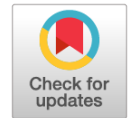


DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233>

Оригинальное исследование



Исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса

А.В. Климов^{1, 2}, А.В. Антонян^{1, 2}¹ Инновационный центр «КАМАЗ», Москва, Российская Федерация;² Московский политехнический университет, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. При движении транспортного средства в зоне взаимодействия шины с опорным основанием могут возникать автоколебания, параметры которых зависят от скорости скольжения в пятне контакта. Частота колебаний будет изменяться в зависимости от величины скольжения колеса относительно опорного основания. Мягкие автоколебания, возбуждаемые при различном сочетании начальных условий при полном скольжении в тяговом и ведомом режиме работы колеса, в режиме комплексного торможения при частичном скольжении. Жесткий режим автоколебаний возникает при полном скольжении колеса в тормозном режиме. Эти процессы негативно влияют на процессы, протекающие в электрическом приводе и механической передаче, снижая их энергоэффективность и могут привести к поломкам элементов. Колебания в системе возбуждаются силами взаимодействия эластичной шины с опорным основанием, характеризующегося вертикальными колебаниями колеса ввиду упругого характера его взаимодействия с неровностями дороги.

Целью работы является исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса.

Материалы и методы. Моделирование процессов образования автоколебательных явлений в зоне контактного взаимодействия колеса с дорогой выполнено в программном комплексе *MATLAB&Simulink*.

Результаты. В работе представлены результаты имитационного математического моделирования и экспериментальных исследований процесса возникновения автоколебательных явлений при движении электробуса КАМАЗ 6282 по асфальтобетонному опорному основанию. Выявлено, что вертикальные перемещения колес при движении по неровностям приводят к колебательному характеру протекания процесса вертикальных реакций в зоне взаимодействия и, как следствие, продольных реакций и крутящего момента, частоты вращения на валу тягового электрического двигателя индивидуального привода. Определено, что частота колебаний шин составляет 6–7 Гц и совпадает с частотой автоколебаний для реализации частоты вращения вала электродвигателя и совпадает как для реализации, полученной при испытаниях, так и при моделировании.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в возможности использования результатов исследования при разработке алгоритмов исключения автоколебательных явлений при разработке системы управления транспортным средством.

Ключевые слова: автоколебания; колесо; скольжение; электродвигатель; индивидуальный привод; спектральная плотность энергии.

Как цитировать:

Климов А.В., Антонян А.В. Исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 1. С. 87–96. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233>

Original study article

Research of features of oscillating process' behavior in the nonlinear system of individual traction drive of an electrobus

Alexander V. Klimov^{1, 2}, Akop V. Antonyan^{1, 2}¹ KAMAZ Innovation Center, Moscow, Russian Federation;² Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: When a vehicle is in motion, self-oscillations which properties are dependent on slip rate in a contact patch may occur in the area of tire interaction with ground surface. Oscillations frequency will vary in dependence with value of wheel slip relative to ground surface. Soft self-oscillations are excited by variable set of initial conditions at full slip in traction and driven wheel rolling modes as well as in mixed braking mode with partial slip. Hard mode of self-oscillations occurs at full wheel slip in braking mode. These processes have a negative impact on the processes in electric drive and mechanical drivetrain reducing their efficiency and may cause damage of components. Oscillations in the system are excited by interaction forces of an elastic tire with ground surface featuring vertical oscillations due to elastic behavior of its interaction with road unevenness.

AIMS: Research of features of oscillating process' behavior in the nonlinear system of individual traction drive of an electrobus.

METHODS: Simulation of self-oscillation excitation processes in the area of contact interaction of a wheel and road was carried out in the MATLAB/Simulink software package.

RESULTS: The article features the results of simulation and experimental studies of self-oscillation excitation processes of the KAMAZ 6282 electrobus moving on asphalt-concrete surface. It was found that vertical wheel displacement when moving through unevenness lead to oscillating behavior of vertical reaction forces in contact patches and, as a consequence, to oscillating behavior of longitudinal reaction forces, torque and rotation velocity of the shaft of the traction electric motor of the individual drive. It was defined that tire oscillation frequency is 6–7 Hz that coincides with electric motor shaft rotation oscillation frequency and this value is the same for both experiment and simulation.

CONCLUSIONS: Practical value of the study lies in ability of using the study results at development of self-oscillation processes exclusion algorithms as a part of vehicle control system.

Keywords: *self-oscillations; wheel; slip; electric motor; individual drive; energy spectral density.*

To cite this article:

Klimov AV, Antonyan AV. Research of features of oscillating process' behavior in the nonlinear system of individual traction drive of an electrobus. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(1):87–96. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233>

Received: 02.12.2022

Accepted: 01.03.2023

Published: 14.04.2023

ВВЕДЕНИЕ

При движении транспортного средства с индивидуальным тяговым электрическим приводом в зоне контакта эластичного колеса с опорным основанием происходят сложные процессы, на прямую влияющие на энергоэффективность и безопасность движения [1–6]. В данном силовом взаимодействии могут возникать автоколебательные процессы, что сопровождается снижением или потерей сцепления с дорогой, позволяющей судить о снижении энергоэффективности или безопасности [7–13]. Как для случая тягового и ведомого режима качения колеса, так и для тормозного режима возможно возникновение частичного и полного его скольжения относительно опорного основания.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА

Автоколебания могут возникать как при строго определенном сочетании начальных условий — «жесткий» режим, так и при практически любом сочетании — «мягкий» режим, что является наиболее опасными. Данные процессы, возбужденные в зоне взаимодействия шины с дорогой, передаются всем элементам механической трансмиссии и тягового электродвигателя, негативно влияют на условия их работы и могут привести к снижению эффективности рабочих процессов, поломкам и выходу из строя.

