

Научная статья

УДК 629.1

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-2-218-231>

EDN: XKIFMW



ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЛЕГКОГО ТРЕХОСНОГО ВНЕДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ АРКТИЧЕСКОЙ ЗОНЫ РОССИИ

И.Е. Агуреев ✉, В.Н. Бондаренко
Тульский государственный университет,
г. Тула, Россия
✉ ответственный автор
agureev-igor@yandex.ru,

АННОТАЦИЯ

Введение. Рассматривается модель и результаты расчета плавности хода легкого трехосного внедорожного транспортного средства для Арктической зоны России. Модель основана на стандартных подходах и использует систему допущений, которая ограничивает число степеней свободы для кузова транспортного средства, равное трем, а также по одной степени свободы для неподрессоренных масс. Математическая модель представляет собой системы обыкновенных дифференциальных уравнений и дополнена необходимыми алгебраическими уравнениями, а также начальными условиями. Интегрирование системы осуществляется методом Рунге-Кутты 4-го порядка, для которого была написана программа на языке C++. Расчеты, приведенные в статье, демонстрируют возможности проведения исследований плавности хода транспортного средства в условиях произвольного рельефа местности, характерного для бездорожья в зимних условиях Арктической зоны. Размеры и другие параметры транспортного средства взяты с натурального образца, эксплуатировавшегося в реальных экспедициях в 2003–2019 гг. На основе модели будут разработаны характеристики подвески для нового образца вездехода.

Теория. При эксплуатации колесной машины в широком диапазоне условий, даже в северных районах, поперечно-угловые колебания очень часто незначительны, поэтому можно рассматривать только вертикальные линейные и продольно-угловые колебания остова. Эта задача позволяет построить систему уравнений движения транспортного средства по выбранным степеням свободы. С точки зрения математики эти уравнения классифицируются как обыкновенные дифференциальные уравнения второго порядка с переменной структурой правых частей, что отражает нелинейный характер поведения подвески с точки зрения ее геометрических ограничений.

Методы. В работе используются численные методы для решения уравнений построенной модели, что позволяет постепенно ослаблять принятые допущения и строить более общие алгоритмы расчета. Основным методом интегрирования для обеспечения устойчивости решений является многошаговый метод Адамса, что обеспечивает при правильном выборе шага необходимую устойчивость решения на достаточно длительных модельных временах. Тем не менее в настоящей работе принят метод Рунге-Кутты 4-го порядка, что оказалось вполне достаточно.

Результаты и выводы. В работе приведены результаты численного исследования колебательных процессов внедорожного транспортного средства при поступательном равномерном движении машины по горизонтальной поверхности с заданным профилем неровностей. На графиках заметен переходный процесс колебаний, который завершается выходом на установившийся режим. Форма колебаний на установившемся режиме может иметь нерегулярный характер и существенно зависит от заданной скорости движения вездехода. Анализ представленных на рисунках зависимостей показывает, что форма колебаний остова вездехода, а также амплитуда и частота существенно зависят от скорости машины (при постоянном профиле дороги). Изменение профиля дороги приводит к соответствующим изменениям форм и характеристик вынужденных колебаний транспортного средства на подвеске, что позволяет строить необходимые амплитудно-частотные характеристики, выполнять оптимизацию упругих и диссипативных параметров подвесок, оптимизировать их количество и расположение, а также следить за перемещениями произвольных точек, в которых расположены различные агрегаты.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: внедорожное транспортное средство, плавность хода транспортного средства, математическая модель

© Агуреев И.Е., Бондаренко В.Н., 2024



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Статья поступила в редакцию 22.12.2023; одобрена после рецензирования 11.03.2024; принята к публикации 22.04.2024.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Агуреев И.Е., Бондаренко В.Н. Построение математической модели легкого трехосного внедорожного транспортного средства для Арктической зоны России // Вестник СибАДИ. 2024. Т. 21, № 2. С. 218-231. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-2-218-231>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-2-218-231>

EDN: XKIFMW

MATHEMATICAL MODEL OF A LIGHTWEIGHT THREE-AXLE OFF-ROAD VEHICLE CONSTRUCTION FOR ARCTIC ZONE OF RUSSIA

Igor E. Agureev ✉, V.N. Bondarenko

Tula State University,
Tula, Russia

✉ corresponding author
agureev-igor@yandex.ru

ABSTRACT

Introduction. The model and results of calculating the smoothness of a light three-axle off-road vehicle for the Arctic zone of Russia are considered. The model on standard approaches and uses a system of assumptions that limits the number of degrees of freedom for the vehicle body to three, as well as one degree of freedom for the unsprung masses is based. The mathematical model is a system of ordinary differential equations and is supplemented with the necessary algebraic equations, as well as initial conditions. The system is integrated using the 4th order Runge-Kutta method, for which a program was written in C++. The calculations presented in the article demonstrate the possibility of conducting research on the smoothness of a vehicle under conditions of arbitrary terrain, typical for off-road conditions in the winter conditions of the Arctic zone. The dimensions and other parameters of the vehicle were taken from a full-scale model that was used in real expeditions in 2003-2019. Based on the model, suspension characteristics will be developed for a new all-terrain vehicle.

Theory. When operating a wheeled vehicle in a wide range of conditions, even in northern regions, transverse-angular vibrations are very often insignificant, so only vertical linear and longitudinal-angular vibrations of the frame can be considered. This problem enables to construct a system of equations of vehicle motion using selected degrees of freedom. From a mathematical point of view, these equations are classified as second-order ordinary differential equations with a variable structure of the right-hand sides, which reflects the non-linear nature of the behavior of the suspension in terms of its geometric constraints.

Methods. The work uses numerical methods to solve the equations of the constructed model, which enables to gradually weaken the accepted assumptions and build more general calculation algorithms. The main integration method for ensuring the stability of solutions is the multi-step Adams method, which, with the correct choice of step, ensures the necessary stability of the solution over sufficiently long model times. However, in this work, the 4th order Runge-Kutta method was adopted, which turned out to be quite sufficient.

Results and conclusions. The paper presents the results of a numerical study of the oscillatory processes of an off-road vehicle during uniform translational motion of the vehicle on a horizontal surface with a given profile of irregularities. The graphs show a transition process of oscillations, which ends with reaching a steady state. The shape of oscillations in a steady state can be irregular and significantly depends on the given speed of the all-terrain vehicle. Analysis of the dependencies presented in the figures shows that the shape of the oscillations of the all-terrain vehicle's frame, as well as the amplitude and frequency, significantly depend on the speed of the vehicle (at a constant road profile). Changing the road profile leads to corresponding changes in the forms and characteristics of forced vibrations of a vehicle on a suspension, which makes it possible to build the necessary amplitude-frequency characteristics, optimize the elastic and dissipative parameters of suspensions, optimize their number and location, and also monitor the movements of arbitrary points at which various units are located.

