

Пухов Евгений Васильевич, доктор технических наук, профессор, ФГБНУ Рязанский государственный агротехнологический университет им. П. А. Костычева (Российская Федерация, 390044, г. Рязань, ул. Костычева, д. 1), e-mail: puma231@yandex.ru

Кутыраев Александр Андреевич, лаборант кафедры «Техническая эксплуатация транспорта», ФГБНУ Рязанский государственный агротехнологический университет им. П. А. Костычева (Российская Федерация, 390044, г. Рязань, ул. Костычева, д. 1), e-mail: kutyraev@bk.ru

Author's Information

Shemyakin Aleksander Vladimirovich, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), e-mail: shem.alex62@yandex.ru

Stekolnikov Yuri Aleksandrovich, Candidate of Chemical Sciences, Professor, Head of the Department of Plant Protection and Chemistry, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), e-mail: chimic57@mail.ru

Uspensky Ivan Alekseevich, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department of Technical Operation of Transport, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4343-0444>, e-mail: ivan.uspenckij@yandex.ru

Yukhin Ivan Aleksandrovich, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department of Automobile and Tractor Engineering and Thermal Power Engineering, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3822-0928>, e-mail: yuival@rambler.ru

Fomin Sergey Denisovich, Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Center for Scientometric Analysis and International Indexing Systems, Professor of the Department of Mechanics, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Prospekt, 26), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7910-9284>, e-mail: fsd_58@mail.ru

Pukhov Evgeniy Vasilievich, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), e-mail: puma231@yandex.ru

Kutyraev Aleksander Andreevich, laboratory assistant at the Department of Engineering Operation of Transport, Ryazan State Agrotechnological University named after P. A. Kostychev (Russian Federation, 390044, Ryazan, Kostycheva st.1), e-mail: kutyraev@bk.ru

DOI: 10.32786/2071-9485-2024-03-36

DIGITAL TWIN OF THE CHASSIS OF ELECTRIC AGRICULTURAL VEHICLE

Aksenov A. G., Ovcharenko A. S., Dmitriev K. S., Kondrakhov D. D., Volkov A. O.

Federal Scientific Agroengineering Center VIM
Moscow, Russian Federation

Corresponding author E-mail: kir0597@yandex.ru

Received 15.03.2024

Submitted 20.05.2024

Summary

The article presents the results of simulation testing of a digital twin of the chassis of an electric cargo vehicle for agricultural purposes: overcoming a 50 mm hole and accelerating from a standstill. The results of the study substantiated the characteristics of the suspension elements of an electric vehicle and determined the fulfillment of the conditions for smooth running in the oscillation range of 1.5-2.5 Hz.

Abstract

Introduction. The article is devoted to the study and optimization of the chassis parameters of an electric cargo vehicle, depending on road conditions in the process of performing the transport task of an agricultural enterprise, using the method of simulation modeling. **Object:** study of a digital twin of the suspension of a sample vehicle to optimize its technical characteristics. **Methods.** Based on the developed mathematical model of the suspension of an electric vehicle and its calculated characteristics, a simulation model of the chassis of an electric cargo vehicle was compiled. The simulation model contains parameters of road surface roughness, as well as the specified speed and longitudinal acceleration of the digital twin. The objects of research were the elastic-damping characteristics of the suspension elements of an electric vehicle. **Results.** The results of simulation tests of a digital twin of an electric vehicle chassis when passing an obstacle in the form of a 50 mm hole are presented, and the case of maximum acceleration of an electric vehicle from a standstill of 3 m/s² is also considered. The result of the simulation was the dependence of the movement of the body along the vertical axis z' (m/s) and the rate of change in the angle of inclination of the body in the longitudinal plane (swaying of the body) θ' (rad/s), on the time of passing the obstacle. The analysis of the operation of the suspension of an electric vehicle substantiated the characteristics obtained by calculation. The suspension of an electric vehicle allows for smooth operation in the range of 1.5-2.5 Hz.

Keywords: simulation modeling, digital twin of the vehicle, electric transport.

Citation. Aksenov A. G., Ovcharenko A. S., Dmitriev K. S., Kondrakhov D. D., Volkov A. O. Digital twin of the chassis of electric agricultural vehicle. *Proc. of the Lower Volga Agro University Comp.* 2024. 3(75). 309-320 (in Russian). DOI: 10.32786/2071-9485-2024-03-36.

Author's contribution. Authors of this research paper has directly participated in the planning, execution, or analysis of this study. Authors of this paper has read and approved the final version submitted.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

УДК 62-523.8

**ЦИФРОВОЙ ДВОЙНИК ШАССИ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ****Аксенов А. Г., доктор технических наук, главный научный сотрудник****Овчаренко А. С., ведущий инженер****Дмитриев К. С., младший научный сотрудник****Кондрахов Д. Д., инженер****Волков А. О., инженер***Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ
г. Москва, Российская Федерация*

Актуальность. Статья посвящена изучению и оптимизации параметров шасси грузового электрического транспортного средства, в зависимости от дорожных условий в процессе выполнения транспортной задачи сельскохозяйственного предприятия, методом имитационного моделирования. **Цель:** исследование цифрового двойника подвески образца техники для оптимизации ее технических характеристик. **Методы:** по разработанной математической модели подвески электротранспортного средства и ее расчетным характеристикам была составлена имитационная модель шасси грузового электротранспортного средства. Имитационная модель содержит параметры неровности дорожного покрытия, а также задаваемую скорость и продольное ускорение цифрового двойника. Объектами исследований были выбраны упруго-демпфирующие характеристики элементов подвески электротранспортного средства. **Результаты:** Приведены результаты имитационных испытаний цифрового двойника шасси электротранспортного средства при прохождении препятствия в виде ямы в $5 \cdot 10^{-2}$ мм, а также рассмотрен случай максимального ускорения электротранспортного средства с места в 3 м/с^2 . Результатом имитационного моделирования стала зависимость движения кузова по вертикальной оси z' (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) θ' (рад/с), от времени прохождения препятствия. Проведенный анализ работы подвески электротранспортного средства обосновал характеристики, полученные расчетным путем. Подвеска электротранспортного средства позволяет обеспечивать плавность хода в диапазоне 1,5-2,5 Гц.

Ключевые слова: имитационное моделирование, цифровой двойник транспортного средства, электротранспорт.

Цитирование. Аксенов А. Г., Овчаренко А. С., Дмитриев К. С., Кондрахов Д. Д., Волков А. О. Цифровой двойник шасси грузового электротранспортного средства сельскохозяйственного назначения. *Известия НВ АУК.* 2024. 3(75). 309-320. DOI:10.32786/2071-9485-2024-03-36.