Для случая частичного скольжения удобно использовать модель взаимодействия, аналогичную «магической формуле» Пасейки, но в более удобном виде

для аналитического исследования, как например, это представлено в работе [14]. Для случая полного скольжения будем использовать модель трения, которая зависит от относительной скорости V_{2sk} как многочлен пятой степени [1].

КРИТЕРИИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА В ИНДИВИДУАЛЬНОМ ТЯГОВОМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ

Анализ условий возникновения автоколебаний фрикционных систем с несколькими степенями свободы, динамика которых описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, рационально проводить методом анализа нелинейных колебаний в системе с тремя степенями свободы, предложенным в работе [15].

Расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием и схема привода колеса, позволяющая проводить исследование процессов, протекающих в тяговом, в ведомом, в тормозном режиме, приведены на рис. 1.

Система, описывающая поведение системы тел колесо-поддрессоренная часть транспортного средства с учетом теоремы о сохранении количества движения и момента количества движения для тягового и ведомого режима при условии частичного скольжения колеса, имеет вид (1):

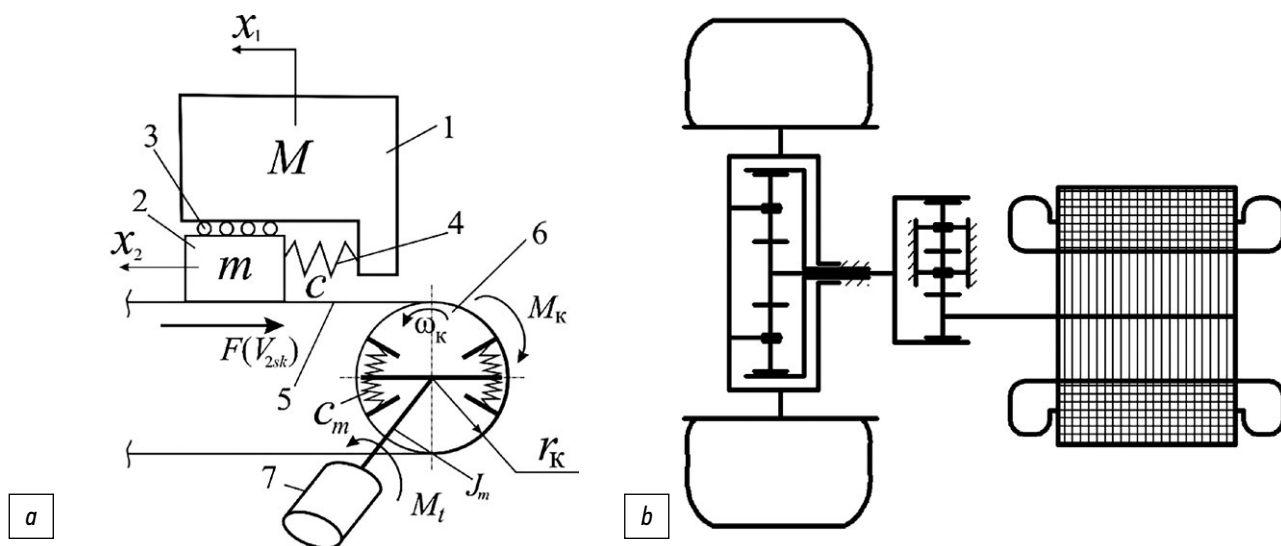


Рис. 1. Схемы взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием (а) и схема привода (b): 1 — масса M поддрессоренных частей, приходящаяся на колесо; 2 — масса m колеса; 3 — ролики, позволяющие перемещаться колесу без трения в продольном направлении; 4 — упругий элемент (податливость шины в продольном направлении); 5 — опорное основание; 6 — вращающееся колесо; 7 — тяговый электродвигатель.

Fig. 1. Scheme of interaction of an elastic wheel with ground surface (a) and scheme of drive (b): 1 — mass M of sprung parts at a wheel; 2 — wheel mass m ; 3 — rollers for frictionless longitudinal movement of a wheel; 4 — an elastic element (longitudinal tire compliance); 5 — ground surface; 6 — a rolling wheel; 7 — a traction electric motor.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = v_1; \\ \dot{v}_1 = \frac{c}{M}(x_1 - x_2); \\ \dot{x}_2 = v_2; \\ \dot{v}_2 = \frac{1}{m}(F - cx_1 + cx_2); \\ \dot{\varphi}_k = \omega_k; \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k} [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - Fr_k]; \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m; \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} [c_m(\varphi_m - \varphi_k) + M_t] \end{array} \right. , \quad (1)$$

где J_k, J_m — моменты инерции колеса и приведенный к ротору тягового электродвигателя момент инерции колесного редуктора, соответственно, относительно оси их вращения; M_t — тяговый крутящий момент, подводимый к колесу.

Для случая полного скольжения колеса, когда колесо буксует уравнения 5–8, описывающие вращательное движение, вырождаются в 0. При этом имеет место мягкий режим возникновения автоколебаний, когда скорость скольжения колес попадает в область, характеризующую увеличением силы трения при уменьшении скорости скольжения.

Из анализа системы дифференциальных уравнений (1) можно сделать вывод о том, что в исследуемом объекте имеется возможность возбуждения автоколебаний для поступательного движения тела 1, (подрессоренная часть), поступательного и вращательного движений тела 2 (ротора электродвигателя).

Для тормозного режима система дифференциальных уравнений для условия частичного скольжения колеса имеет вид (2):

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = v_1; \\ \dot{v}_1 = \frac{c}{M}(-x_1 + x_2); \\ \dot{x}_2 = v_2; \\ \dot{v}_2 = \frac{1}{m}(-F + cx_1 - cx_2); \\ \dot{\varphi}_k = \omega_k; \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k} [-c_m(\varphi_m - \varphi_k) + Fr_k - M_k]; \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m; \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - M_t]. \end{array} \right. , \quad (2)$$

где M_t — тормозной рекуперативный крутящий момент, подводимый к колесу; M_k — тормозной момент,

развиваемый колесным тормозным механизмом, зависящий от частоты вращения колеса, при чисто рекуперативном торможении $M_k = 0$.