© Agureev I.E., Bondarenko V.N., 2024



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

KEYWORDS: *off-road vehicle, smooth ride of the vehicle, mathematical model*

The article was submitted 22.12.2023; approved after reviewing 11.03.2024; accepted for publication 22.04.2024.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Agureev I.E., Bondarenko V.N. Mathematical model of a lightweight three-axle off-road vehicle construction for Arctic zone of Russia. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2024; 21 (2): 218-231. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-2-218-231>

ВВЕДЕНИЕ

Одной из задач при проектировании шасси внедорожных транспортных средств (ВТС) является расчет плавности хода. Для ВТС такой расчет имеет особое значение, т.к. служит для получения исходных данных при проектировании подвесок, расчете комфортабельности езды и др. В качестве объекта исследования выбран вариант 3-мостового ВТС, предназначенного для движения по бездорожью, в том числе в условиях Крайнего Севера Российской Федерации, схема которого показана на рисунке 1.

Актуальность поставленной задачи заключается в острой необходимости разработки конструкции новых опытных и серийных образцов техники данного класса, которые отличаются небольшой массой, высокой проходимостью в разнообразных природных, климатических и сезонных условиях, не требуют специально подготовленных дорог, способны к преодолению водных преград, обладают хорошим запасом усилия на крюке и имеют невысокую стоимость по сравнению с подавляющим большинством производимых вездеходов для севера.

Проектирование таких ВТС осуществляется в соответствии с общепринятыми нормами ЕСКД и включает в себя целый ряд расчетов, которые могут использоваться на этапах эскизного и технического проектирования и имеют целью оптимизацию различных элементов и систем конструкции, включая подвеску, рулевые механизмы, трансмиссию, тормозную систему, рамный корпус и др. Важнейшим условием при этом является наличие математических моделей для расчета эксплуатационных свойств вездехода, которые используют в своем составе характеристики микро- и макропрофиля поверхности, а также свойства снежного покрытия различных типов или иных поверхностей, включающих участки торошения, ровного льда, открытой воды и др.

Цель настоящей работы заключается в построении математической модели для ис-

следования плавности хода ВТС с колесной формулой 6х6 и оснащенного эластичными колесами сверхнизкого давления и использования характеристик указанных выше поверхностей движения. Результаты работы предназначены для обоснования выбора геометрических, демпфирующих и упругих свойств подвески на этапе эскизного проектирования, а также для оптимизации этих же свойств на этапе технического проектирования.

Плавность хода ВТС является одним из наиболее важных качеств, определяющих нормальные условия работы водителя, экипажа, выполнение поставленных перед ним задач, а также прочность, безопасность, долговечность работы узлов и деталей машины, и в конечном итоге успешность миссий, возложенных на указанные выше ВТС.

ВТС испытывает шесть видов колебаний, основными из которых следует считать вертикальные поступательные, а также продольные и поперечные угловые. Именно эти три вида колебаний исследуются в данной работе. При рассмотрении явлений, связанных с плавностью хода ВТС, учитываются собственные и вынужденные колебания.

Научная новизна работы заключается в том, что в рамках поставленной цели исследований для выбранных характеристик вездехода и свойств поверхностей движений практически отсутствуют численные исследования плавности хода.

ТЕОРИЯ

Конструкция колесной машины обеспечивает ее устойчивое поступательное движение без заметных продольных линейных колебаний и самопроизвольных поворотов. Сцепление колес с грунтом (или снежным покрытием различного типа, льдом, водными препятствиями и пр.) и конструкция подвески практически не допускают поперечных линейных колебаний остова. Это является допущением разрабатываемой далее модели.

Таким образом, подрессоренный остов колесного вездехода при движении по неровностям совершает вертикальные линейные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания, т.е. имеет три степени свободы.

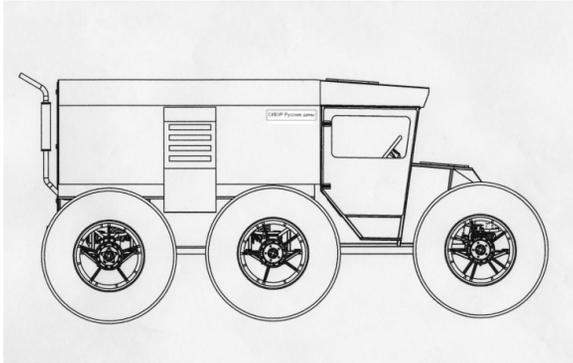


Рисунок 1 – Общий вид внедорожного транспортного средства
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – General view of an off-road vehicle
Source: compiled by the authors.

Однако в обычных условиях эксплуатации поперечно-угловые колебания колесной машины незначительны, поэтому можно рассматривать только вертикальные линейные и продольно-угловые колебания остова. Эта задача позволяет построить систему уравнений движения транспортного средства по выбранным степеням свободы. С точки зрения математики эти уравнения классифицируются как обыкновенные дифференциальные уравнения второго порядка с переменной структурой правых частей, что отражает нелинейный характер поведения подвески с точки зрения ее геометрических ограничений. Что касается поперечно-угловых колебаний, которые могут быть существенными для эксплуатации в условиях Арктики, эта тема требует отдельного рассмотрения в рамках дополнительных работ.

При получении дифференциальных уравнений модели ВТС принимались обычные допущения, которые используются при исследовании плавности хода автомобилей¹:

1) кузов ВТС – твердое тело, имеющее продольную плоскость симметрии, т.е. деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем;

2) центр масс (ЦМ) кузова все время находится в продольной плоскости и движется так, что проекция его скорости на горизонтальную плоскость H остается постоянной;

3) влияние продольных и поперечных реакций дороги на колебания масс ТС незначительно, и им пренебрегаем;

4) оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных плоскости рамы $C\eta\xi$; траектории движения ЦМ – прямые, нормальные плоскости $C\eta\xi$;

5) моменты инерции мостов относительно осей вращения колес равны нулю;

6) неуравновешенность и гироскопические моменты вращающихся масс трансмиссии и двигателя равны нулю;

7) колебания масс ВТС считаются малыми;

8) контакт шин с дорогой точечный, деформации шин не учитываются.

При наезде колесной машины на неровность возникают дополнительные (по отношению к статическим) деформации Z_i упругих элементов подвески², которые складываются из деформаций, возникающих в результате вертикального Z_0 и углового φ перемещений остова колесной машины, и деформации, полученной в результате наезда колес на неровность h_i .

При индивидуальной системе подрессоривания (см. рисунок 1):

$$Z_i = Z_0 + l_i\varphi_i - h_i.$$

Выражения для кинетической и потенциальной энергий и диссипативной функции применительно к колесной машине с индивидуальной системой подрессоривания [1] имеют вид:

$$F_k = \frac{1}{2} m\dot{z}_0^2 + \frac{1}{2} J\dot{\varphi}^2;$$

$$E_p = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2c_{pi} z_i^2 = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2c_{pi} (z_0 + l_i\varphi_i - h_i);$$

$$\Phi = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2k_{pi} \dot{z}_i^2 = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2k_{pi} (\dot{z}_0 + l_i\dot{\varphi}_i - \dot{h}_i).$$

¹ Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / под ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.

² Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.