Авторский вклад. Авторы настоящего исследования принимали непосредственное участие в планировании, выполнении или анализе данного исследования. Авторы настоящей статьи ознакомились и одобрили представленный окончательный вариант.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Введение. Тенденции последних лет подразумевают, что используемые в сельскохозяйственном производстве машины должны быть максимально энергетически и экономически эффективными, экологически безопасными, а значит, должны наиболее полно соответствовать требованиям тех или иных производственных процессов и технологических операций, что влечет за собой снижения роли универсальной техники и приводит к появлению большого количества узкоспециализированных машин. Для снижения финансовых затрат и сокращения сроков, затрачиваемых на разработку новых машин и их модификаций, целесообразно применять методы имитационного моделирования, вплоть до использования цифровых двойников [1-3]. В данной статье рассматривается исследование упругодемпфирующих свойств подвески шасси электротранспортного средства (ЭТС), смоделированное в виртуальной среде с использованием его цифрового двойника. Результатом исследования будут являться статические параметры и динамические характеристики элементов подвески, актуальные для фона вибронагрузки, действующие на ЭТС в процессе движения по усредненному дорожному покрытию, подходящему по условиям тому, что имеется на предприятии, с учетом предполагаемой полезной нагрузки и эргономических требований к рабочему месту водителя-оператора.

Материалы и методы. Одним из основных требований к разрабатываемому транспортному средству является повышенная грузоподъемность, относительно аналогов [4]. Также следует учитывать характер дорожных условий в поле и на пересеченной местности

в период уборки зерна [5, 6]. Так, для удовлетворения требований по параметрам грузоподъемности и уплотняющего воздействия на почву [7] были подобраны шины необходимого типоразмера.

В целях соответствия действующим нормам по уплотняющему воздействию [8, 9] для ЭТС необходимо рассчитать необходимую площадь пятен контакта движителей с почвой исходя из полной массы машины. Влажность грунтовой дороги в период конца июля – начала августа составляет до 0.9 НВ [10], максимальное давление на почву колесного движителя должно составлять не более 10^5 Па. При этом, с учетом того, что нагрузка на единичный колесный движитель не превышает $8 \cdot 10^3$ Н, норма давления увеличивается на 25%, следовательно, максимальное давление на почву не должно превышать $1,25 \cdot 10^5$ Па.

Для данной компоновки была определена допустимая площадь S контакта движителей с опорной поверхностью. Полная масса ЭТС – 920 кг, соответственно сила тяжести машины $G = 9,2 \cdot 10^3$ Н, при ускорении свободного падения $g = 9,81$ м/с². Как указано выше, максимально допустимое давление на почву P , принятое в расчет, составляет $1,25 \cdot 10^5$ Па.

$$S = \frac{G}{P} = \frac{9,2 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 10^5} = 7,44 \cdot 10^{-2} \text{ (м}^2\text{)}. \quad (1)$$

Минимально допустимая общая площадь контакта с опорной поверхностью равна $0,0744$ м². Следовательно, площадь пятна контакта одного колеса S_k :

$$S_k = \frac{0,0744}{3} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ (м}^2\text{)}. \quad (2)$$

Полученное значение является приблизительным и не учитывает неравномерность давления в пятне контакта шины с опорной поверхностью. Исходя из известных данных производителей шин требуемые характеристики имеют шины следующего типоразмера: 175/70 R13.

Для определения оптимальных параметров элементов подвески требуется установить исходные характеристики транспортного средства:

- полная масса ЭТС с грузом составляет: $M = 920$ кг;
- неподрессоренная масса переднего колеса: $m_{01} = 15$ кг;
- неподрессоренная масса задних колес суммарно: $m_{02} + m_{03} = 50$ кг;
- расстояние от переднего колеса до центра тяжести: $a = 1,47$ м;
- расстояние от задних колес до центра тяжести $b = 0,57$ м;
- коэффициент демпфирования шины задних колес $C_{01} = C_{02} = C_{03} = 5,5 \cdot 10^{-3}$;
- коэффициент упругой реакции шины переднего колеса $k_{01} = k_{02} = k_{03} = 0,17$.

Расчет дополнительных параметров подвески ЭТС, необходимых для создания цифровой модели, определяется по известным зависимостям.

Статический прогиб подвески:

$$f_{ст} \frac{g}{4\pi^2 v^2} = \frac{9,81}{4 \times 3,14^2 \times 1,2^2} = 0,172 \text{ (м)}, \quad (3)$$

где $v = 1,2$ Гц – частота собственных колебаний поддрессоренных масс.

Усилие на упругом элементе для переднего колеса при статическом прогибе рассчитано исходя из значений нагрузки на единственное колесо:

$$P_{ст1} = 0,35 G_a, \quad (4)$$

где G_a – сила тяжести ЭТС с учетом развесовки 35/65. Следовательно:

$$P_{ст1} = 0,35 G_a = 0,35 \times 9,81 \times 920 = 3158 \text{ (Н)}. \quad (5)$$

Соответственно для колеса задней оси:

$$P_{ст2} = \frac{0,65 G_a}{2} = 2933 \text{ (Н)}. \quad (6)$$

Жесткость пружины определяется по формуле:

$$k = \frac{P_{ст}}{f_{ст}}. \quad (7)$$

Для передней пружины:

$$k_1 = \frac{P_{ст1}}{f_{ст}} = 18\,360 \left(\frac{H}{м} \right). \quad (8)$$

Для пружины одного заднего колеса:

$$k_2 = k_3 = \frac{P_{ст2}}{f_{ст}} = 17\,052 \left(\frac{H}{м} \right). \quad (9)$$

Коэффициент демпфирования амортизатора определяется по формуле:

$$c = 2\pi K_d v M, \quad (10)$$

где: K_d – коэффициент динамичности автомобиля; для малогабаритных грузовых автомобилей и легковых автомобилей принимают значение 2.

Для амортизатора переднего колеса:

$$c_1 = 2 * \pi * K_d * v * 0.35M = 4\,853 \text{ (Нс/м)}. \quad (11)$$

Для амортизатора заднего колеса:

$$c_2 = c_3 = 2 * \pi * K_d * v * \frac{0.65M}{2} = 4\,506 \text{ (Нс/м)}. \quad (12)$$

Проверка совокупности рассчитанных параметров является необходимой задачей для обеспечения работоспособности конструкции, а также безопасности при выполнении транспортных работ как для водителя, так и для груза [11, 12], для чего была разработана математическая модель работы подвески ЭТС [13-15].

Для оценки физических свойств подвески: элементы ЭТС были разделены на поддрессоренную массу (кузов, АКБ, сиденье оператора и т.д.) и неподдрессоренную (колеса, мост, тормозная система и т.д.). Также, демпфирующие свойства подвески [16] были описаны для каждого из колес и составили связки систем «амортизатор-пружина».

Разработана математическая модель движения и ее имитационная интерпретация (рисунок 1), позволившая оценить уровень виброускорений поддрессоренных масс ЭТС. Уточнение математической модели проводилось за счет экспериментальных данных по коэффициенту поглощения энергии и сопротивления упругодемпфирующих элементов конструкции [17-19]. Для описания динамической модели [20, 21] работы подвески ЭТС необходимо описать работу подвески для каждого из колес на примере колебаний кузова в некоторых типовых сценариях, возникающих при движении.