Исходя из анализа системы уравнений (2), получаем, что при торможении также имеется возможность возбуждения автоколебаний для поступательного движения тела 1 (подрессоренная часть), поступательного и вращательного движений тела 2 (ротора электродвигателя).

Для режима рекуперативного торможения можно заключить, что автоколебания не могут возникнуть, но для режима комплексного торможения, когда требуемый тормозной момент обеспечивается как тяговым электродвигателем, так и рабочей тормозной системой, имеем мягкий режим возбуждения автоколебаний. Такой режим нагружения трансмиссии является опасным, т. к. при интенсивном торможении амплитуды автоколебаний резко увеличиваются [16], что может привести к дерганию транспортного средства в продольном направлении, к поломкам деталей трансмиссионных агрегатов. В связи с этим при интенсивном торможении при высоких начальных скоростях во избежание поломки необходимо снижать общий тормозной момент, например, за счет снижения рекуперативного момента тягового электродвигателя.

Для режима полного скольжения, когда колеса заблокированы уравнения 5–8 вырождаются в 0, имеем жесткий режим возникновения автоколебаний в зоне взаимодействия, когда скорость скольжения заблокированных колес попадает в область, характеризующую уменьшением силы трения при уменьшении скорости скольжения.

Кроме негативных последствий, описанных выше, автоколебания в зоне взаимодействия колеса с дорогой могут не только передаваться элементам механической передачи, но и вызывать колебания в момент нагрузки на валу электродвигателя, что негативно сказывается на электромагнитных процессах, протекающих в нем, а также процессах, протекающих в преобразователе, что приводит к снижению эффективности. Крутящий момент и частота вращения на валу ротора двигателя также не являются непостоянными величинами и имеют колебательность, обусловленную конструкцией электродвигателя, что может вызывать усиление автоколебаний и большое негативное воздействие на систему в целом.

Для исследования автоколебательных процессов в тяговом приводе электробуса большого класса КАМАЗ 6282 [17] используем имитационную математическую модель транспортного средства, принцип которой описан в работах [18–23], дополненной имитационной математической моделью индивидуального тягового электрического привода задних колес в *MATLAB&Simulink*, показанной на рис. 2.

Как показано в работе [24], в зависимости от скорости скольжения V_{2sk} период автоколебаний в

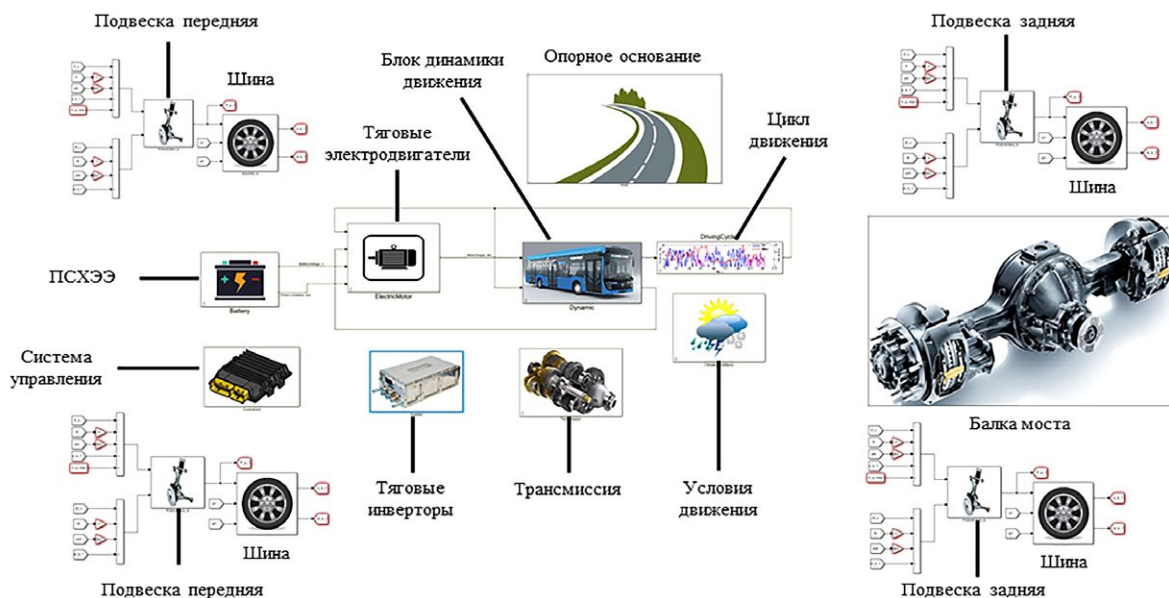


Рис. 2. Имитационная модель индивидуального тягового электрического привода.
Fig. 2. The simulation model of the individual traction electric drive.

нелинейной системе будет меняться в зависимости от периода $T_{cm} = \frac{2\pi}{\sqrt{c_m/J_m}}$ собственных стационарных колебаний консервативной системы до значения

$$\tau = \frac{\pi}{\sqrt{c_m/J_m}} + \frac{2(R_1 - R_2)}{c_m J_m}$$

при нестационарных колебаниях (здесь R_1, R_2 — сила трения покоя и сила трения скольжения). Частота колебаний будет изменяться в зависимости от величины скольжения колеса относительно опорного основания.

Колебания в системе возбуждаются силами взаимодействия эластичной шины с опорным основанием, характеризующегося вертикальными колебаниями колеса ввиду упругого характера его взаимодействия с неровностями дороги. Эти колебания, в свою очередь, приводят к колебательному характеру протекания процесса вертикальной реакции в зоне взаимодействия и, как следствие, продольной реакции.

