печатной платы разработан программный комплекс для работы с экспериментальной моделью. Программное обеспечение, написанное на языке Си в среде разработки Arduino 1.0.6., выполняет следующие функции:

- получает информацию от стационарного персонального компьютера (ПК) о том, какой режим работы выбран пользователем;

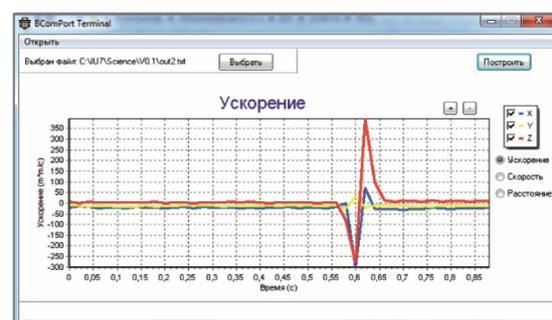
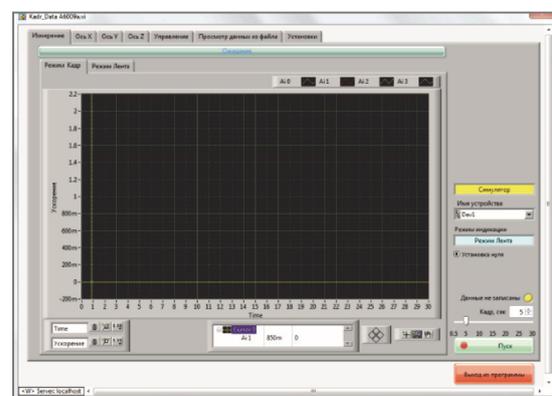
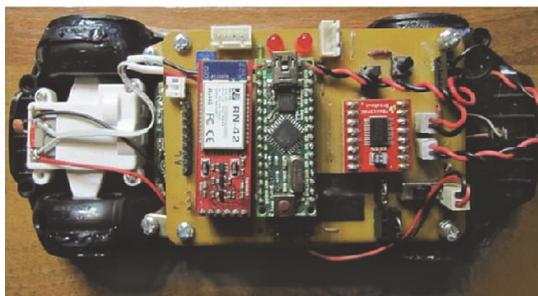


Рис. 12. Виды окон управления программно-аппаратным комплексом (*а*) и построения графиков (*б*)



*a*



*б*

Рис. 13. Масштабная модель BMW X6 (а) и печатная плата, установленная на ней (б)

- если выбран режим обработки показаний с инерциального датчика, то каждые 80 мкс информация отправляется на стационарный ПК до тех пор, пока не поступит сигнал о завершении сеанса приема-передачи данных;
- если выбран режим дистанционного управления, то платформа ожидает команды от ПК и в зависимости от типа сигнала выполняет соответствующую операцию.

Программное обеспечение для стационарного ПК написано на языке Delphi в среде разработки Delphi XE2.

Аппаратно-программный комплекс позволяет провести отладку управления электродвигателем модели с целью реализации законов управления крутящими моментами, подводимыми к колесам. Созданная система позволяет изменять частоту нагружения, а также другие параметры, рассмотренные ранее. В перспективе данная система должна стать адаптивной.

Тестовые испытания модели проводились в различных режимах. В стационарном режиме физическая модель преодолевала углы подъема  $\alpha = 3...6^\circ$  (для «жестких» колес) и  $\alpha = 12...18^\circ$  (для «мягких» колес) в зависимости от температуры окружающей среды (рис. 14).

По мере снижения температуры окружающей среды тягово-сцепные свойства автомобиля улучшались. При повышении температуры окружающей среды усиливалось влияние тонкой водяной пленки и существенно снижался коэффициент трения по мере увеличения давления в контакте.