Взяв соответствующие производные от выражений для определения кинетической и потенциальной энергий и диссипативной функции и подставляя их в уравнения Лагранжа второго рода, получаем уравнения вынужденных колебаний остова колесной машины при движении по неровностям опорной поверхности:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z}_0 + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}z_0 + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i\dot{\varphi} + \sum_{i=1}^n 2k_{pi}\dot{z}_0 + \sum_{i=1}^n 2k_{pi}l_i\dot{\varphi} &= \\
 &= \sum_{i=1}^n 2k_{pi}\dot{h}_i + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}h_i; \\
 J\ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i^2z_0 + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i^2\dot{\varphi} + \sum_{i=1}^n 2k_{pi}l_i\dot{z}_0 + \sum_{i=1}^n 2k_{pi}l_i^2\dot{\varphi} &= \\
 &= \sum_{i=1}^n 2k_{pi}l_i\dot{h}_i + \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_ih_i.
 \end{aligned}$$

Разделив первое уравнение на массу подрессоренного остова m , второе – на момент инерции J остова, получим

$$\ddot{z}_0 + 2h_z\dot{z}_0 + \omega_z^2z_0 + 2h_{z\varphi}\dot{\varphi} + \eta_z\varphi = F_z(t); \tag{1}$$

$$\ddot{\varphi} + 2h_\varphi\dot{\varphi} + \omega_\varphi^2\varphi + 2h_{\varphi z}\dot{z}_0 + \eta_\varphi z_0 = F_\varphi(t), \tag{2}$$

где для $n = 6$ имеем:

$$\begin{aligned}
 2h_z &= \frac{\sum_{i=1}^6 2k_{pi}}{m}; \quad \omega_z^2 = \frac{\sum_{i=1}^6 2c_{pi}}{m}; \quad 2h_{z\varphi} = \frac{\sum_{i=1}^6 2k_{pi}l_i}{m}; \\
 \eta_z &= \frac{\sum_{i=1}^{12} 2c_{pi}l_i}{m}; \quad F_z(t) = \frac{\sum_{i=1}^{12} 2k_{pi}h_i + \sum_{i=1}^{12} 2c_{pi}h_i}{m}; \\
 2h_\varphi &= \frac{\sum_{i=1}^6 2k_{pi}l_i^2}{J}; \quad \omega_\varphi^2 = \frac{\sum_{i=1}^6 2c_{pi}l_i^2}{J}; \quad 2h_{\varphi z} = \frac{\sum_{i=1}^6 2k_{pi}l_i}{J}; \\
 \eta_\varphi &= \frac{\sum_{i=1}^6 2c_{pi}l_i}{J}; \quad F_\varphi(t) = \frac{\sum_{i=1}^6 2k_{pi}l_ih_i + \sum_{i=1}^6 2c_{pi}l_ih_i}{J},
 \end{aligned} \tag{3}$$

где η_z, η_φ – коэффициенты связи; ω_z, ω_φ – парциальные частоты системы; $2h_{z\varphi}, 2h_z, 2h_{\varphi z}, 2h_\varphi$ – парциальные коэффициенты сопротивления подвески. Таким образом, уравнения (1) – (3) образуют систему алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений, которые следует дополнить необходимыми начальными условиями, что в совокупности и образует постановку задачи, сформулированной в целях настоящей статьи. Сформулированная математическая модель может использоваться при оптимизации параметров амортизации, что для природных условий

Севера имеет очень большое значение^{3,4,5}. Отдельной темой исследования является поиск наиболее подходящих геометрических параметров неровностей⁶ [2], соответствующих различным типам снежного покрытия и ледовых поверхностей. В настоящей работе используется наиболее общее представление профиля неровностей, которые могут симулировать как микро-, так и макрорельеф поверхности движения ВТС. В совокупности полученная модель может быть дополнена уравнениями движения вездехода⁷ и применяться в дальнейшем для спектрального анализа колебаний подвески и проектирования ходовой части ВТС^{8,9}. Следующим этапом развития модели является учет деформаций колес сверхнизкого давления и их упругих характеристик [3, 4, 5].

МЕТОДЫ

Исследуемое транспортное средство предназначено для эксплуатации в условиях Ар-

ктической зоны, которой в настоящее время в РФ уделяется большое внимание. При этом требуется производство новых ВТС легкого класса, способных решать значительное число самых разных задач [6, 7]. В англоязычной литературе внимание проектированию подвесок [8, 9] и динамике движения арктических вездеходов [10, 11] также уделяется большое внимание. Таким образом, следует решить все задачи, позволяющие в ближайшей перспективе определить облик нового ВТС и его оптимизированной подвески.

Для исследования плавности хода в соответствии с представленной выше теорией необходимо выбрать конкретные методы решения задачи и основные параметры ВТС. Последние представлены в таблице. При этом принято, что начало координат машины находится в ЦМ.

Таблица
Основные параметры транспортного средства
Источник: составлено авторами

Table
Main vehicle parameters
Source: compiled by the authors

№ п/п	Наименование	Обозначение	Значение
1	Расстояние между подвесками (по ширине)	d_p	2,0 м
2	Момент инерции относительно оси x	I_{xx}	4320 кг·м ²
3	То же, y	I_{yy}	17120 кг·м ²
4	То же, z	I_{zz}	16381 кг·м ²
5	Центробежный момент инерции	I_{xz}	14,32 кг·м ²
6	Поддресоренная масса	M_n	4300 кг
7	Масса одной подвески с катком	M_1	155,6 кг
8	Средний коэффициент жесткости торсиона	c_p	122860 Н/м
9	Расстояние от ЦМ до 1-й подвески	a_1	2,5 м
10	То же, до 2-й	a_2	0 м
11	То же, до 3-й	a_3	2,5 м

³ Автоматизированный расчет колебаний машин / Аугустайтис К.В., Мозура П.К., Сливинкас К.Р. [и др.] Л.: Машиностроение, 1988. 100 с.

⁴ Беккер М.Г. Введение в теорию системы «местность – машина». М.: Машиностроение, 1973. 320 с.

⁵ Болотник Н.Н. Оптимизация амортизационных систем. М.: Наука, 1983. 257 с.

⁶ Раймпель И. Шасси автомобиля: Элементы подвески / пер. с немец.; под ред. Гридасова Г.Г. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.

⁷ Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

⁸ Теория и конструкция танка. Т.6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

⁹ Силаев А.Н. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М.: Машиностроение, 1972. 212 с.

Модель плавности хода представляет собой неоднородную систему алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, которая приводится к системе первого порядка. В совокупности с начальными условиями уравнения (1)–(3) образуют задачу Коши, которая может быть решена при соответствующих упрощениях аналитическими методами. В настоящей работе используются численные методы, что позволяет постепенно ослаблять принятые допущения и строить более общие алгоритмы расчета.

Основным методом интегрирования является многошаговый метод Адамса, что обеспечивает при правильном выборе шага необходимую устойчивость решения на достаточно длительных модельных временах. Тем не менее в настоящей работе принят метод Рунге-Кутты 4-го порядка, что оказалось достаточно с точки зрения устойчивости получаемых решений.

Пример построения программы для интегрирования системы уравнений типа (1)–(2) приведен в приложении. Далее использовались следующие параметры расчета:

- 1) время интегрирования (модельное) – 10 сек;
- 2) шаг интегрирования – 0,0005 сек;
- 3) шаг вывода результатов расчета в файл – 0,001 сек.

