

МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ / MECHANIZATION, ELECTRIFICATION, AUTOMATION

<https://doi.org/10.30766/2072-9081.2025.26.4.917-928>

УДК 631.372



Исследование параметров подвески платформы для селекционно-семеноводческих работ методом имитационного моделирования

© 2025. И. А. Старостин , А. С. Овчаренко, К. С. Дмитриев

ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», г. Москва, Российская Федерация

Цель исследований – определение и расчет требуемого диапазона работы подвески колесных модулей платформы для селекционно-семеноводческих работ путем исследования ее рабочих характеристик с учетом агрегируемых машин и условий эксплуатации. На основании разработанной математической модели подвески платформы для селекционно-семеноводческих работ и ее расчетным характеристикам была составлена имитационная модель работы подвески платформы в условиях эксплуатации заданного технологического процесса. Имитационная модель содержит параметры неровности дорожного покрытия, а также задаваемую скорость и продольное ускорение платформы. Объекты исследований – упругодемпфирующие характеристики элементов подвески платформы для селекционно-семеноводческих работ. По результатам проведенных исследований определены диапазоны регулирования усилия, жесткости пружин и коэффициента демпфирования амортизатора. Так, диапазон регулирования усилия на упругом элементе каждого технологического модуля шасси должен составлять 5886–25715 Н, диапазон регулирования жесткости пружины 34220–136883 Н/м, диапазон изменения коэффициента демпфирования амортизатора 9043–18086. Исходя из полученных значений диапазонов работы подвески, приведены компоновочные решения конструкции подвески платформы для селекционно-семеноводческих работ: изменение параметров жесткости может быть обеспечено за счет использования двух- или многоступенчатых систем изменения жесткости, а изменение коэффициента демпфирования – посредством управляемого регулятора потока гидравлической жидкости.

Ключевые слова: подвеска транспортного средства, характеристики подвески, селекционная машина, колесный модуль

Благодарности: работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (тема № FGUN-2025-0002).

Авторы благодарят рецензентов за их вклад в экспертную оценку работы.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Старостин И. А., Овчаренко А. С., Дмитриев К. С. Исследование параметров подвески платформы для селекционно-семеноводческих работ методом имитационного моделирования. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2025;26(4):917–928. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2025.26.4.917-928>

Поступила: 22.01.2025

Принята к публикации: 15.08.2025

Опубликована онлайн: 29.08.2025

Research of the platform suspension parameters for breeding and seed production works using the method of simulation modeling

© 2025. Ivan A. Starostin , Alexander S. Ovcharenko, Kirill S. Dmitriev

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

The aim of the study was to determine and calculate the required operating range of the suspension of the platform wheel modules for breeding and seed production by studying its operating characteristics considering the aggregated machines and operating conditions. Based on the developed mathematical model of the platform suspension for breeding and seed production and its design characteristics, a simulation model of the platform suspension operation under the operating conditions of a given technological process was compiled. The simulation model contains the parameters of road surface unevenness, as well as the specified speed and longitudinal acceleration of the platform. The objects of research were the elastic-damping characteristics of the suspension elements of the platform for breeding and seed production. Based on the results of the research, the ranges of force adjustment, spring stiffness and shock absorber damping coefficient were determined. Thus, the range of adjustment of the force on the elastic element of each technological module of the chassis should be 5886–25715 N, the range of adjustment of the spring stiffness 34220–136883 N/m, the range of change of the damping coefficient of the shock absorber 9043–18086. Based on the obtained values of the suspension operating ranges, layout solutions for the design of the platform suspension for breeding and seed production work were given: a change in the stiffness parameters can be ensured by using

two- or multi-stage stiffness change systems, and a change in the damping coefficient - by means of a controlled regulator of the hydraulic fluid flow.

Key words: *vehicle suspension; suspension characteristics; breeding machine; wheel module.*

Acknowledgments: the research was carried out under the support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the state assignment of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (theme no. FGUN-2025-0002).

The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

Conflict of interest: the authors declared no conflict of interest.