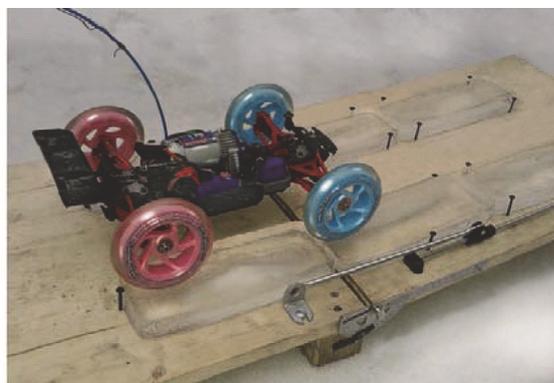
## Выводы

1. Экспериментальные исследования пары трения эластомер–лед в стационарном режиме показали, что коэффициент трения уменьшается при увеличении номинального давления и скорости скольжения в контакте и повышается с увеличением интервала времени от приложения нормальной нагрузки до приложения тангенциальной нагрузки (эффект «примерзания»).

2. Исследования на установке УТУ-3 позволили обобщить ранее известные результаты для широкого диапазона скоростей приложения тангенциальной нагрузки.



*a*



*б*

Рис. 14. Исследование взаимодействия модели колесной машины и льда на стенде «Горка-2» с «мягкими» (а) и «жесткими» колесами (б)

3. Определен закон приложения момента, позволяющий улучшить тягово-сцепные свойства колеса и автомобиля.

4. Проведены пробные испытания модели на ледяной опорной поверхности. Определены основные направления изменения конструкции модели для выбора рационального закона приложения момента. Проведено тестирование масштабных моделей и аппаратно-программного измерительного комплекса в стационарных и нестационарных режимах.

5. В экспериментальных исследованиях физической модели при плавном приложении крутящего момента в стационарных режимах установлено, что в зависимости от радиальной жесткости шины и номинального давления максимальный преодолеваемый угол подъема возрастает от 3...6 до 12...18° при переходе от «жестких» колес к «мягким».

## Литература

- [1] Besdo D., Heimann B., Klueppel M. *Elastomere friction: theory, experiment and simulation*. Berlin, Springer, 2010. 250 p.
- [2] Persson B.N.J. Theory rubber friction and contact mechanics. *Journal of Chemical Physics*, 2001, vol. 115, no. 8. URL: [http://www.multiscaleconsulting.com/publications/Theory\\_of\\_rubber\\_friction\\_and\\_contact\\_mechanics.pdf](http://www.multiscaleconsulting.com/publications/Theory_of_rubber_friction_and_contact_mechanics.pdf) (дата обращения 01.10.2014).
- [3] Белкин А.Е., Нарская Н.Л. Конечно-элементный анализ контакта автомобильной шины на основе оболочечной модели. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение*, 2004, № 3, с. 14–28.
- [4] Tanner T.A. *Computation methods for frictional contact with applications to the space shuttle orbiter nose-gear tire. Development of frictional contact algorithm*. Hampton, NASA Publishing, 1996. 45 p.
- [5] Морозов М.В. *Методы улучшения тягово-сцепных и тормозных свойств автомобильного колеса с учетом трибологических свойств контакта шины с дорогой*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2012. 217 с.
- [6] Ivanović V., Deur J., Koštelac M., Pentek T., Hrovat D. Tyre friction behavior under abrupt wheel torque transients on slippery road surfaces: experimental analysis and modeling. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2011, vol. 49, no. 10, pp. 1623–1647.
- [7] Gal A.L., Klüppel M. Investigation and Modeling of Rubber Stationary Friction on Rough Surfaces. *Journal of Physics Condensed Matter*, 2008, vol. 20, no. 1, article no. 015007.
- [8] Кристальный С.Р., Задворнов В.Н., Попов Н.В., Фомичев В.А., Шляхтин А.А. Шинный тестер для исследования характеристик шипованных шин. *Вестник МАДИ*, 2013, вып. 3 (34), с. 11–18.
- [9] Полунгян А.А., ред. *Проектирование полноприводных колесных машин П79*. В 3 т. Т. 2. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 528 с.
- [10] Чичинадзе А.В., ред. *Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
- [11] Ларин В.В. *Физика грунтов и опорная проходимость колесных транспортных средств. Ч. 1: Физика грунтов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 108 с.
- [12] Вольская Н.С., Левенков Я.Ю., Русанов О.А. Моделирование взаимодействия автомобильного колеса с неровной опорной поверхностью. *Машиностроение и инженерное образование*, 2011, № 4 (29), с. 40–46.
- [13] Курдюк В.А., Вольская Н.С., Русанов О.А. Расчетный метод моделирования деформационных свойств грунтов в задачах прогнозирования взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью. *Тракторы и сельхозмашины*, 2015, № 2, с. 12–16.
- [14] Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. *Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами*. Москва, Агроконсалт, 2013. 610 с.
- [15] Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. «Энергетическое и транспортное машиностроение»*, 2011, с. 39–58.