Эксплуатация ВТС осуществляется в различных дорожных условиях, поэтому очень важно иметь модель профиля пути, по которому перемещается ВТС. Наиболее ограничена скорость движения (по плавности хода) на наезженных трассах. Характеристики трасс, имеющих на территории России, отличаются друг от друга. Средняя высота неровностей для них изменяется в очень широких пределах (от 60 до 270 мм), а средняя длина в весьма ограниченных (от 7,1 до 9,06 м). Кроме того, распределение высоты неровностей на большинстве дорог отклоняется от нормального закона.

Если все участки трасс соединить последовательно, то их характеристики можно представить в виде интегрального распределения со средней высотой неровностей 138,5... 143 мм при функции распределения $F(h) = 0,63...0,68$.

Для решения задачи обеспечения необходимой плавности хода выбирают такие дорожные условия, в которых при минимальной длине трассы были бы представлены неровности любой высоты. Если принять, что приращение интегральной функции в 0,05 соответствует

одной неровности, то при шаге по высоте, равном 50 мм, количество неровностей должно быть не менее 42, что соответствует длине 336 м. Чем меньше шаг по высоте неровностей, тем большей длины участок требуется для испытаний и тем сложнее рассчитать плавность хода. Однако в некоторых случаях это оправдано, так как возрастает точность оценки систем поддрессирования с малоотличающимися характеристиками.

Поверочный или уточненный проектировочный расчет, выполняемый для выбранной системы поддрессирования, должен проводиться для различных дорожных условий, что позволит определить, кроме параметров плавности хода, режимы нагружения опорных катков, упругих и демпфирующих элементов.

Профиль дороги изменяется под действием климатических условий, в процессе эксплуатации машин, ремонта и т.д. Одновременно изменяется коэффициент сопротивления движению, жесткость грунта, его демпфирующие свойства. Поэтому воспроизводство «расчетной дороги» и расчетной плавности хода на ней является достаточно сложной задачей. Создание искусственной спрофилированной дороги и поддержание ее в эксплуатационном состоянии требует материальных затрат.

В настоящее время для проверки правильности реализованных решений и сравнения существующих систем поддрессирования различных машин используются три пары искусственных неровностей синусоидального профиля, устанавливаемых на горизонтальную дорогу с твердым покрытием. Форма неровностей описывается уравнением

$$h = h_{ном} \sin \frac{\pi x}{L_0},$$

где $h_{ном}$ – номинальная высота неровности; L_0 – длина основания неровности; x – координата по горизонтали.

Расстояние между вершинами неровностей свыше 0,1 м составляет 1,5; 2,0 и 2,5 базы машины. Малые неровности для возбуждения колебаний тряски должны иметь треугольный профиль. Их номинальная высота 50 мм, длина основания 500 мм, расстояние между вершинами равно расстоянию между опорными катками машины с учетом возможного перемещения.

В настоящей работе вышеприведенная зависимость для моделирования неровностей несколько модифицировалась с целью связать рельеф поверхности и скорость транспортного средства:

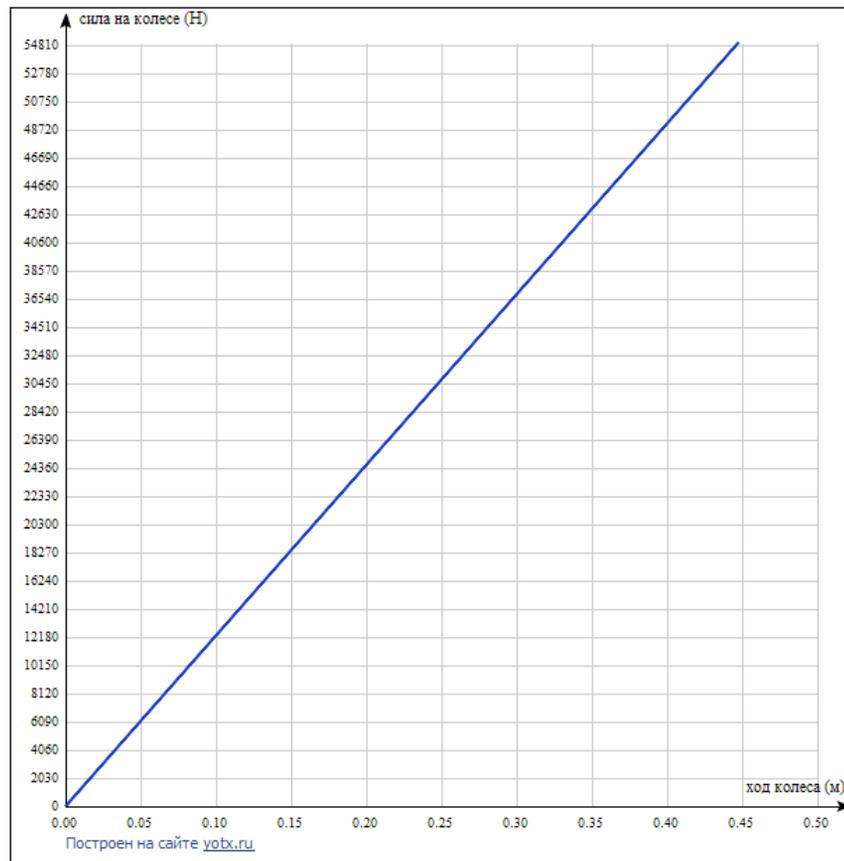


Рисунок 2 – Характеристика подвески ВТС
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Characterization of the VTS suspension
Source: compiled by the authors.

$$h_{l,n} = A_{l,n} \sin\left(\frac{v}{T_{l,n}}t - \varphi_{0l,n}\right) + h_{0l,n},$$

где $T_{l,n}$ – количество неровностей на 1 м профиля дороги соответственно на левой и правой сторонах ВТС; $A_{l,n}$ – половина амплитуды неровностей синусоидального профиля дороги; $h_{0l,n}$ – высота неровностей в начальный момент времени.

В приведенном ниже расчете были приняты следующие значения указанных величин: $A_n = 0,05$ м; $A_p = 0,075$ м; $h_{on} = 0$; $h_{op} = 0$; $T_n = 1,5$ 1/м; $T_p = 3,7$ 1/м.

Для решения поставленной задачи необходимо иметь характеристики подвески. На рисунке 2 приведена характеристика подвески ВТС, полученная из открытых источников. График показывает, что характеристика является

нелинейной, однако нелинейность достаточно слабая, и в первом приближении ее можно вполне аппроксимировать уравнением прямой линии. Коэффициент жесткости подвески принимается равным 122860 Н/м.

Исследование плавности хода ВТС является одной из основных задач, которые требуется решать при проектировании вездеходов исследуемого типа. На рисунках 3, 4, 5, 6 приведены некоторые результаты численного исследования колебательных процессов ВТС при поступательном равномерном движении машины по горизонтальной поверхности с заданным профилем неровностей. На графиках заметен переходный процесс колебаний, который завершается выходом на установившийся режим. Форма колебаний на установившемся режиме может иметь нерегулярный характер и существенно зависит от заданной скорости движения ВТС.