Для исследования влияния колебаний, вызванных перемещением колеса, на частоту колебаний крутящего момента тягового электродвигателя, угловой скорости вращения колеса проведем моделирование разгона электробуса по прямой на сухом асфальте.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Определение частоты автоколебательного процесса в тяговом электроприводе

На рис. 3 показаны фрагменты реализаций крутящего момента тягового электродвигателя, угловой скорости

вращения ведущего колеса и радиальной деформации шины, где наблюдаются автоколебания, на рис. 4 показаны спектральные плотности энергии, рассчитанные с помощью быстрого преобразования Фурье этих же процессов.

Как видно из рис. 4, собственные частоты колебаний всех трех процессов совпадают, из чего можно заключить, что частоты автоколебательных процессов крутящего момента тягового электродвигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса обусловлены частотой вертикальных колебаний эластичного колеса при движении по неровностям опорного основания.

Исследование режимов возникновения автоколебаний в индивидуальном тяговом электроприводе методами экспериментальных исследований

Были проведены пробеговые испытания электробуса КАМАЗ-6282. В процессе испытаний электробус двигался по прямолинейному участку дороги с переменной скоростью.

На рис. 5 показан характерный фрагмент реализации тягового момента, полученный при испытаниях, на рис. 6 — результат имитационного моделирования. На рис. 7 представлена спектральная плотность энергии момента тягового электродвигателя при испытаниях.

При движении в тяговом электрическом приводе возникают автоколебательные процессы. Частота автоколебания для теоретического и экспериментального процессов составляет 6–7 Гц для крутящего момента на валу двигателя и совпадает как для реализации, полученной при испытаниях, так и при моделировании.

На рис. 8, 9 и 10 представлены аналогичные графики для угловой скорости колеса.

При движении в тяговом электрическом приводе возникают автоколебательные процессы. Частота

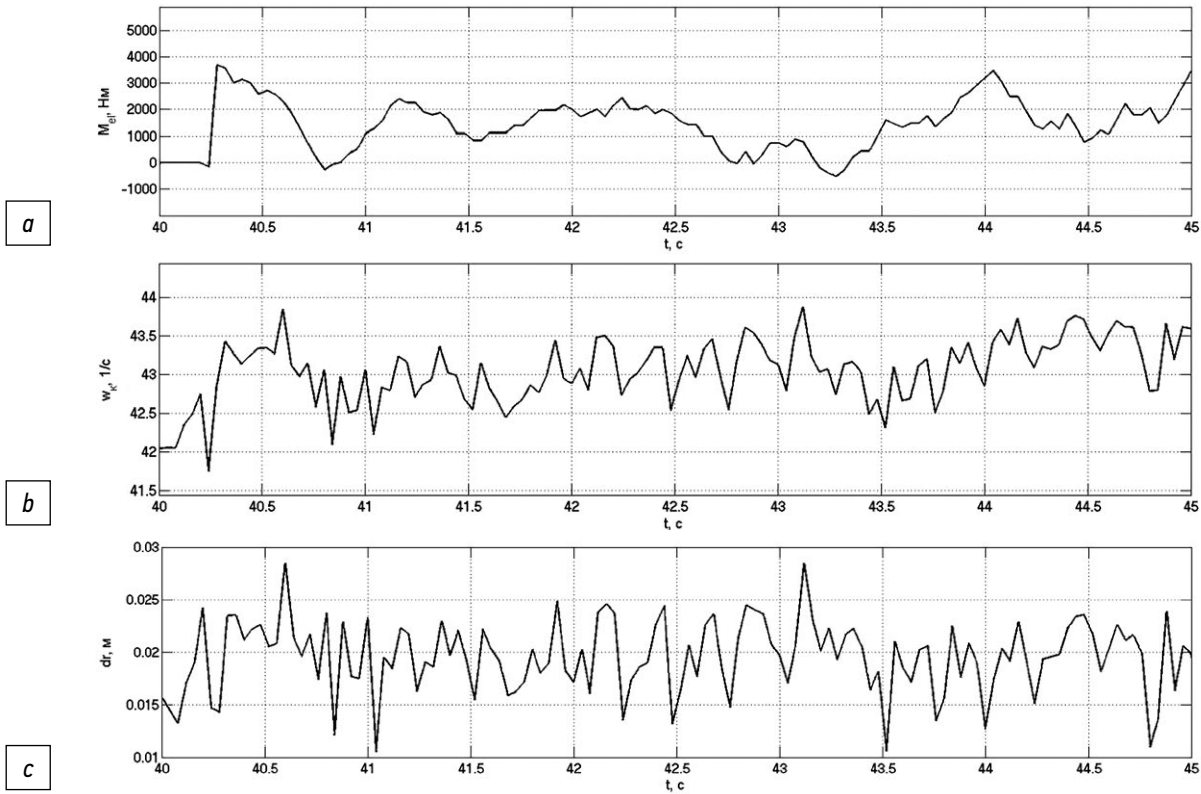


Рис. 3. Фрагменты реализаций крутящего момента тягового электродвигателя (а), угловой скорости вращения ведущего колеса (b) и радиальной деформации шины (с).
Fig. 3. Samples of torque of the traction electric motor (a), angular velocity of a driving wheel (b) and tire radial deformation (c).