На рисунке 1 представлены: m_1 – поддрессоренная масса ЭТС (масса центра тяжести); a – расстояние от переднего колеса до центра тяжести; b – расстояние от задних колес до центра тяжести; θ – продольное угловое перемещение корпуса ЭТС относительно центра масс; φ – поперечное угловое перемещение корпуса ЭТС относительно центра масс; m_{01} – неподдрессоренная масса ЭТС переднего колеса;

C_1 – коэффициент демпфирования амортизатора подвески переднего колеса;

C_{01} – коэффициент демпфирования шины переднего колеса; k_1 – коэффициент упругой реакции элемента подвески переднего колеса; k_{01} – коэффициент упругой реакции шины переднего колеса; Z_{01} – вертикальная координата перемещения переднего колеса; q_1 – функция возмущающей силы, действующей на переднее колесо;

m_{02} – неподдрессоренная масса ЭТС заднего левого колеса; C_2 – коэффициент демпфирования амортизатора подвески заднего левого колеса; C_{02} – коэффициент демпфирования шины заднего левого колеса; k_2 – коэффициент упругой реакции элемента подвески заднего левого колеса; k_{02} – коэффициент упругой реакции шины заднего левого колеса; Z_{02} – вертикальная координата перемещения заднего левого колеса;

q_2 – функция возмущающей силы, действующей на заднее левое колесо;

m_{03} – неподдрессоренная масса ЭТС заднего правого колеса; C_3 – коэффициент демпфирования амортизатора подвески заднего правого колеса; C_{03} – коэффициент демпфирования шины заднего правого колеса; k_3 – коэффициент упругой реакции элемента подвески заднего правого колеса; k_{03} – коэффициент упругой реакции шины заднего правого колеса; Z_{03} – вертикальная координата перемещения заднего правого колеса; q_3 – функция возмущающей силы, действующей на заднее правое колесо.

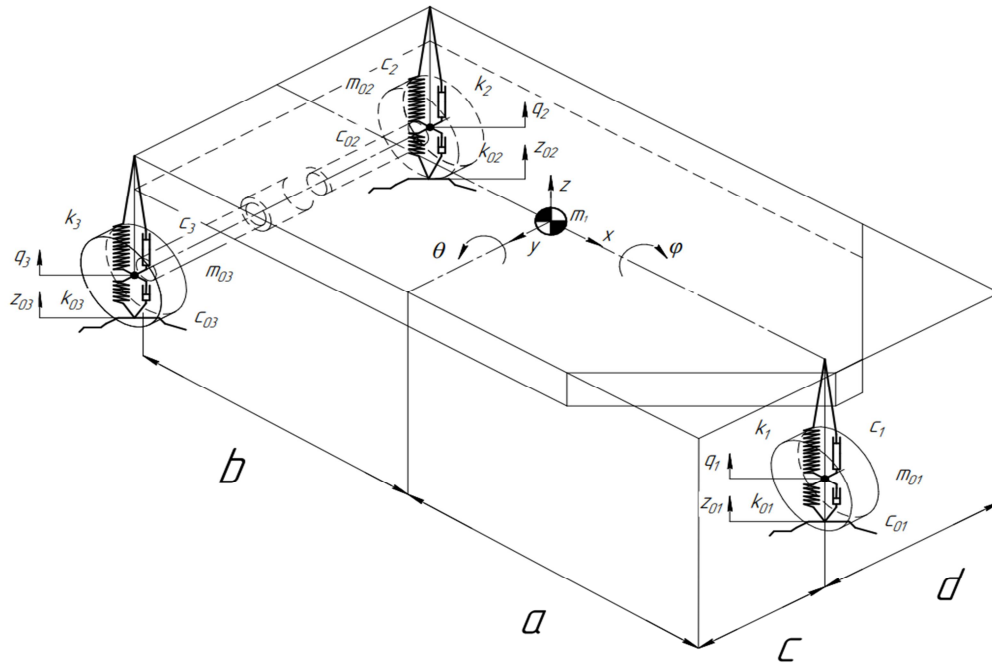


Рисунок 1 – Динамическая модель движения ЭТС для имитационного моделирования
Figure 1 – Dynamic model of electric vehicle motion for simulation

Так как спереди находится единственное колесо, его пятно контакта является единственным местом соприкосновения передней части ЭТС с дорожным покрытием, следовательно, уравнение будет иметь следующий вид:

$$Fm_1 + Fk_1 + Fc_1 + Fk_2 + Fc_2 + Fk_3 + Fc_3 = 0, \quad (13)$$

где: Fm_1 – сила, действующая на поддрессоренную массу; Fc_1 – сила демпфирования передних амортизаторов; Fk_1 – сила упругой реакции пружин передней вилки; Fc_2 – сила демпфирования заднего левого амортизатора; Fk_2 – сила упругой реакции задней левой рессоры; Fc_3 – сила демпфирования заднего правого амортизатора; Fk_3 – сила упругой реакции задней правой рессоры.

Уравнения неподрессоренных масс колес будут выглядеть следующим образом:
Для переднего колеса:

$$m_{01} \ddot{z}_{01} - C_1 (\dot{z} - a \tan \theta - \dot{z}_{01}) - K_1 (z - a \tan \theta - z_{01}) + C_{01} (\dot{z}_{01} - \dot{q}_1) + K_{01} (z_{01} - q_{01}) = 0 \quad (14)$$

Для заднего левого колеса:

$$m_{02} \ddot{z}_{02} - C_2 (\dot{z} - a \tan \theta - \dot{z}_{02}) - K_2 (z - a \tan \theta - z_{02}) + C_{02} (\dot{z}_{02} - \dot{q}_2) + K_{02} (z_{02} - q_{02}) = 0. \quad (15)$$

Для заднего правого колеса:

$$m_{03} \ddot{z}_{03} - C_3 (\dot{z} - a \tan \theta - \dot{z}_{03}) - K_3 (z - a \tan \theta - z_{03}) + C_{03} (\dot{z}_{03} - \dot{q}_3) + K_{03} (z_{03} - q_{03}) = 0. \quad (16)$$

Математическая модель описывается следующими уравнениями динамики:

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\theta} + aK_1(\dot{z} - a \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) + aC_1(z - a \tan \theta - z_{01}) - bF_{23} &= 0; \\ I_x \ddot{\phi} + dK_3(\dot{z} - d \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{03}) + dC_3(z - d \tan \phi - z_{03}) - cK_2(\dot{z} + c \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{02}) \\ &\quad - cC_2(z + c \tan \phi - z_{02}) - \frac{c}{(d+c)} F_{23} = 0; \\ m_1 \ddot{z} - K_1(\dot{z} - a \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) + C_1(z - a \tan \theta - z_{01}) + K_2(\dot{z} + c \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{02}) \\ &\quad + C_2(z + c \tan \phi - z_{02}) + K_3(\dot{z} - d \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{03}) + C_3(z - d \tan \phi - z_{03}) = 0; \\ m_{01} \ddot{z}_{01} - K_1(\dot{z} - a \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) - C_1(z - a \tan \theta - z_{01}) + K_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_1) + C_{01}(z_{01} - q_{01}) &= 0; \\ m_{02} \ddot{z}_{02} - K_2(\dot{z} + c \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{02}) - C_2(z + c \tan \phi - z_{02}) + K_{02}(\dot{z}_{02} - \dot{q}_2) + C_{02}(z_{02} - q_{02}) &= 0; \\ m_{03} \ddot{z}_{03} - K_3(\dot{z} - d \tan \dot{\phi} - \dot{z}_{03}) - C_3(z - d \tan \phi - z_{03}) + K_{03}(\dot{z}_{03} - \dot{q}_3) + C_{03}(z_{03} - q_{03}) &= 0. \end{aligned}$$

где: F_{23} – приведенная сила реакции под задним мостом, влияющая на продольные угловые перемещения.

Имитационное моделирование выполнено на базе программного обеспечения Мат-
лаб Симулинк [22]. Верхнеуровневый вид имитационной динамической модели движения
ЭТС представлен на рисунке 2.

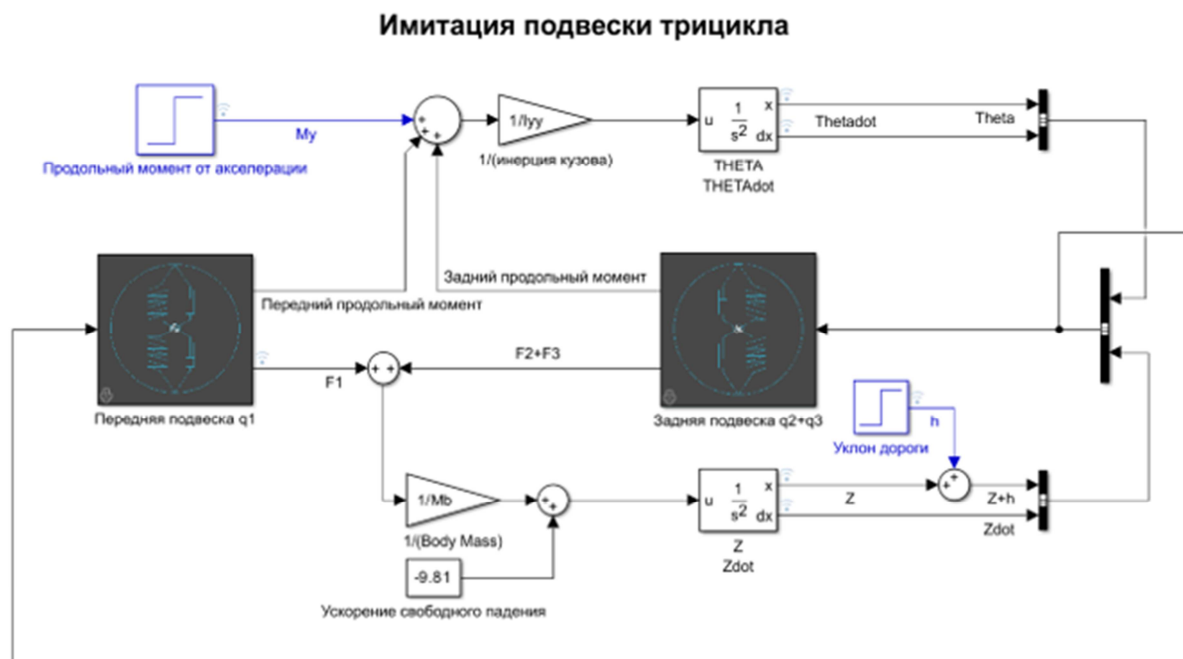


Рисунок 2 – Имитационная интерпретация динамической модели движения ЭТС
Figure 2 – Simulation interpretation of the dynamic model of movement of an electric vehicle

Модель подвески имеет два входных блока: Первый – неровность дороги (ямы и выпуклости). Эта функция имитирует перемещение колеса по вертикальной оси, тем самым оказывая воздействие на трансмиссию. Второй входной сигнал – горизонтальная сила, действующая через центр колес и возникающая в результате маневров торможения или ускорения. Этот входной сигнал появляется только как момент относительно приводной оси.

Математические зависимости передней и задней подвески отображены соответствующими блоками – передняя подвеска q_1 и задняя подвеска q_2+q_3 .

Результаты и обсуждение. Результатами имитационного моделирования являются зависимости перемещений основных точек конструкции, углов отклонения кузова, сил реакции колес и др. по времени проведения испытания. Данная модель позволяет моделировать эффекты изменения демпфирования и жесткости подвески, что дает возможность более точно подобрать необходимые параметры и определить их совокупное влияние на колебательные процессы.

Методом имитационного моделирования проведем анализ работы подвески ЭТС с ранее рассчитанными параметрами. Для определения оптимальных параметров подвески, а именно: C_1 – коэффициент жесткости амортизатора подвески колеса; k_1 – коэффициент упругой реакции элемента подвески колеса: произведена имитация движения ЭТС по неровной ухабистой дороге.

Результатами исследования были выделены функции скорости движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с) в нескольких ситуациях: наезд на выступ; спуск в яму; движение кузова при совершении ускорения.

Для определения глубины моделируемой ямы для дороги, по которой проходит выполнение транспортной задачи ЭТС, выбраны значения, соответствующие ГОСТ Р 50597-2017 «Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. Методы контроля».

Таким образом, глубина ямы не должна превышать $0,5 \cdot 10^{-2}$ м. Соответственно, колесо трицикла провалится на $0,5 \cdot 10^{-2}$ м при попадании в яму, а при подъеме из ямы поднимется на $0,5 \cdot 10^{-2}$ м. На рисунке 3 отображен процесс внесения данных для падения колеса в яму и подъема из него.