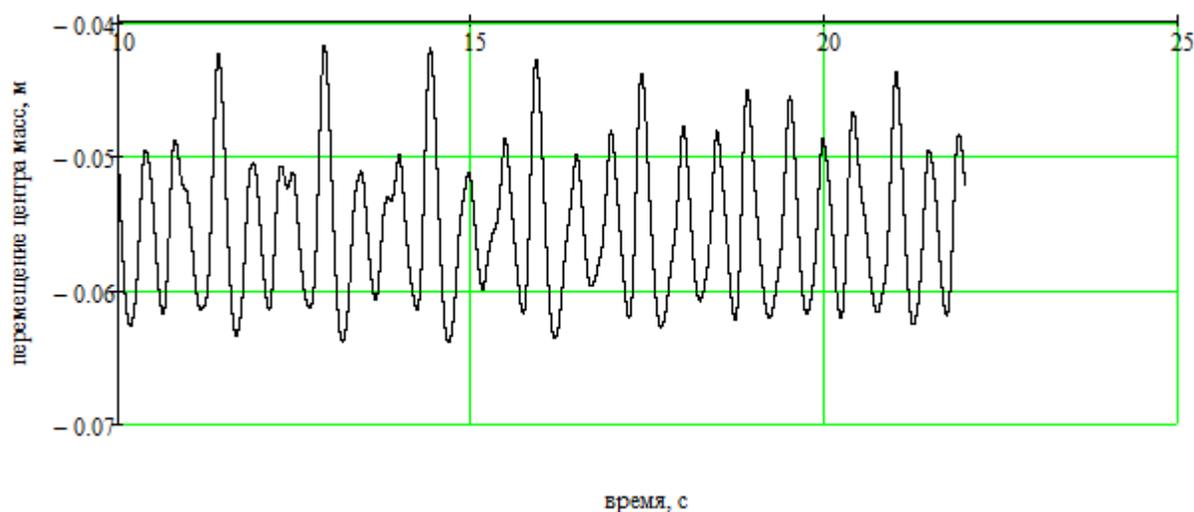


Рисунок 3 – Колебания ВТС при скорости $v = 5$ м/с
 Источник: составлено авторами.

Figure 3 – VTS oscillations at $v = 5$ m/s velocity
 Source: compiled by the authors.

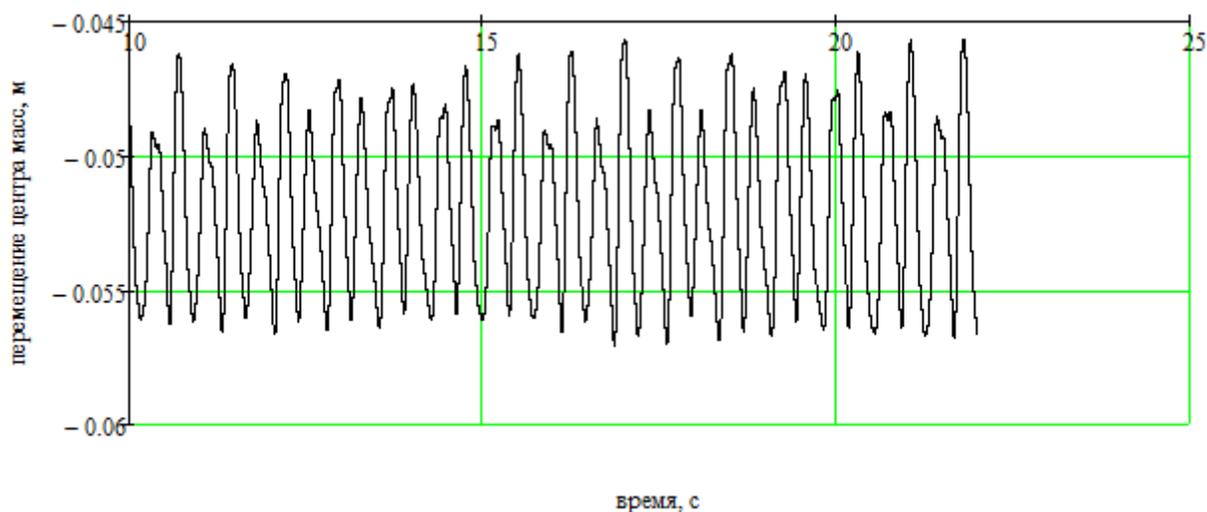


Рисунок 4 – Колебания ВТС при скорости $v = 10$ м/с
 Источник: составлено авторами.

Figure 4 – VTS oscillations at $v = 10$ m/s velocity
 Source: compiled by the authors.

Полученные зависимости позволяют построить амплитудно-частотные характеристики колебаний ВТС в зависимости от параметров профиля опорной поверхности.

Рисунки 7, 8, 9, 10 показывают изменение формы и параметров колебаний в зависимости от параметров $T_n = 1,5$ 1/м; $T_n = 3,7$ 1/м.

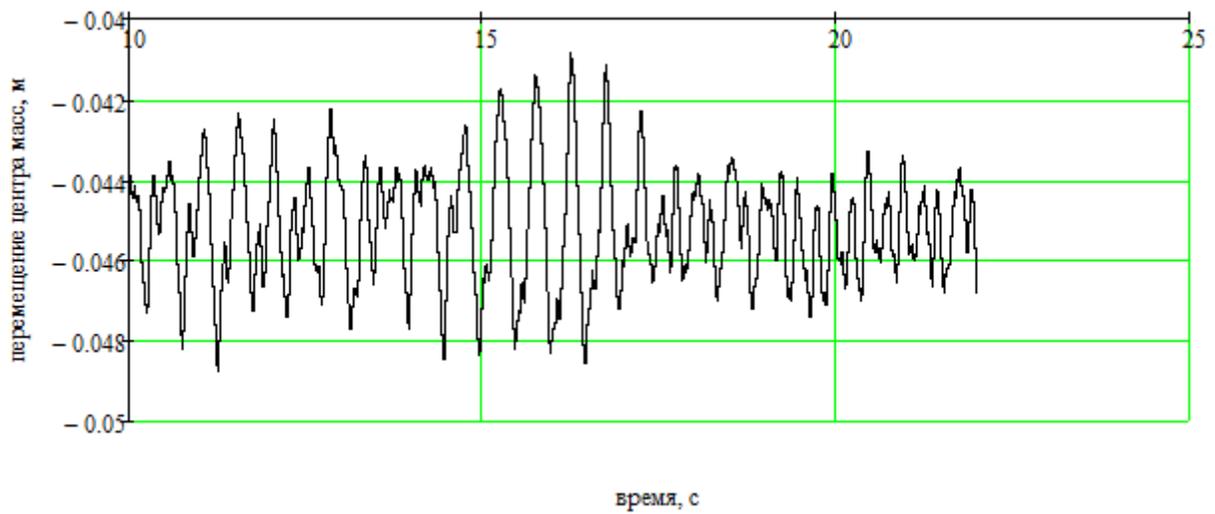


Рисунок 5 – Колебания ВТС при скорости $v = 15$ м/с
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – VTS oscillations at $v = 15$ m/s velocity
Source: compiled by the authors.