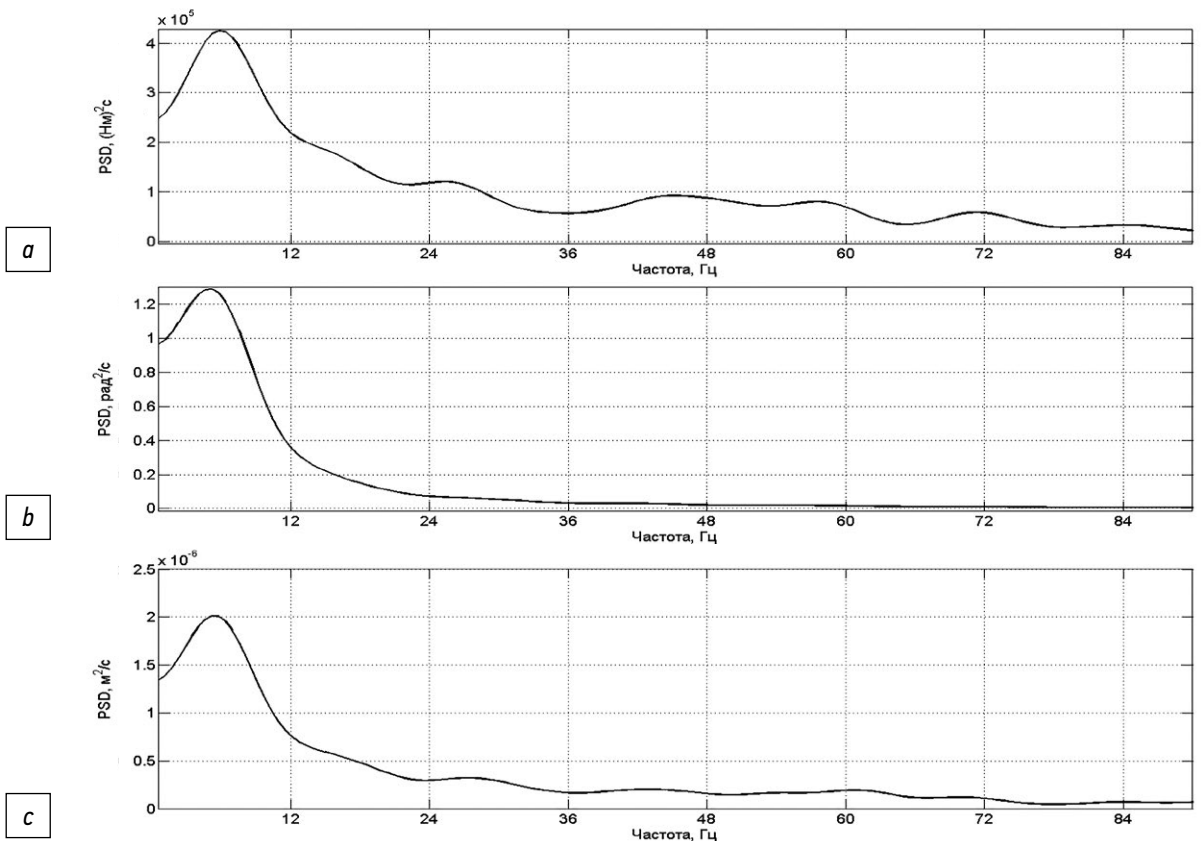


Рис. 4. Спектральные плотности энергии момента тягового электродвигателя (а), угловой скорости вращения ведущего колеса (b) и радиальной деформации шины (с).
Fig. 4. Energy spectral densities of the traction electric motor (a), angular velocity of the driving wheel (b) and tire radial deformation (c).

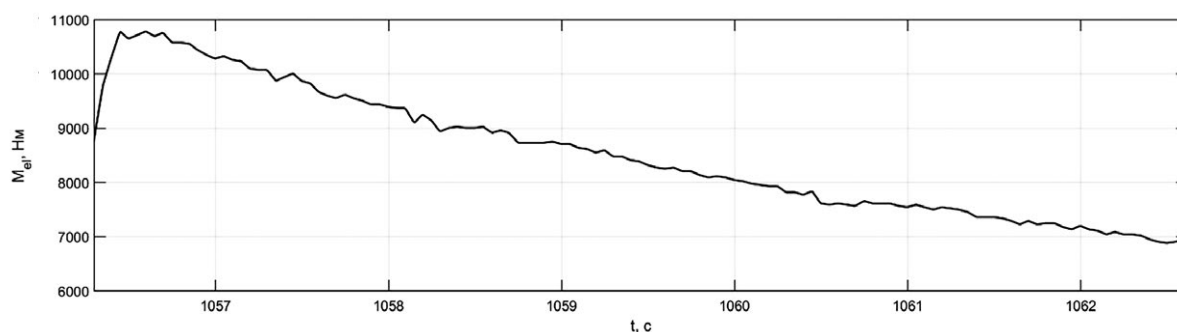


Рис. 5. Характерный фрагмент реализации тягового электрического момента, полученный при испытаниях электробуса.
Fig. 5. A typical sample of torque of the traction electric motor obtained during the electrobus testing.

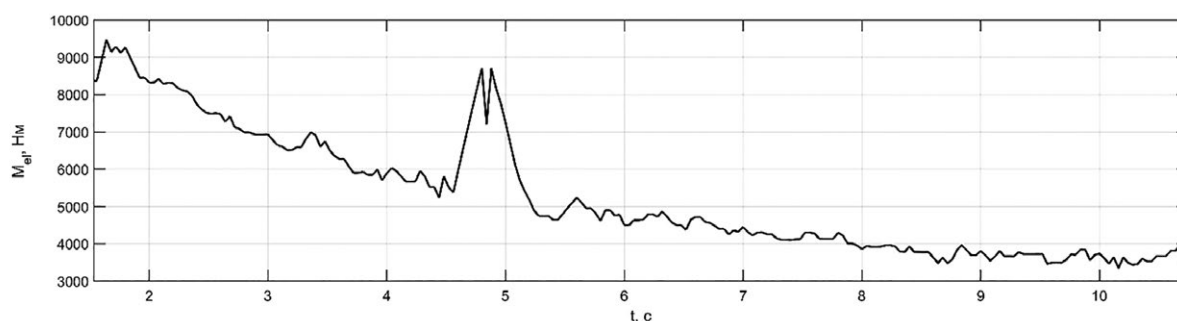


Рис. 6. Характерный фрагмент реализации тягового электрического момента, полученный в результате моделирования движения электробуса.
Fig. 6. A typical sample of torque of the traction electric motor resulting from the electrobus motion simulation.