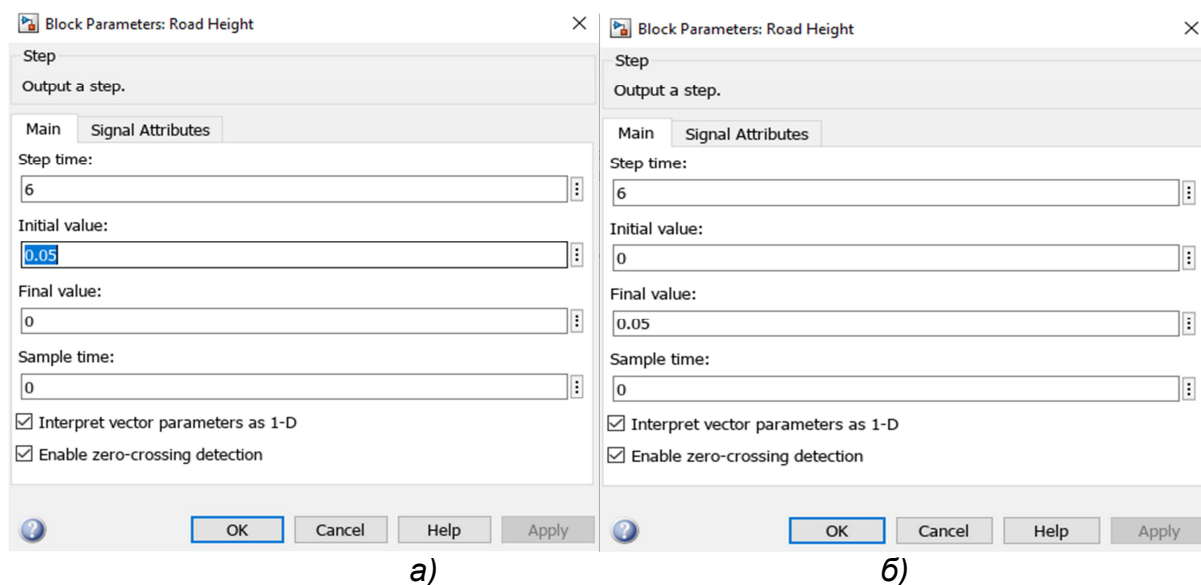


Рисунок 3 – Внесение данных в блок изменения высоты поверхности движения ЭТС

а) спуск в яму, б) подъем из ямы

Figure 3 – Entering data into the block for changing the height of the surface of movement of an electric vehicle; а) descent into the pit, б) ascent from the pit

Под плавностью хода автомобиля понимают совокупность его потенциальных свойств, обеспечивающих ограничение в пределах установленных норм вибронгруженности водителя, пассажиров и груза. Они раскрывают его способность двигаться в определенном интервале скоростей без превышения выше указанных норм [23]. Нормы вибронгруженности определяются таким образом, чтобы на дорогах, для которых разрабатывается автомобиль, у водителя и пассажиров не появлялись неприятные ощущения и быстрая утомляемость от полученных колебаний, а вибрации грузов и конструктивных элементов автомобиля не вызывали нарушения их целостности [24]. Влияние колебаний на водителя, пассажиров, элементы конструкции и перевозимый груз описываются с помощью данных о плавности хода автомобиля. Главное воздействие на плавность хода и самочувствие человека в автомобиле оказывают два вида колебаний: поступательное вертикальное (подпрыгивание) и угловое продольное (галопирование). Другими колебаниями при расчетной оценке плавности хода автомобиля можно пренебречь для упрощения исследования данного явления, что позволит рассматривать колебания автомобиля как плоской фигуры, имеющей форму боковой поверхности корпуса автомобиля в одной вертикальной плоскости, совпадающей со средней скоростью автомобиля. Колебания в вертикальной плоскости зависят от жесткости упругого элемента подвески и эластичности шин. Так как упругий элемент подвески после наезда на препятствие продолжает совершать затухающие колебания, то для гашения этих колебаний в состав подвески вводят амортизаторы.

Наиболее комфортная для человека частота колебаний – это естественная для нас, которую мы испытываем при ходьбе, то есть примерно 1,5-2,5 Гц. Достижение этого параметра обеспечивается соответствием жесткости упругого элемента приходящейся на него массе кузова с грузом и пассажирами.

По полученным зависимостям была рассчитана частота собственных колебаний ЭТС в вышеописанных случаях. Таким образом, была определена плавность хода ЭТС, которая является определяющей характеристикой для оценки расчетных параметров подвески.

Для оценки частоты собственных колебаний для въезда и выезда из ямы глубиной $5 \cdot 10^{-2}$ м была рассчитана частота колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с).

Спуск в яму. Для определения частоты колебаний кузова ЭТС методом имитационного моделирования получены значения периода колебаний (рисунок 4).

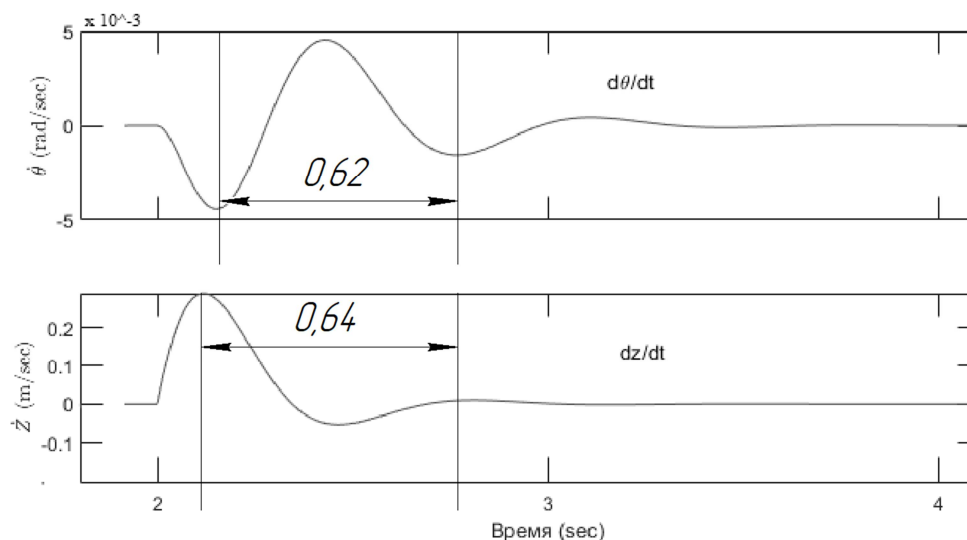


Рисунок 4 – Фрагмент графиков частоты колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с) при спуске в яму

Figure 4 – Fragment of graphs of the oscillation frequency for body movement along the vertical axis $\dot{z}$ (m/s) and the rate of change in the angle of inclination of the body in the longitudinal plane (body sway) $\dot{\theta}$ (rad/s) when descending into the pit

Период колебаний $T_{\dot{\theta}} = 0,62$ секунды $T_{\dot{z}} = 0,64$ секунды

Расчет частоты $f_{\text{спуск}}$ по среднему периоду колебаний $T_{\text{ср}}$ от движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с):

$$f_{\text{спуск}} = \frac{1}{T_{\text{ср}}} = \frac{1}{0,63} = 1,587 \text{ Гц.} \quad (17)$$

Для определения максимального вертикального ускорения a_z поддрессоренной массы произведен расчет Δ скорости колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) по Δ времени (рисунок 5).