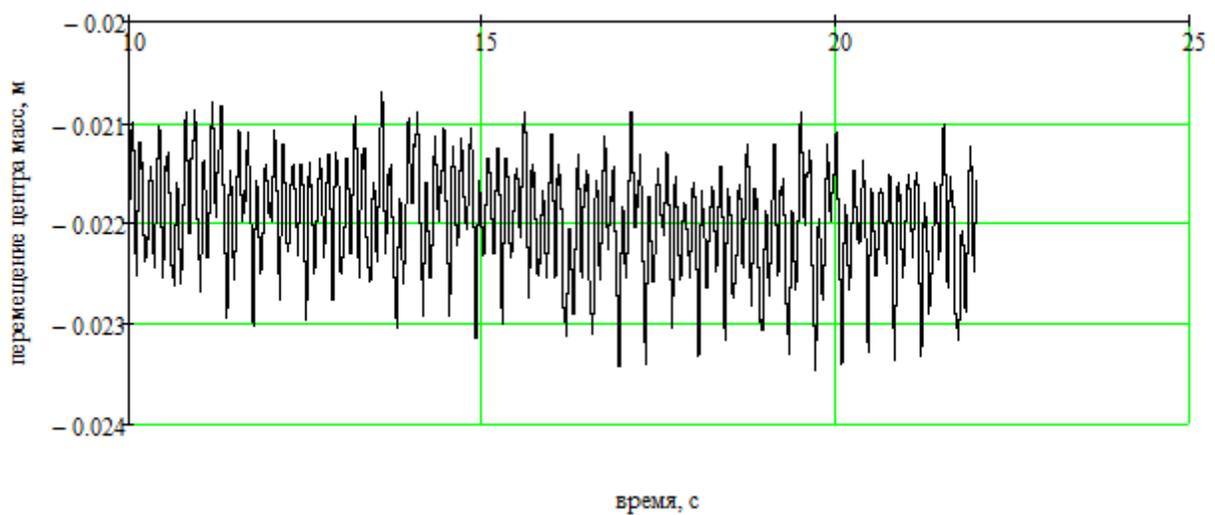


Рисунок 6 – Колебания ВТС при скорости $v = 20$ м/с
Источник: составлено авторами.

Figure 6 – TS oscillations at $v = 20$ m/s velocity
Source: compiled by the authors.

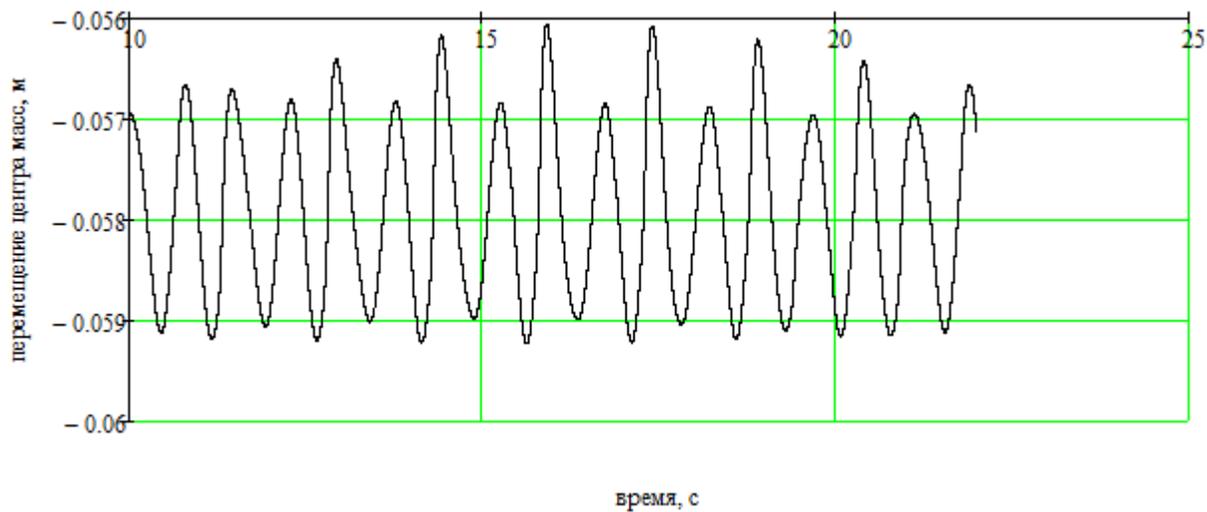


Рисунок 7 – Колебания ВТС при изменении профиля дороги ($v = 5$ м/с; $A_n = 0,03$ м; $A_p = 0,045$ м)
 Источник: составлено авторами

Figure 7 – VTS fluctuations when the road profile changes ($v = 5$ m/s; $A_n = 0.03$ m; $A_p = 0.045$ m)
 Source: compiled by the authors.

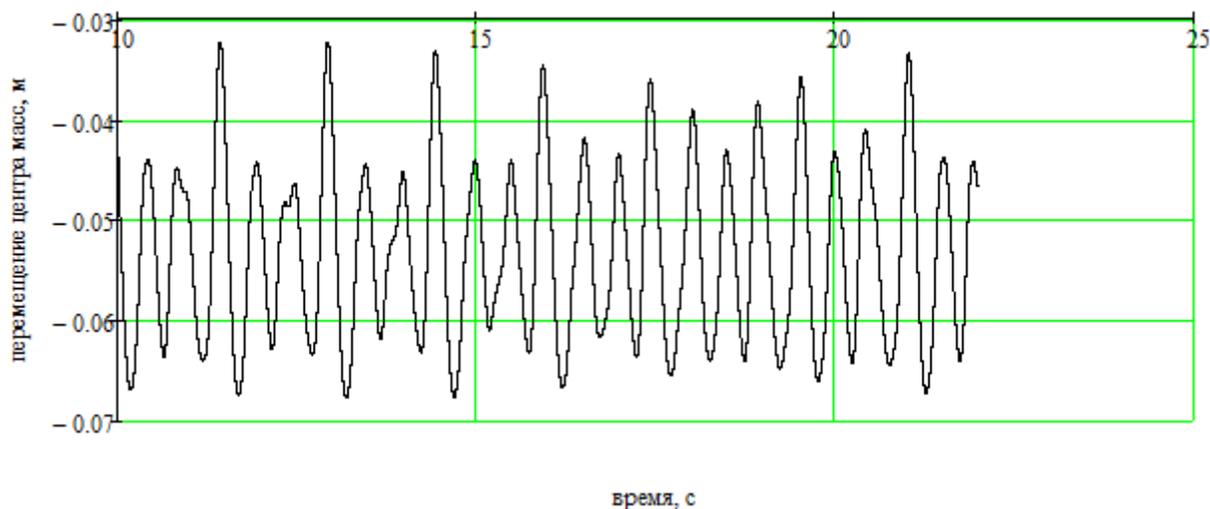


Рисунок 8 – Колебания ВТС при изменении профиля дороги
 ($v = 5$ м/с; $A_n = 0,065$ м; $A_p = 0,075$ м)
 Источник: составлено авторами.

Figure 8 – VTS fluctuations with changing road profile
 ($v = 5$ m/s; $A_n = 0.065$ m; $A_p = 0.075$ m)
 Source: compiled by the authors.