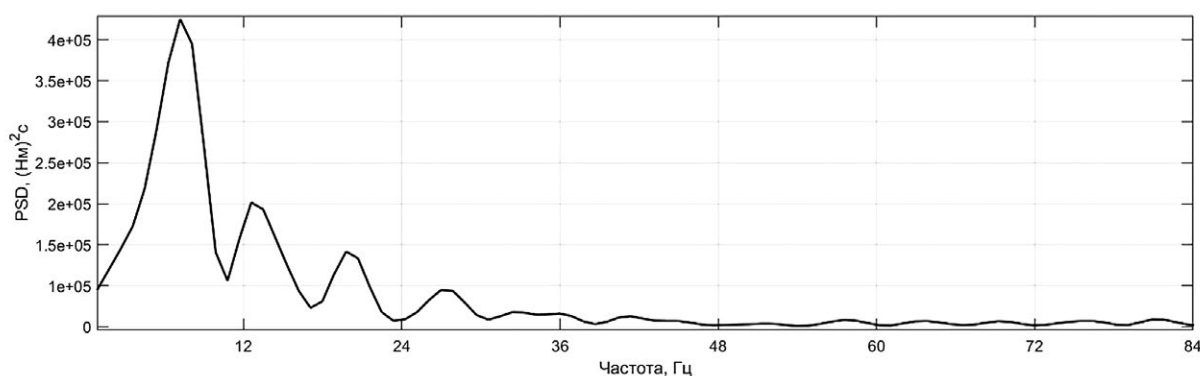


Рис. 7. Спектральная плотность энергии момента тягового электродвигателя для реализации, полученной экспериментально.
Fig. 7. Energy spectral density of experimentally obtained torque of the traction electric motor.

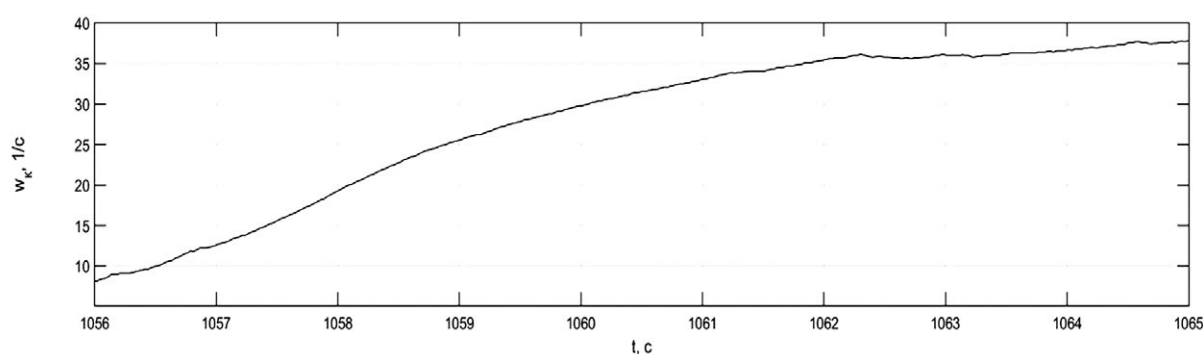


Рис. 8. Характерный фрагмент реализации угловой скорости колеса, полученный при испытаниях электробуса.
Fig. 8. A typical sample of angular velocity of the driving wheel obtained during the electrobus testing.

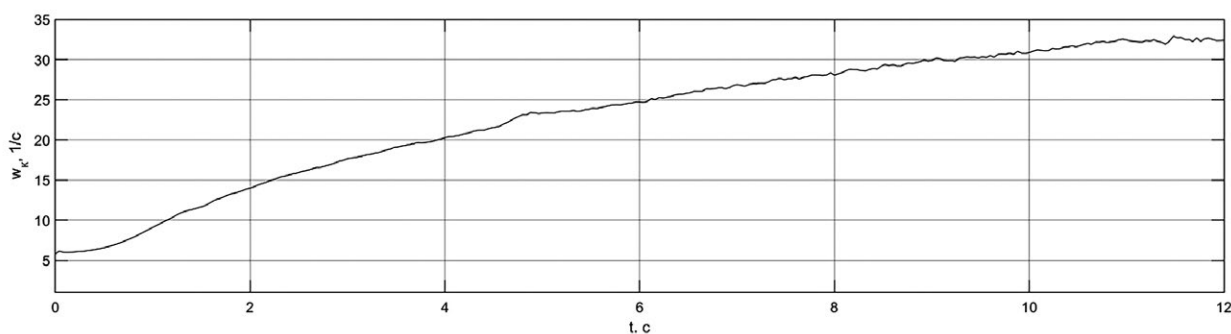


Рис. 9. Характерный фрагмент реализации угловой скорости колеса, полученный в результате моделирования движения электробуса.

Fig. 9. A typical sample of angular velocity of the driving wheel resulting from the electrobus motion simulation.

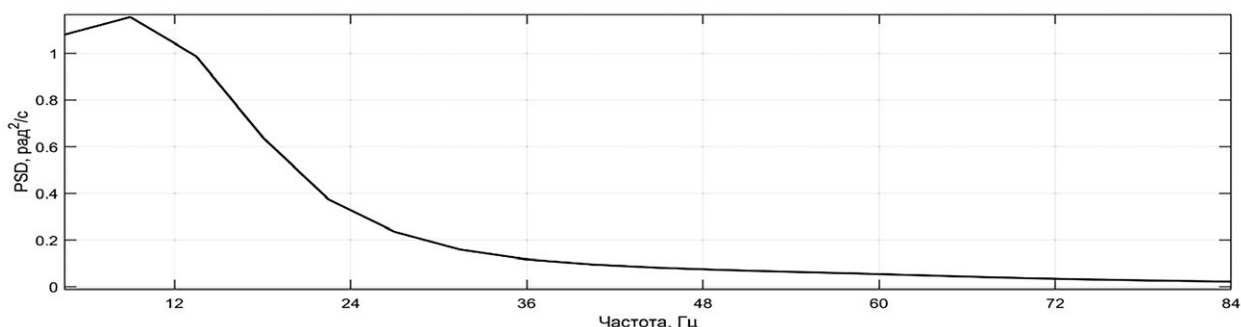


Рис. 10. Спектральная плотность энергии угловой скорости колеса для реализации, полученной экспериментально.