For citation: Starostin I. A., Ovcharenko A. S., Dmitriev K. S. Research of the platform suspension parameters for breeding and seed production works using the method of simulation modeling. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka* = Agricultural Science Euro-North-East. 2025;26(4):917–928. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2025.26.4.917-928>

Received: 22.01.2025

Accepted for publication: 15.08.2025

Published online: 29.08.2025

В соответствии с Доктриной продовольственной безопасности Российской Федерации, утвержденной Указом Президента от 21 января 2020 года № 20¹, необходимо достигнуть уровня самообеспечения по семенам основных сельскохозяйственных культур отечественной селекции не менее 75 %. По данным Минсельхоза России, в 2024 году уровень данного показателя составляет 65,2 %. Постоянно повышающиеся требования к качеству и объему селекционной продукции диктуют потребность в усовершенствовании процессов ее производства [1]. В текущей сложной геополитической ситуации вопрос производства необходимого объема семян отечественной селекции является одним из ключевых для обеспечения продовольственной безопасности страны.

В реализации селекционной и семеноводческой деятельности немаловажную роль играет технико-технологическое обеспечение работ [2, 3]. При этом необходимо учитывать тот факт, что селекционно-семеноводческая техника является специализированной и в большинстве случаев создается для решения определенных задач в сфере механизации и автоматизации селекционных работ, в связи с чем ее стоимость достаточно высока. Одной из особенностей эксплуатации селекционной техники, в частности селекционных зерноуборочных комбайнов, является низкая годовая загрузка. В большинстве случаев селекционные зерноуборочные комбайны используются не более 200 ч в год (приведенный в [4] пример показывает, что при соблюдении агротехнических сроков уборки зерновых культур селекционный комбайн эксплуатируется не более чем 30 дней в году), что при достаточно высокой их стоимости приводит к низкой экономической эффективности применения данной техники.

С целью повышения экономической эффективности селекционно-семеноводческих работ

предлагается обеспечить повышение годовой загрузки отдельных элементов селекционного комбайна и, соответственно, снижение себестоимости эксплуатации за счет их использования при выполнении других отличающихся по срокам проведения от уборочных работ технологических операций в селекции и семеноводстве путем создания платформы для агрегатирования с машинами для предпосевной подготовки, посева и уборки селекционных делянок.

Цель исследований – определение и расчет требуемого диапазона работы подвески колесных модулей платформы для селекционно-семеноводческих работ путем исследования ее рабочих характеристик с учетом агрегируемых машин и условий эксплуатации.

Научная новизна – использование методов имитационного моделирования для исследования параметров подвески колесных модулей платформы с учетом агрегатирования с имеющимися различными массогабаритными характеристиками навесными селекционными машинами.

Материал и методы. Разрабатываемая платформа базируется на гибридной энергетической установке и универсальных технологических модулях шасси, имеющих расширенный спектр применения за счет возможности их использования при создании различных тягово-энергетических и транспортно-технологических средств сельскохозяйственного назначения. Разрабатываемую платформу с универсальными технологическими модулями шасси предполагается использовать в качестве тягово-энергетического средства для выполнения технологических операций в агрегате с машинами для предпосевной подготовки почвы, посева и уборки селекционных делянок зерновых, зернобобовых, технических и других культур, погрузочно-разгрузочных [5] и транспортных работ в селекции и семеноводстве, а также в других отраслях.

¹Указ Президента РФ от 21 января 2020 г. N 20 "Об утверждении Доктрины продовольственной безопасности Российской Федерации" [Электронный ресурс].

URL: <http://www.kremlin.ru/acts/bank/45106> (дата обращения: 12.03.2025)

С учетом массогабаритных параметров адаптера для уборки селекционных делянок, в качестве которого рассматривается разрабатываемый в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ электрический селекционный комбайн [6], из конструкции которого исключаются энергетическая установка, блоки аккумуляторных батарей, блоки силовой электроники, трансмиссия и ходовая система, разработана конструкция полно-

приводной полноуправляемой платформы, базирующейся на применении однотипных универсальных технологических модулей шасси с автоматизированным электрическим приводом (рис. 1). Процесс создания агрегата из полноприводной полноуправляемой платформы с технологическими модулями шасси и адаптера для уборки селекционных делянок представлен на рисунке 2.