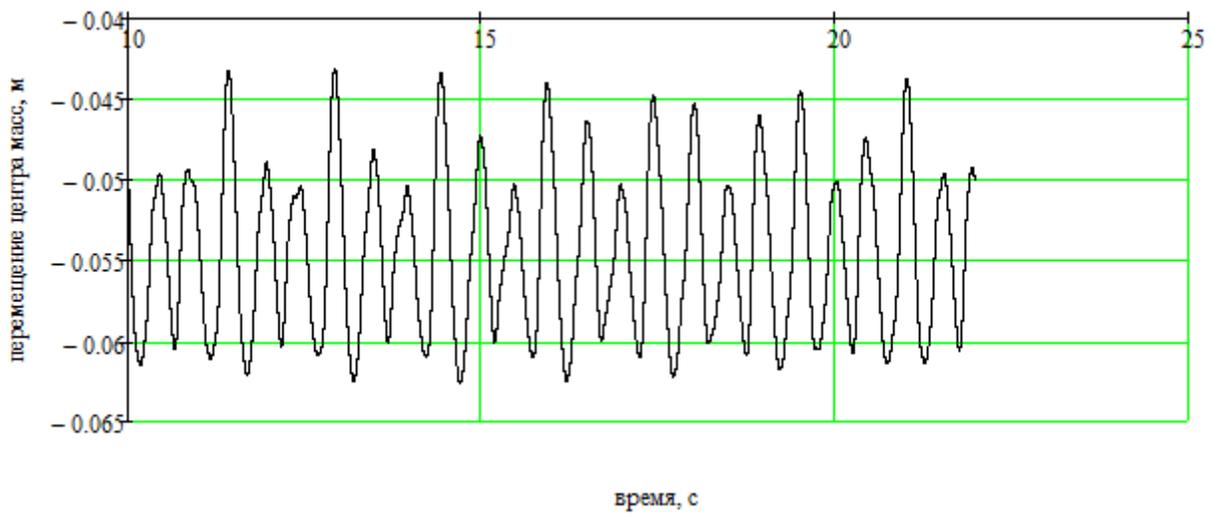


Рисунок 9 – Колебания ТС при изменении профиля дороги
($v = 5$ м/с; $A_n = 0,075$ м; $A_p = 0,03$ м)
Источник: составлено авторами

Figure 9 – Vehicle oscillations at change of road profile
($v = 5$ m/s; $A_l = 0.075$ m; $A_p = 0.03$ m).
Source: compiled by the authors

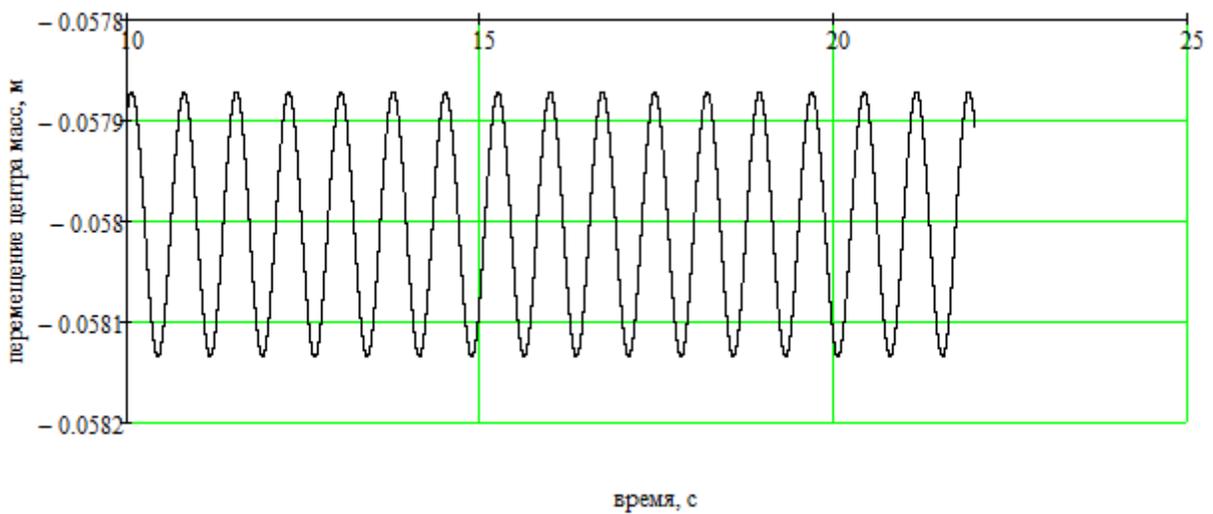


Рисунок 10 – Колебания ТС при изменении профиля дороги ($v = 5$ м/с; $A_n = 0,02$ м; $A_p = 0,005$ м)
Источник: составлено авторами.

Figure 10 – Vehicle oscillations at road profile change ($v = 5$ m/s; $A_l = 0.02$ m; $A_p = 0.005$ m)
Source: compiled by the authors.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Анализ представленных на рисунках зависимостей показывает, что форма колебаний остова ВТС, а также амплитуда и частота существенно зависят от скорости машины (при постоянном профиле дороги). Изменение профиля дороги приводит к соответствующим изменениям форм и характеристик вынужденных колебаний ВТС на подвеске, что позволяет строить необходимые амплитудно-частотные характеристики, выполнять оптимизацию упругих и диссипативных параметров подвесок, оптимизировать их количество и расположение, а также следить за перемещениями произвольных точек, в которых расположены различные агрегаты.

Предварительный анализ результатов свидетельствует о необходимости дальнейших исследований, направленных на учет более точных характеристик подвески [12, 13], упругих шин [15, 15] и сложной динамики движения ВТС в условиях бездорожья [16].