Fig. 10. Energy spectral density of experimentally obtained angular velocity of the driving wheel.

автоколебания для теоретического и экспериментального процесса составляет 6–7 Гц для реализации частоты вращения вала электродвигателя и совпадает как для реализации, полученной при испытаниях, так и при моделировании.

ВЫВОД

Частоты автоколебательных процессов крутящего момента тягового электродвигателя и угловой скорости вращения ведущего колеса обусловлены частотой вертикальных колебаний эластичного колеса при движении по неровностям опорного основания. Все полученные результаты имитационного моделирования и данных эксплуатационных испытаний электробуса КАМАЗ-6282 полностью соответствует аналитическим выводам. Методами экспериментальных исследований установлена достоверность выводов относительно режимов протекания и условий зарождения автоколебательных процессов в индивидуальном тяговом электроприводе. Частота автоколебания для теоретического и экспериментального процесса составляет 6–7 Гц.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. А.В. Климов — разработка теоретических основ для наблюдателя момента сопротивления, разработка закона оптимальной оценки момента сопротивления,

имитационное математическое моделирование функционирования закона оптимальной оценки момента сопротивления, написание текста рукописи; А.В. Антонян — поиск публикаций по теме статьи, редактирование текста рукописи, создание изображений. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. A.V. Klimov — development of theoretical foundations for the observer of the moment of resistance, development of the law of optimal estimation of the moment of resistance, simulation mathematical modeling of the functioning of the law of optimal estimation of the moment of resistance, writing the text of the manuscript; A.V. Antonyan — search for publications on the topic of the article, editing the text of the manuscript, creating images. The authors confirm the compliance of their authorship with the international ICMJE criteria (all authors

have made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The authors declare that they

have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вильке В.Г., Шаповалов И.Л. Автоколебания в процессе торможения автомобиля // Вестн. Моск. ун-та. Сер. 1. Матем., мех. 2015. № 4. С. 33–39. doi: 10.3103/S0027133015040019
2. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. М.: Машиностроение, 1976.
3. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Новожилов И.В. Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения // Изв. РАН. Механика твердого тела. 2001. № 6. С. 63–69.
4. Awrejcewicz J., Dzyubak L., Gheori C. Estimation of chaotic and regular (stick-slip and ship-slip) oscillations exhibited by coupled oscillations with dry friction // Nonlinear Dyn. 2005. Vol. 42, N 2. P. 383–394. doi: 10.1007/s11071-005-7183-0
5. Pascal M. Dynamics and stability of a two degrees of freedom oscillator with an elastic stop // J. Comput. Nonlinear Dynam. 2006. Vol. 1, N 1. P. 94–102. doi: 10.1115/1.1961873
6. Shin K., Brennan M.J., Oh J.-E., Harris C.J. Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model // Journal of Sound and Vibration. 2002. Vol. 254, N 5. P. 837–848. doi: 10.1006/jsvi.2001.4127
7. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., et al. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. Vol. 12, N 4. P. 1064-1071. Режим доступа: http://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2017/jeas_0217_5726.pdf
8. Ергин А.А., Коломейцева М.Б., Котиев Г.О. Антиблокировочная система управления тормозным приводом колеса автомобиля // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2004. № 9. С. 11–13.
9. Soliman A., Kaldas M. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles // SAE Technical paper. 2016. doi: 10.4271/2012-01-0209
10. Sun C., Pei X. Development of ABS ECU with Hardware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System // SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst. 2015. Vol. 8, N 1. P. 14–21. doi: 10.4271/2014-01-2524
11. Sabbioni E., Cheli F., d’Alessandro V. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench // SAE Technical paper. 2016. doi: 10.4271/2011-01-0032
12. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
13. Marshek K., Cuderman J., Johnson M. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force // SAE Technical Paper. 2002. doi: 10.4271/2002-01-0304
14. Wellstead P.E., Pettit N.B.O.L. Analysis and redesign of an antilock brake system controller // IEE Proceedings - Control Theory and Applications. 1997. Vol. 144, N 5. P. 413–426. doi: 10.1049/ip-cta:19971441
15. Жилейкин М.М. Исследование автоколебательных процессов в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием // Известия ВУЗов. Сер. «Машиностроение». 2021. № 10. С. 3–15. doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15
16. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. Под ред. И.И. Блехмана. М.: Машиностроение, 1979.
17. Характеристики электробуса КАМАЗ 6282. Набережные Челны: ПАО «КАМАЗ», 2021. Дата обращения: 15.10.2022. Режим доступа: <https://kamaz.ru/upload/bus/Электробус%20KAMAZ-6282.pdf>
18. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. 8×8 wheeled vehicle modeling in a multibody dynamics simulation software // Procedia Engineering. 2015. Vol. 129. P. 300–307. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.066
19. Keller A.V., Gorelov V.A., Anchukov V.V. Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement // Procedia Engineering. 2015. Vol. 129. P. 280–287. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.063
20. Volskaya V.N., Zhileykin M.M., Zakharov A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2018. Vol. 315. P. 012028. doi: 10.1088/1757-899X/315/1/012028.
21. Belousov B., Ksenevich T.I., Vantsevich V., Komissarov D. 8×8 platform for studing terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels // SAE Technical Papers. 2013. doi: 10.4271/2013-01-2356
22. Belousov B.N., Shelomkov S.A., Ksenevich T.I., et al. Experimental verification of a mathematical model of the wheel-supporting surface interaction during nonstationary rolling motion // J. Mach. Manuf. Reliab. 2009. Vol. 38. P. 501–505. doi: 10.3103/S1052618809050161
23. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. New York: Wiley IEEE, 2001.
24. Antonyan A., Zhileykin M., Eranosyan A. The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 820. P. 012003. doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012003