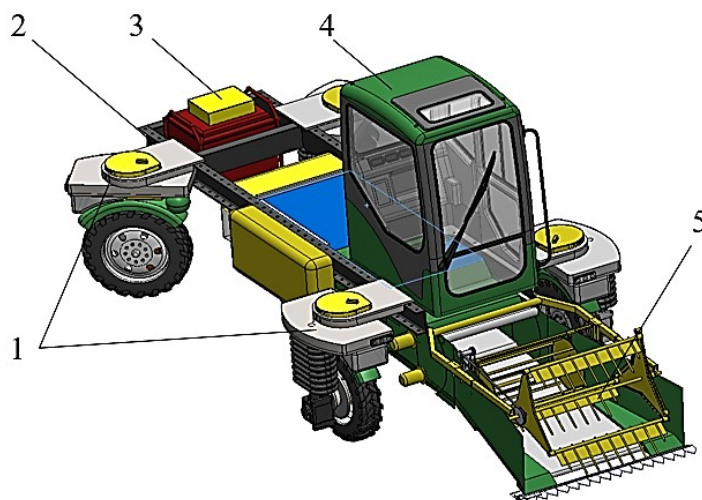


Рис. 1. Общий вид полноприводной полноуправляемой платформы с технологическими модулями шасси и адаптером для уборки селекционных делянок: 1 – технологические модули шасси; 2 – рама платформы; 3 – гибридная энергетическая установка; 4 – пост управления; 5 – адаптер для уборки селекционных делянок /

Fig. 1. General view of the all-wheel drive platform with technological chassis modules and an adapter for harvesting selection plots: 1 – technological chassis modules; 2 – platform frame; 3 – hybrid power plant; 4 – control station; 5 – adapter for harvesting selection plots

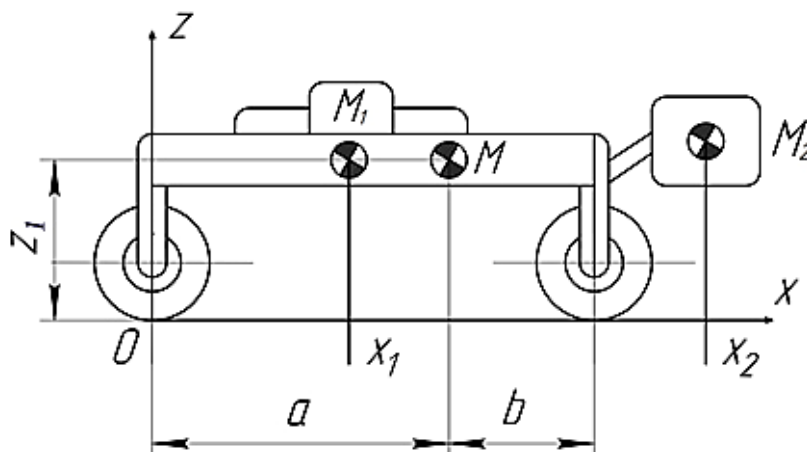


Рис. 2. Схема распределения центров масс платформы и навесной машины: M – суммарный центр масс всей платформы с учетом всех агрегатов; M_2 – центр масс навесной машины; M_1 – центр масс самой платформы без навесной машины; a – расстояние от передних колес до центра тяжести; b – расстояние от задних колес до центра тяжести; x_1 – координата центра масс самой платформы на оси x относительно начала координат от передних колес; x_2 – координата суммарного центра масс всей платформы с навесной машиной на оси x , относительно начала координат от передних колес; z_1 – расстояние суммарного центра масс платформы относительно дорожной поверхности /

Fig. 2. Diagram of mass centers of the platform and attachments: M – total center of mass of the entire platform taking into account all units; M_2 – center of mass of attachments; M_1 – center of mass of the platform itself without attachments; a – distance from the front wheels to the center of gravity; b – distance from the rear wheels to the center of gravity; x_1 – coordinate of the center of mass of the platform itself on the x -axis, relative to the origin from the front wheels; x_2 – coordinate of the total center of mass of the entire platform with attachments on the x -axis, relative to the origin from the front wheels; z_1 – distance of the total center of mass of the platform relative to the road surface