Таким образом, настоящая работа может быть продолжена в направлении усложнения модели, в которой целесообразно учесть совместную работу ВТС и ДВС (с учетом неравномерного движения), а также в направлении учета поперечно-угловых колебаний и, соответственно, более сложных форм рельефа местности.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Гончаров С.А., Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Расчетная схема и дифференциальные уравнения колебаний двухосного автомобиля, учитывающие его продольно-поступательные колебания // Устойчивость управляемого движения автомобиля. М.: Изд-во МАДИ, 1971. С.98–106.
2. Елецкий А.И. Влияние микронеровностей поля на движение трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1979. № 11. С.28–30.
3. Гончаренко С.В. [и др.] Упругие характеристики шины сверхнизкого давления. Вертикальные нагрузки // Автомобильная промышленность. 2020. № 8. С. 18–21.
4. Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Бояркин Г.Н. Аналитическое исследование деформации каркаса пневмоколеса и параметров шины методом сечений // Проблемы машиноведения. 2020. С. 105–113.
5. Колядин П.А. [и др.] Моделирование процесса поворота мобильного энергетического средства на шинах сверхнизкого давления // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе перспективных технологий. 2021. С. 12–18.
6. Прядкин В.И., Сдобнов А.Б., Артёмов А.В., Колядин П.А. Транспортно-технологические средства для Арктики: область применения, типаж // Арктика: инновационные технологии, кадры, туризм. 2021. № 1 (3). С. 182–195.
7. Челтыбашев А.А., Баринов А.С. Применение техники повышенной проходимости при реализации проектов в Арктике: проблемы и пути решения // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. 2022. № 2 (91). С. 25–33.
8. Rodrigues G.S., Acuña M.A., Queiroz R.V.G., da Costa Neto R.T. Three-dimensional dynamics of a three-axle vehicle considering the suspension geometry according to the kinematic transformers method // Conference: 2019 SAE Brasil Congress & Exhibition. DOI:10.4271/2019-36-0237.
9. Chudakov O., Gorelov V., Padalkin B. Mathematical Modeling of a Linear Motion on a Deformable Bearing Surface of a Saddle-Type Road Train with Active Semi-Trailer Element // Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020) 012009 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/820/1/012009
10. Pazooki A., Rakheja S., Cao D. Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics // Mechanical systems and signal processing. 2012. Т. 28. P. 679-695.
11. Senatore C., Sandu C. Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation // Journal of Terramechanics. 2011. Т. 48. №. 4. P. 265-276.
12. Sharma R.C., Sharma S.K. Sensitivity analysis of three-wheel vehicle's suspension parameters influencing ride behavior // Noise & Vibration Worldwide. 2018. Т. 49. №. 7-8. P. 272-280.
13. Stallmann M.J., Els P.S. Parameterization and modelling of large off-road tyres for ride analyses: Part 2—Parameterization and validation of tyre models // Journal of Terramechanics. 2014. Т. 55. P. 85-94.
14. Pazooki A. et al. Ride dynamic evaluations and design optimisation of a torsio-elastic off-road vehicle suspension // Vehicle System Dynamics. 2011. Т. 49. №. 9. P. 1455-1476.
15. Liu Z. et al. A novel theoretical model of tire in-plane dynamics on uneven roads and its experimental validation // Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Т. 186. P. 109854.
16. Yamashita H. et al. Physics-based deformable tire-soil interaction model for off-road mobility simulation and experimental validation // Journal of computational and nonlinear dynamics. 2018. Т. 13. №. 2. P. 021002.
17. Three-dimensional dynamics of a three-axle vehicle considering the suspension
18. geometry according to the kinematic transformers method
19. Three-dimensional dynamics of a three-axle vehicle considering the suspension
20. geometry according to the kinematic transformers method

REFERENCES

1. Goncharov S.A., Zhigarev V.P., Khachaturov A.A. Calculation scheme and differential equations of oscillations of a two-axle automobile, taking into account its longitudinal-stepping oscillations. *Ustojchivost' upravljajemogo dvizhenija avtomobilja*. Moscow: MADi Publishing House, 1971: 98-106. (in Russ.)
2. Eleckij A.I. Influence of field roughness on tractor movement. *Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva*. 1979; 11: 28-30. (in Russ.)
3. Goncharenko S.V. Elastic characteristics of an ultra-low pressure tire. Vertical loads. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2020; 8:18-21. (in Russ.)
4. Tarasov V.N., Bojarkina I.V., Bojarkin G.N. Analytical study of pneumatic wheel carcass deformation and tire parameters by section method. *Problemy mashinovedenija*. 2020: 105-113. (in Russ.)
5. Koljadin P.A. Modeling of mobile power vehicle turning process on ultra-low pressure tires. *Problemy jekspluatacii avtomobil'nogo transporta i puti ih reshenija na osnove perspektivnyh tehnologij*. 2021: 12-18. (in Russ.)
6. Prjadkin V.I., Sdobnov A.B., Artjomov A.V., Koljadin P.A. Transportation-technological vehicles for the Arctic: scope of application, type of vehicles. *Arktika: innovacionnye tehnologii, kadry, turizm*. 2021; 1 (3): 182-195. (in Russ.)
7. Cheltybashev A.A., Barinov A.S. Application of high traffic technology in the implementation of projects in the arctic: problems and solutions. *Social'no-jekonomicheskie i tehicheskie sistemy: issledovanie, proektirovanie, optimizacija*. 2022; 2 (91): 25-33. (in Russ.)
8. Rodrigues G.S., Acuña M.A., Queiroz R.V.G., da Costa Neto R.T. Three-dimensional dynamics of a three-axle vehicle considering the suspension geometry according to the kinematic transformers method. Conference: 2019 SAE Brasil Congress & Exhibition. DOI:10.4271/2019-36-0237.
9. Chudakov O., Gorelov V., Padalkin B. Mathematical Modeling of a Linear Motion on a Deformable Bearing Surface of a Saddle-Type Road Train with Active Semi-Trailer Element. *Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019*. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020) 012009 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/820/1/012009
10. Pazooki A., Rakheja S., Cao D. Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics. *Mechanical systems and signal processing*. 2012; 28: 679-695.
11. Senatore C., Sandu C. Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation. *Journal of Terramechanics*. 2011; T. 48. №. 4: 265-276.
12. Sharma R.C., Sharma S.K. Sensitivity analysis of three-wheel vehicle's suspension parameters influencing ride behavior. *Noise & Vibration Worldwide*. 2018; T. 49. №. 7-8: 272-280.
13. Stallmann M.J., Els P.S. Parameterization and modelling of large off-road tyres for ride analyses: Part 2—Parameterization and validation of tyre models. *Journal of Terramechanics*. 2014; T. 55: 85-94.
14. Pazooki A. et al. Ride dynamic evaluations and design optimisation of a torsio-elastic off-road vehicle suspension. *Vehicle System Dynamics*. 2011; T. 49. №. 9: 1455-1476.
15. Liu Z. et al. A novel theoretical model of tire in-plane dynamics on uneven roads and its experimental validation. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023; T. 186: 109854.
16. Yamashita H. et al. Physics-based deformable tire-soil interaction model for off-road mobility simulation and experimental validation. *Journal of computational and nonlinear dynamics*. 2018; T. 13. №. 2: 021002.

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД АВТОРОВ

Агуреев И.Е. Формулировка базовой математической модели. Разработка программного кода.
Бондаренко В.Н. Модернизация модели для исследуемой колесной формулы. Отладка и выполнение расчетов. Построение графиков.

COAUTHORS' CONTRIBUTIONS

Igor E. Agureev. Basic mathematical model statement. Program code development
Victor N. Bondarenko. Model for the wheel formula under study development. Debugging and calculations. Graphing.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Агуреев Игорь Евгеньевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы» Тульского государственного университета (300012, г. Тула, пр. Ленина, д. 92), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-7903-139X>, **SPIN-код:** 1910-6751, e-mail: agureev-igor@yandex.ru
Бондаренко Виктор Николаевич – аспирант кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы» Тульского государственного университета (300012, г. Тула, пр. Ленина, д. 92), **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0006-6515-7318>, e-mail: bondarenko.uaz@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Igor E. Agureev – Dr. of Sci., Professor of the Transport and Technological Machines and Processes Department, Tula State University (Lenin Ave., Tula, 92300012), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-7903-139X>, **SPIN-code:** 1910-6751, e-mail: agureev-igor@yandex.ru
Victor N. Bondarenko– Postgraduate student of the Transport and Technological Machines and Processes Department, Tula State University (Lenin Ave., Tula, 92300012), **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0006-6515-7318>, e-mail: bondarenko.uaz@yandex.ru