REFERENCES

1. Vil'ke VG, Shapovalov IL. Self-oscillations in the braking process of a vehicle. *Moscow University Mechanics Bulletin*. 2015;70(4):33–39. (in Russ). doi: 10.3103/S0027133015040019
2. Svetlitsky VA. *Random oscillations of mechanical systems*. Moscow: Mashinostroenie; 1976. (in Russ).
3. Kruchinin PA, Magomedov MKh, Novozhilov IV. Mathematical model of an automobile wheel for antilock modes of motion. *Mech. Solids*. 2001;36(6):63–69.
4. Awrejcewicz J, Dzyubak L, Gheori C. Estimation of chaotic and regular (stick-slip and ship-slip) oscillations exhibited by coupled

- oscillations with dry friction. *Nonlinear Dyn.* 2005;42(2):383–394. doi: 10.1007/s11071-005-7183-0
5. Pascal M. Dynamics and stability of a two degrees of freedom oscillator with an elastic stop. *J. Comput. Nonlinear Dynam.* 2006;1(1):94–102. doi: 10.1115/1.1961873
6. Shin K, Brennan MJ, Oh J-E, Harris CJ. Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model. *Journal of Sound and Vibration.* 2002;254(5):837–848. doi: 10.1006/jsvi.2001.4127
7. Kotiev GO, Padalkin BV, Kartashov AB, et al. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences.* 2017;12(4):1064–1071. Available from: http://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2017/jeas_0217_5726.pdf
8. Ergin AA, Kolomeitseva MB, Kotiev GO. Anti-lock brake control system of the vehicle wheel. *Pribory i sistemy. Upravlenie, kontrol, diagnostika.* 2004;9:11–13. (in Russ).
9. Soliman A, Kaldas M. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. *SAE Technical paper.* 2016. doi: 10.4271/2012-01-0209
10. Sun C, Pei X. Development of ABS ECU with Hardware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. *SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst.* 2015;8(1):14–21. doi: 10.4271/2014-01-2524
11. Sabbioni E, Cheli F, d'Alessandro V. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. *SAE Technical paper.* 2016. doi: 10.4271/2011-01-0032
12. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
13. Marshek K, Cuderman J, Johnson M. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. *SAE Technical Paper.* 2002. doi: 10.4271/2002-01-0304
14. Wellstead PE, Pettit NBOL. Analysis and redesign of an antilock brake system controller. *IEE Proceedings – Control Theory and Applications.* 1997;144(5):413–426. doi: 10.1049/ip-cta:19971441
15. Zhileikin MM. Study of self-oscillatory processes in the zone of interaction of an elastic tire with a solid support base. *Izvestiya VUZov. Ser. «Mashinostroenie».* 2021;10:3–15. (in Russ). doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15
16. Vibrations in engineering: A reference book in 6 volumes. Vol. 2. Oscillations of non-linear mechanical systems. Ed. II Blechman. Moscow: Mashinostroenie; 1979. (in Russ).
17. Characteristics of the electric bus KAMAZ 6282. Naberezhnye Chelny: PAO «KAMAZ»; 2021. (in Russ). Accessed: 15.10.2022. Available from: <https://kamaz.ru/upload/bus/Электробус%20KAMAZ-6282.pdf>
18. Gorelov VA, Komissarov AI, Miroshnichenko AV. 8×8 wheeled vehicle modeling in a multibody dynamics simulation software. *Procedia Engineering.* 2015;129:300–307. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.066
19. Keller AV, Gorelov VA, Anchukov VV. Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement. *Procedia Engineering.* 2015;129:280–287. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.063
20. Volskaya VN, Zhileykin MM, Zakharov AY. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2018;315:012028. doi: 10.1088/1757-899X/315/1/012028
21. Belousov B, Ksenevich TI, Vantsevich V, Komissarov D. 8×8 platform for studing terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels. *SAE Technical Papers.* 2013. doi: 10.4271/2013-01-2356
22. Belousov BN, Shelomkov SA, Ksenevich TI, et al. Experimental verification of a mathematical model of the wheel-supporting surface interaction during nonstationary rolling motion. *J. Mach. Manuf. Reliab.* 2009;38:501–505. doi: 10.3103/S1052618809050161
23. Wong JY. *Theory of Ground Vehicles.* New York: Wiley IEEE; 2001.
24. Antonyan A, Zhileykin M, Eranosyan A. The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2020;820:012003. doi: 10.1088/1757-899X/820/1/012003

ОБ АВТОРАХ

* Климов Александр Владимирович,

канд. техн. наук,
руководитель службы электрифицированных автомобилей;
адрес: Российская Федерация, 121205, Москва,
Инновационный центр Сколково, Большой бул., д. 62;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>;
eLibrary SPIN: 7637-3104;
e-mail: Aleksandr.Klimov@kamaz.ru

Антонян Акоп Ваганович,

канд. техн. наук,
главный специалист по программированию
и имитационному моделированию, доцент Передовой
инженерной школы электротранспорта;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5566-6569>;
eLibrary SPIN: 4797-9808;
e-mail: AntonyanAV@kamaz.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* Aleksandr V. Klimov,

Cand. Sci. (Tech.),
Head of the Electric Vehicles Department;
address: 62 Bolshoy Blvd., Innovation center Skolkovo,
143026 Moscow, Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>;
eLibrary SPIN: 7637-3104;
e-mail: Aleksandr.Klimov@kamaz.ru

Akop V. Antonyan,

Cand. Sci. (Tech.),
Lead Software and Simulation Engineer,
Associate Professor of the Advanced Engineering School
of Electric Transport;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5566-6569>;
eLibrary SPIN: 4797-9808;
e-mail: AntonyanAV@kamaz.ru

* Corresponding author