Для оптимальной работы платформы в тяговом режиме в технологических сельскохозяйственных операциях необходимо придерживаться параметров нагрузки по осям для тяговой техники [7]. Для тракторов с классической рамой при колёсной формуле 4К2 оптимальным считается соотношение нагрузки по осям 35 на 65 %, а при колёсной формуле 4К4 – 40 на 60 %. Для разрабатываемой платформы принят диапазон соотношений нагрузки по осям с гранич-

ными значениями по передней и задней осями соответственно от 50 на 50 % до 30 на 70 %.

Соотношение нагрузки по осям пустой разрабатываемой платформы принимаем 50 на 50 %. Схема для определения центра масс платформы и соотношения нагрузки по осям при агрегатировании с рассматриваемыми навесными машинами представлена на рисунке 2, в таблице 1 приведены технические характеристики платформы с навесными машинами.

Таблица 1 – Технические характеристики платформы при агрегатировании с рассматриваемыми навесными машинами /

Table 1 – Technical characteristics of the platform when aggregated with the considered mounted machines

Наименование навесной машины / Name of machine	Полная масса платформы, М, кг / Full platform weight, M, kg	Расстояние от передних колес до центра тяжести, а, мм / Distance from the front wheels to the center of gravity, a, mm	Расстояние от задних колес до центра тяжести, b, мм / Distance from rear wheels to center of gravity, b, mm	Центр масс по z, мм / Center of mass along z, mm	Масса навесного орудия, кг / Weight of mounted implement, kg
Без навесной машины / Without mounted machine	3000	1500	1500	600	0
КУН-2,5	3250	1742,3	1257,7	800	250
СТ-7	3370	1829,4	1170,6	750	370
ФНС-1,5	3450	1897,8	1102,2	700	450
КБМ-2,1	3450	1923,9	1076,1	800	450
Plotseed XL	3600	2000	1000	850	600
Адаптер для уборки селекционных делянок / Adapter for harvesting selection plots	4000	1500	1500	600	1000

С целью обоснования параметров подвески технологических модулей шасси предлагается произвести ее расчет и моделирование с учетом конструкции и параметров платформы, а также характеристик агрегируемых с платформой навесных селекционных машин и адаптера для уборки селекционных делянок.

Для определения диапазона параметров подвески технологических модулей шасси разработана математическая модель работы подвески и ее имитационная интерпретация, позволяющая оценить уровень виброускорений поддрессоренных масс платформы целиком [8, 9]. Из ранее описанного примера следует, что для создания динамической модели [10, 11, 12] работы подвески платформы необходимо рассмотреть работу подвески для каждого из колес.

Для оценки физических свойств подвески элементы платформы были разделены

на поддрессоренную массу (кузов, аккумуляторная батарея, навесная машина и т. д.) и неподдрессоренную (колеса, электродвигатели, тормозная система и т. д.). Демпфирующие свойства подвески² были описаны для каждого из колес и составили связки систем “амортизатор-пружина”. На рисунке 3 изображена упрощенная модель подвески платформы с пневматическими колесами.

Уравнение равновесия системы подвески платформы составлено на основании общеизвестных закономерностей классической механики и выглядит следующим образом:

$$Fm_{01} - Fk_1 - Fc_1 + Fk_{01} + Fc_{01} = 0; \quad (1)$$

где Fm_{01} – сила, действующая на неподдрессоренную массу; Fk_1 – сила упругой реакции пружины; Fc_1 – сила демпфирования амортизатора; Fk_{01} – сила упругой реакции шины; Fc_{01} – сила демпфирования шины.