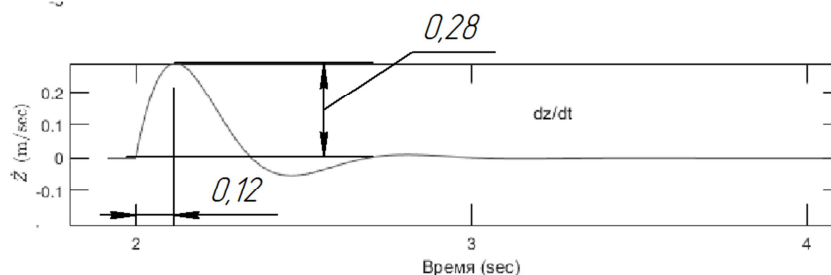


Рисунок 5 – Фрагмент графика частоты колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) при спуске в яму

Figure 5 – Fragment of graphs of the oscillation frequency for body movement along the vertical axis $\dot{z}$ (m/s) when descending into the pit

$$a_{\text{зпуск}} = \frac{dz}{dt} = \frac{0,28}{0,12} = 2,3 \text{ (м/с}^2\text{);} \quad (18)$$

Подъем из ямы. Для определения частоты колебаний кузова ЭТС методом имитационного моделирования получены значения периода колебаний (рисунок 6).

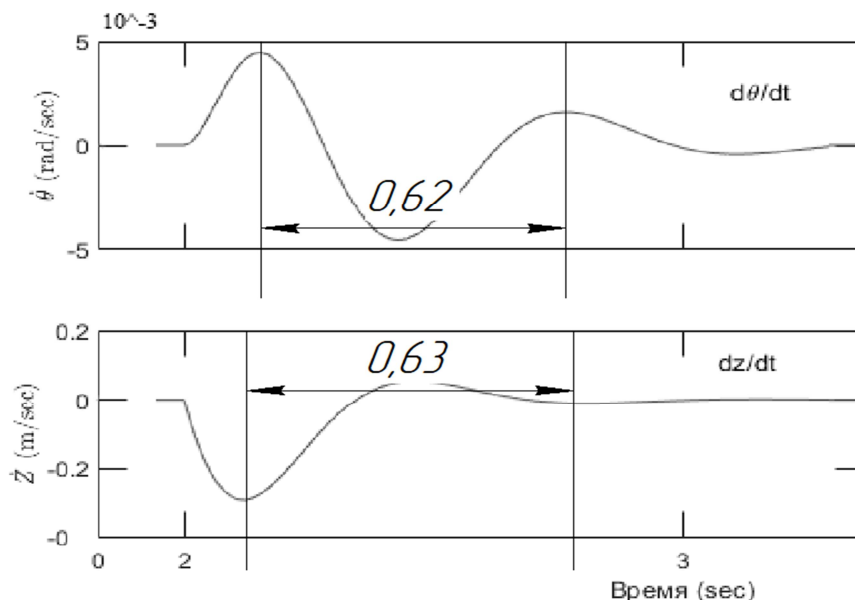


Рисунок 6 – Фрагмент графиков частоты колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с) при подъеме из ямы

Figure 6 – Fragment of graphs of the oscillation frequency for body movement along the vertical axis $\dot{z}$ (m/s) and the rate of change in the angle of inclination of the body in the longitudinal plane (body sway) $\dot{\theta}$ (rad/s) when rising from a pit

Период колебаний $T_{\dot{\theta}} = 0,62$ секунды $T_{\dot{z}} = 0,63$ секунды

Расчет частоты $f_{\text{спуск}}$ по среднему периоду колебаний $T_{\text{ср}}$ от движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с):

$$f_{\text{подъем}} = \frac{1}{T_{\text{ср}}} = \frac{1}{0,625} = 1,6 \text{ Гц;} \quad (19)$$

Для определения максимального вертикального ускорения a_z подрессоренной массы произведен расчет Δ скорости колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) по Δ времени (рисунок 7)

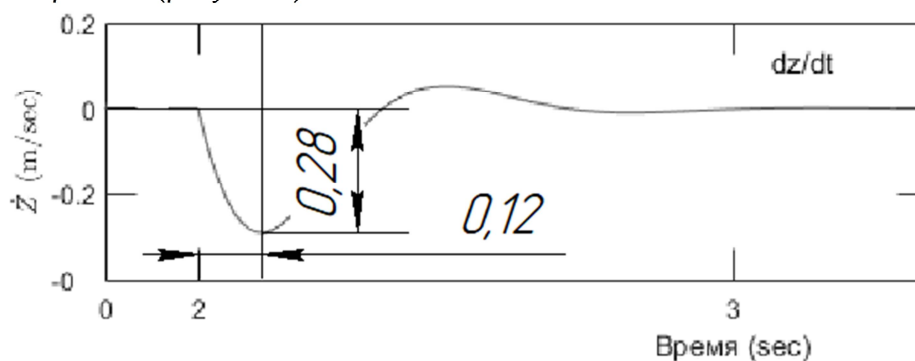


Рисунок 7 – Фрагмент графика частоты колебаний для движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) при подъеме из ямы

Figure 7 – Fragment of graphs of the oscillation frequency for body movement along the vertical axis $\dot{z}$ (m/s) when rising from a pit

$$a_{z\text{сподъем}} = \frac{dz}{dt} = \frac{0.28}{0.12} = 2.3 \text{ (м/с}^2\text{)}; \quad (20)$$

Ускорение. Для имитации ускорения ЭТС исходя из требований выполнения цикла транспортировочных работ по уборке селекционного зерна было выявлено допустимое минимальное ускорение, равное $j_{a0} = 0,28 \text{ м/с}^2$, и максимальное ускорение ЭТС $j_a = 3 \text{ м/с}^2$. Для определения реакции подвески на ускорение ЭТС, выполнено имитационное моделирование ускорения по максимальному значению.

Для определения частоты определен период колебаний (рисунок 8). Была рассмотрена зависимость скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с), так как в данном случае перемещение по вертикальной оси z отсутствует.

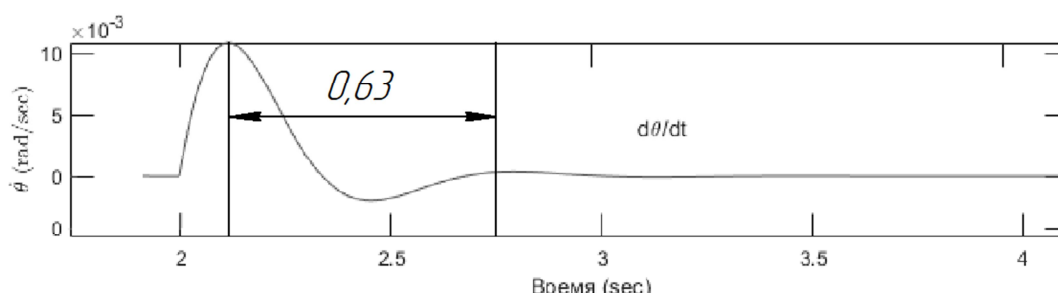


Рисунок 8 – Фрагмент графика скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с) при ускорении ЭТС вперед из неподвижного состояния

Figure 8 – Fragment of the graph of the rate of change in the angle of inclination of the body in the longitudinal plane (body sway) $\dot{\theta}$ (rad/s) when accelerating an electric vehicle forward from a stationary state

Период колебаний $T_z = 0,63$ секунды.