- [16] Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2011, вып. 12. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/282533.html>.
- [17] Трэвис Дж., Кринг Дж. *LabVIEW для всех*. Москва, ДМК Пресс, 2011. 904 с.
- [18] Блюм П. *LabVIEW: Стиль программирования*. Москва, ДМК Пресс, 2008. 400 с.
- [19] Бутырин П.А., Васьковская Т.А., Каратаева В.В., Материкин С.В. *Автоматизация физических исследований и эксперимента: компьютерные измерения и виртуальные приборы на основе LabVIEW 7*. Москва, ДМК Пресс, 2005. 264 с.
- [20] Федосов В.П., Нестеренко А.К. *Цифровая обработка сигналов в LabVIEW*. Москва, ДМК Пресс, 2007. 456 с.
- [21] Магда Ю.С. *LabVIEW: Практический курс для инженеров и разработчиков*. Москва, ДМК Пресс, 2012. 208 с.

## References

- [1] Besdo D., Heimann B., Klueppel M. *Elastomere friction: theory, experiment and simulation*. Berlin, Springer, 2010. 250 p.
- [2] Persson B.N.J. Theory rubber friction and contact mechanics. *Journal of Chemical Physics*, 2001, vol. 115, no. 8. Available at: [http://www.multiscaleconsulting.com/publications/Theory\\_of\\_rubber\\_friction\\_and\\_contact\\_mechanics.pdf](http://www.multiscaleconsulting.com/publications/Theory_of_rubber_friction_and_contact_mechanics.pdf) (accessed 01 October 2014).
- [3] Belkin A.E., Narskaia N.L. Konechno-elementnyi analiz kontakta avtomobil'noi shiny na osnove obolochечноi modeli [Finite-Element Analysis of Car Tyre Contact with Support Surface on the basis of Shell Model]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2004, no. 3, pp. 14–28.
- [4] Tanner T.A. *Computation methods for frictional contact with applications to the space shuttle orbiter nose-gear tire. Development of frictional contact algorithm*. Hampton, NASA Publishing, 1996. 45 p.
- [5] Morozov M.V. *Metody uluchsheniia tiagovo-stsepnnykh i tormoznykh svoistv avtomobil'nogo koleasa s uchetom tribologicheskikh svoistv kontakta shiny s dorogoi*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methods to improve towing and braking properties of the vehicle wheel based on the tribological properties of the tire contact with the road. Cand. techn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2012. 217 p.
- [6] Ivanović V., Deur J., Koštelac M., Pentek T., Hrovat D. Tyre friction behavior under abrupt wheel torque transients on slippery road surfaces: experimental analysis and modeling. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2011, vol. 49, no. 10, pp. 1623–1647.
- [7] Gal A.L., Klüppel M. Investigation and Modeling of Rubber Stationary Friction on Rough Surfaces. *Journal of Physics Condensed Matter*, 2008, vol. 20, no. 1, article no. 015007.
- [8] Kristal'nyi S.R., Zadvornov V.N., Popov N.V., Fomichev V.A., Shliakhtin A.A. Shinnyi tester dlia issledovaniia kharakteristik shipovannykh shin [Tire tester for the research of studded tires characteristics]. *Vestnik MADI* [Bulletin MADI]. 2013, is. 3 (34), pp. 11–18.
- [9] *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin P79* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles P 79]. Vol. 2. Ed. Polungian A.A. Moscow, Bauman Press, 2008. 528 p.
- [10] *Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika)* [Friction, wear and lubrication (tribology and tribotechnics)]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 576 p.
- [11] Larin V.V. *Fizika gruntov i opornaia prokhodimost' kolesnykh transportnykh sredstv. Ch. 1: Fizika gruntov* [Soil Physics and supporting cross-wheeled vehicles. Pt 1: Soil Physics]. Moscow, Bauman Press, 2014. 108 p.
- [12] Vol'skaia N.S., Levenkov Ia.Iu., Rusanov O.A. Modelirovanie vzaimodeistviia avtomobil'nogo koleasa s nerovnoi opornoii poverkhnost'iu [Modelling of automobile wheel interaction with uneven ground contact area]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Engineering and Engineering Education]. 2011, no. 4(29), pp. 40–46.
- [13] Kurdiuk V.A., Vol'skaia N.S., Rusanov O.A. Raschetnyi metod modelirovaniia deformatsionnykh svoistv gruntov v zadachakh prognozirovaniia vzaimodeistviia kolesnogo