Расчет частоты $f_{\text{спуск}}$ по среднему периоду колебаний $T_{\text{ср}}$ от движения кузова по вертикальной оси $\dot{z}$ (м/с) и скорости изменения угла наклона кузова в продольной плоскости (раскачивания кузова) $\dot{\theta}$ (рад/с):

$$f_{\text{ускор.}} = \frac{1}{T_{\text{ср}}} = \frac{1}{0,625} = 1,587 \text{ Гц.} \quad (21)$$

Заключение. Обоснованы параметры электротранспортного средства для сельскохозяйственного производства.

Разработанный метод оценки вертикальных ускорений и частот колебания подвески в процессе имитации движения электротранспортного средства для зерноуборочных работ в селекции и семеноводстве, учитывающий зависимости реакций ходовой системы от профиля дороги или продольных ускорений, показал:

- для достижения требуемой грузоподъемности ЭТС, а также уменьшения воздействия на почву потребовалась установка колес большего типоразмера, в том числе на переднюю вилку с разнесением стоек амортизаторов на большую ширину;
- частота колебаний подрессоренной массы в вышеприведенных случаях равна 1,6 Гц, что соответствует установленным нормам для обеспечения комфортной и безопасной эксплуатации ЭТС;

- максимальное вертикальное ускорение $a_z = 2.3 \text{ (м/с}^2\text{)}$;
- плавность хода подвески ЭТС удовлетворяет требованиям безопасности как для оператора, так и груза.

Conclusions. The parameters of an electric vehicle for agricultural production are justified.

The developed method for assessing vertical accelerations and suspension oscillation frequencies in the process of simulating the movement of an electric vehicle for grain harvesting work in breeding and seed production, taking into account the dependence of the chassis system reactions on the road profile or longitudinal accelerations, showed:

- to achieve the required load capacity of an electric vehicle, as well as reduce the impact on the soil, it was necessary to install larger wheels, including on the front fork with the shock absorber struts spaced wider apart;
- the oscillation frequency of the sprung mass in the above cases is 1.6 Hz, which corresponds to the established standards for ensuring comfortable and safe operation of an electric vehicle;

- maximum vertical acceleration $a_z = 2.3 \text{ (m/s}^2\text{)}$;
 - the smoothness of the suspension of an electric vehicle meets the safety requirements for both the operator and the load.

Библиографический список

1. Лобачевский Я. П., Лачуга Ю. Ф., Измаилов А. Ю., Шогенов Ю. Х. Научно-технические достижения агроинженерных научных организаций в условиях цифровой трансформации сельского хозяйства. Техника и оборудование для села. 2023. № 4 (310). С. 2-5.
2. Лобачевский Я. П., Дорохов А. С. Цифровые технологии и роботизированные технические средства для сельского хозяйства. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021. Т. 15. № 4. С. 6-10.
3. Лобачевский Я. П., Миронов Д. А. и др. Эффекты от применения цифровых двойников в сельском хозяйстве. Труды Кубанского государственного аграрного университета. 2023. № 103. С. 71-78.
4. Подколзин П. С. Анализ перспектив производства отечественных грузовых мототранспортных средств. Известия ТулГУ. Технические науки. 2023. № 1. С. 43-47.
5. Дзоценидзе Т. Д. Комплексные исследования новых транспортных средств сельскохозяйственного назначения. Вестник КрасГАУ. 2009. № 3 (30). С. 152-161.
6. Чекмарёв В. Н. Повышение эффективности эксплуатации транспортных средств в сельском хозяйстве (на примере перевозки картофеля). Вестник КГУ. 2006. Т. 12. № 11. С. 63-64.
7. Сыромятников Ю. Н. Пути снижения удельного давления колесных движителей на почву. Сельское хозяйство. 2017. № 4. С. 95-103.
8. Гуреев И. И., Климов Н. С. Модель нормирования механической нагрузки на почву при комплексной механизации региональных агротехнологий. Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. 2018. № 1. С. 49-54.
9. Гуреев И. И. О нормативе затрат на ликвидацию последствий техногенной деградации почвы. Достижения науки и техники АПК. 2018. Т. 32. № 11. С. 75-78.
10. Гуськов В. В., Поварехо А. В. Влияние характеристик опорной поверхности на тягово-сцепные свойства колесных машин. Вестник Белорусско-Российского университета. 2019. № 3 (64). С. 15-27.
11. Левин А. И., Винокуров Г. Г. Влияние статистических характеристик профиля дороги на колебания подвески автомобильной техники Севера. Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова. 2018. № 5 (67). С. 54-64.
12. Оберемок В. А., Аванесян А. М., Демьяновский К. Н., Меликов И. М. Анализ влияния характеристик подвески и шин на нагруженность колес автомобиля при движении по стерновому фону. Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 109. С. 971-980.
13. Алакин В. М. Методы моделирования рабочих процессов передней подвески полноприводного автомобиля. Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2016. № 7-5. С. 5-12.
14. Левин А. И., Винокуров Г. Г. Использование теории динамических систем для моделирования колебаний подвески автомобильной техники Севера. Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М. К. Аммосова. 2017. № 5 (61). С. 57-66.
15. Власов В. Г., Доморозов А. Н., Нгуен В. Н. Математическая модель процесса колебания поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля на опорной платформе вибростенда KDXG. Вестник Иркутского государственного технического университета. 2011. № 12 (59). С. 160-167.
16. Горобцов А. С., Поляков Ю. А., Лебедев А. И. Влияние коэффициентов демпфирования адаптивных гидроневматических подвесок на вибронгруженность автомобиля. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 2 (95). С. 122-132.
17. Дубровский А. Ф., Алюков А. С., Алюков С. В. и др. Сравнительный анализ методов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески автомобиля. ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. 2017. Т. 17. № 4. С. 5-12.
18. Кузьмин В. А., Федоткин Р. С., Крючков В. А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы поддрессирования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4. Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 2 (27). С. 340-347.
19. Кузьмин В. А., Федоткин Р. С., Крючков В. А. Искусственная нейронная сеть для обоснования параметров ходовых систем тракторов. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 4. С. 24-30.
20. Вольская Н. С., Чичекин И. В. Корректировка расчетов на плавность хода колесных машин по их динамическим моделям. Известия МГТУ. 2013. № 2 (16). С. 241-248.
21. Юхин И. А., Успенский И. А. Математическая модель движения универсального транспортного средства по полю. Научный журнал КубГАУ. 2013. № 92. С. 381-391.
22. Сидорова А. В., Степин П. И., Сидоров В. Н. Имитационное моделирование колебаний центра масс колесной машины с помощью программы Simulink. Инженерный вестник Дона. 2020. № 4 (64). С. 3.
23. Кравец В. Н. Теория автомобиля. М.: Машиностроение, 2007. 273 с.
24. Балабин И. В. Испытания автомобилей. М.: Машиностроение, 1988. 203 с.

References

1. Lobachevsky Y. P., Lachuga Y. F., Izmailov A. Yu., Shogenov Y. Kh. Scientific and Technical Achievements of Agroengineering Scientific Organizations in the Context of Digital Transformation of Agriculture. Machinery and equipment for the village. 2023. № 4 (310). Pp. 2-5.
2. Lobachevsky Y. P., Dorokhov A. S. Digital Technologies and Robotic Technical Means for Agriculture. Agricultural Machinery and Technologies. 2021. V. 15. № 4. Pp. 6-10.
3. Lobachevsky Y. P., Mironov D. A., et al. Effects of the use of digital twins in agriculture. Proceedings of the Kuban State Agrarian University. 2023. № 103. Pp. 71-78.
4. Podkolzin P. S. Analysis of the Prospects for the Production of Domestic Freight Motor Vehicles. Proceedings of Tula State University. Technical Sciences. 2023. № 1. Pp. 43-47.

5. Dzotsenidze T. D. Comprehensive Studies of New Means of Agricultural Purpose. Vestnik KrasGAU. 2009. № 3 (30). Pp. 152-161.
6. Chekmaryov V. N. Improving the efficiency of the operation of vehicles in agriculture (on the example of potato transportation). Vestnik KSU. 2006. V. 12. № 11. Pp. 63-64.
7. Syromyatnikov Y. N. Ways to reduce the specific pressure of wheel propellers on the soil. Agriculture. 2017. № 4. Pp. 95-103.
8. Gureev I. I., Klimov N. S. Model of Normalization of Mechanical Load on Soil in Complex Mechanization of Regional Agricultural Technologies. Bulletin of the Kursk State Agricultural Academy. 2018. № 1. Pp. 49-54.
9. Gureev I. I. On the standard of costs for the elimination of the consequences of technogenic soil degradation. Achievements of science and technology of the agro-industrial complex. 2018. V. 32. № 11. Pp. 75-78.
10. Guskov V. V., Povarekko A. V. Influence of Support Surface Characteristics on Traction and Coupling Properties of Wheeled Vehicles. Bulletin of the Belarusian-Russian University. 2019. № 3 (64). Pp. 15-27.
11. Levin A. I., Vinokurov G. G. Influence of Statistical Characteristics of the Road Profile on Suspension Vibrations of Motor Vehicles of the North. Bulletin of the North-Eastern Federal University named after M. K. Ammosov. 2018. № 5 (67). Pp. 54-64.
12. Oberemok V. A., Avanesyan A. M., Demyanovsky K. N., Melikov I. M. Analysis of the Influence of Suspension and Tire Characteristics on the Load of Car Wheels When Driving on a Stubble Background. Polythematic Network Electronic Scientific Journal of the Kuban State Agrarian University. 2015. № 109. Pp. 971-980.
13. Alakin V. M. Methods of Modeling the Working Processes of the Front Suspension of an All-Wheel Drive Car. Actual problems of the humanities and natural sciences. 2016. № 7-5. Pp. 5-12.
14. Levin A. I., Vinokurov G. G. Use of the Theory of Dynamic Systems for Modeling Oscillations of the Suspension of Automotive Vehicles of the North. Bulletin of the North-Eastern Federal University named after M. K. Ammosov. 2017. № 5 (61). Pp. 57-66.
15. Vlasov V. G., Domorozov A. N., Nguyen V. N. Mathematical model of the process of oscillation of the sprung and unsprung masses of the car on the support platform of the KDXG vibration stand. Bulletin of the Irkutsk State Technical University. 2011. № 12 (59). Pp. 160-167.
16. Gorobtsov A. S., Polyakov Y. A., Lebedev A. I. Influence of Damping Coefficients of Adaptive Hydropneumatic Suspensions on the Vibration Loading of the Car. Bulletin of the Bauman Moscow State Technical University. Sir. Engineering. 2014. № 2 (95). Pp. 122-132.
17. Dubrovsky A. F., Alyukov A. S., Alyukov S. V., et al. Comparative Analysis of Methods for Approximating the Performance Characteristic of an Elastic Element of a Car Suspension. SUSU. Series: Mechanical Engineering. 2017. V. 17. № 4. Pp. 5-12.
18. Kuzmin V. A., Fedotkin R. S., Kryuchkov V. A. Development of a Simulation Model to Assess the Effectiveness of Vibration Protection of the Suspension System of a Class 4 Wheeled Agricultural Tractor. Innovations in agriculture. 2018. № 2 (27). Pp. 340-347.
19. Kuzmin V. A., Fedotkin R. S., Kryuchkov V. A. Artificial Neural Network for Justification of Tractor Running System Parameters. Agricultural Machinery and Technologies. 2017. № 4. Pp. 24-30.
20. Volskaya N. S., Chichekin I. V. Correction of Calculations for the Smoothness of Wheeled Vehicles Based on Their Dynamic Models. Proceedings of MSTU. 2013. № 2 (16). Pp. 241-248.
21. Yukhin I. A., Uspensky I. A. Mathematical model of the movement of a universal vehicle on the field. Scientific journal of the KubSAU. 2013. № 92. Pp. 381-391.
22. Sidorova A. V., Stepin P. I., Sidorov V. N. Simulation Modeling of Center of Mass Oscillations of a Wheeled Machine Using the Simulink Program. Engineering Bulletin of the Don. 2020. № 4 (64). P. 3.
23. Kravets V. N. Theory of the car. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2007. 273 p.
24. Balabin I. V. Testing of automobiles. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 203 p.

Информация об авторах

Аксенов Александр Геннадьевич, доктор технических наук, главный научный сотрудник, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Российская Федерация, 109428, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5), e-mail: 1053vim@mail.ru

Овчаренко Александр Сергеевич, ведущий инженер, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Российская Федерация, 109428, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5), e-mail: Peterbilt@list.ru

Дмитриев Кирилл Сергеевич, младший научный сотрудник, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Российская Федерация, 109428, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5), e-mail: kir0597@yandex.ru

Кондрахов Даниил Дмитриевич, инженер, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Российская Федерация, 109428, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5), e-mail: TancorKondor@yandex.ru

Волков Артем Олегович, инженер, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Российская Федерация, 109428, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5), e-mail: volkovart2000@mail.ru

Author's Information

Aksenov Aleksander Gennadevich, Doctor of Engineering Sciences, chief researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Russian Federation, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5), e-mail: 1053vim@mail.ru.

Ovcharenko Aleksander Sergeevich, leading engineer, Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Russian Federation, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5), e-mail: Peterbilt@list.ru

Dmitriev Kirill Sergeevich, Junior researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Russian Federation, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5), e-mail: kir0597@yandex.ru.

Kondrakhov Danil Dmitrievich, engineer, Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Russian Federation, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5), e-mail: TancorKondor@yandex.ru

Volkov Artem Olegovich, engineer, Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Russian Federation, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5), e-mail: volkovart2000@mail.ru