- dvizhitelia s opornoj poverkhnost'iu [Calculation method of modeling of deformation properties of soils in the forecasting problems of interaction of wheeled mover with the bearing surface]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery]. 2015, no. 2, pp. 12–16.
- [14] Belousov B.N., Shukhman S.B. *Prikladnaia mekhanika nazemnykh tiagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami* [Applied Mechanics ground towing vehicles with mechatronic systems]. Moscow, Agrokonsalt publ., 2013. 610 p.
- [15] Kotiev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Algoritm upravleniia individual'nym privodom kolesnykh dvizhitelei transportnykh sredstv [Algorithm of management of individual drive wheel propulsion vehicles]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie. Spets. vyp. Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering. Special iss. Energy and transportation engineering]. 2011, pp. 39–58.
- [16] Kotiev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Sintez sistemy upravleniia tiagovymi elektrodvigateliami dlia individual'nogo privoda vedushchikh koles avtomobilia [Synthesis of control traction motor for individual drive wheeled vehicle]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU]. 2011, iss. 12. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/282533.html>.
- [17] Trevis Dzh., Kring Dzh. *LabVIEW dlia vseh* [LabVIEW for everyone]. Moscow, DMK Press, 2011. 904 p.
- [18] Blium P. *LabVIEW: Stil' programmirovaniia* [LabVIEW: Programming Style]. Moscow, DMK Press, 2008. 400 p.
- [19] Butyrin P.A., Vas'kovskaia T.A., Karataeva V.V., Materikin S.V. *Avtomatizatsiia fizicheskikh issledovani i eksperimenta: komp'iuternye izmereniia i virtual'nye pribory na osnove LabVIEW 7* [Automation of Physical Research and experiment: Computer measurements and virtual instruments based on LabVIEW 7]. Moscow, DMK Press, 2005. 264 p.
- [20] Fedosov V.P., Nesterenko A.K. *Tsifrovaia obrabotka signalov v LabVIEW* [Digital processing of signals in LabVIEW]. Moscow, DMK Press, 2007. 456 p.
- [21] Magda Iu.S. *LabVIEW: Prakticheskii kurs dlia inzhenerov i razrabotchikov* [LabVIEW: A Practical Course for engineers and developers]. Moscow, DMK Press, 2012. 208 p.

Статья поступила в редакцию 25.03.2016

## Информация об авторах

**КУПРЕЯНОВ Андрей Анатольевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vlankup@ya.ru).

**РУМЯНЦЕВ Евгений Олегович** (Москва) — инженер-конструктор. ФГУП «НАМИ» (125438, Москва, Российская Федерация, Автомоторная ул., д. 2, e-mail: evgeny.rumyantsev@nami.ru).

**ЗАГИДУЛЛИН Равиль Шамильевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Радиоэлектронные системы и устройства». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: 361zag@post.ru).

## Information about the authors

**KUPREYANOV Andrey Anatolievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vlankup@ya.ru).

**RUMYANTSEV Evgeniy Olegovich** (Moscow) — Design Engineer. The Central Research and Development Automobile and Engine Institute FGUP NAMI (124438, Moscow, Russian Federation, Avtomotornaya St, Bldg. 2, e-mail: evgeny.rumyantsev@nami.ru).

**ZAGIDULLIN Ravil Shamilievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng), Associate Professor, Department of Radio-Electronic Systems and Devices. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: 361zag@post.ru).