²Горобцов А. С., Поляков Ю. А., Лебедев А. И. Влияние коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок на вибронегруженность автомобиля. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2014;(2(95)):122–132. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?edn=inwvyn> EDN: SDFHFB

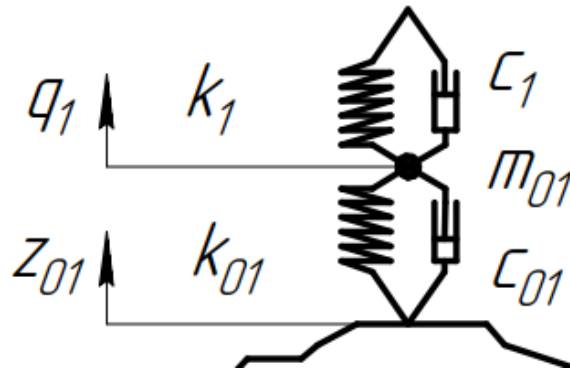


Рис. 3. Упрощенная модель подвески платформы: m_{01} – непроредресоренная масса платформы; c_1 – коэффициенты демпфирования амортизаторов подвески; c_{01} – коэффициенты демпфирования шин; k_1 – коэффициент упругой реакции элемента подвески (жесткости); k_{01} – коэффициент упругой реакции шины (жесткости); z_{01} – вертикальная координата перемещения колеса; q_1 – функция возмущающей силы, действующей на колесо /

Fig. 3. Simplified dynamic model of platform suspension: m_{01} – unsprung mass of the platform; c_1 – suspension shock absorber damping coefficients; c_{01} – tire damping coefficient; k_1 – suspension element elastic response coefficient (stiffness); k_{01} – tire elastic response coefficient (stiffness); z_{01} – vertical coordinate of wheel displacement; q_1 – function of the disturbing force acting on the wheel.

Запись силы, действующей на непроредресоренную массу, сил упругой реакции и демпфирования шины в общем и дифференциальном виде будет выглядеть следующим образом:

$$Fm_{01} = m_{01}a = m_{01}\ddot{z}_{01}; \quad (2)$$

$$Fk_{01} = k_{01}\dot{x} = k_{01}(\dot{\Delta}z) = k_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_1); \quad (3)$$

$$Fc_{01} = c_{01}\dot{x} = c_{01}(\dot{\Delta}z) = c_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_1), \quad (4)$$

где a – ускорение; x – координата вертикального перемещения; z – ось вертикальных перемещений; Δz – расстояние перемещения по оси вертикальных перемещений z .

В таком случае уравнение равновесия системы подвески платформы в дифференциальном виде будет выглядеть следующим образом:

$$m_{01}\ddot{z}_{01} - k_1(\dot{z} - \dot{z}_{01}) - c_1(z - z_{01}) + k_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_1) + c_{01}(z_{01} - q_1) = 0. \quad (5)$$

$$M\ddot{z} + c_1(\dot{z} - \dot{a} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) + k_1(\dot{z} - \dot{a} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) + c_2(\dot{z} + \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{02}) + k_2(z + b \tan \theta - z_{02}) + c_3(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) + k_3(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) + c_4(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) + k_4(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) = 0; \quad (6)$$

$$m_{01}\ddot{z}_{01} - c_1(\dot{z} - \dot{a} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) - k_1(\dot{z} - \dot{a} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{01}) + c_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_1) + k_{01}(\dot{z}_{01} - \dot{q}_{01}) = 0; \quad (7)$$

$$m_{02}\ddot{z}_{02} - c_2(\dot{z} + \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{02}) - k_2(z + b \tan \theta - z_{02}) + c_{02}(\dot{z}_{02} - \dot{q}_2) + k_{02}(z_{02} - q_2) = 0; \quad (8)$$

$$m_{03}\ddot{z}_{03} - c_3(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) - k_3(\dot{z} - \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{03}) + c_{03}(\dot{z}_{03} - \dot{q}_3) + k_{03}(z_{03} - q_3) = 0; \quad (9)$$

$$m_{04}\ddot{z}_{04} - c_4(\dot{z} + \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{04}) - k_4(\dot{z} + \dot{b} \tan \dot{\theta} - \dot{z}_{04}) + c_{04}(\dot{z}_{04} - \dot{q}_4) + k_{04}(z_{04} - q_4) = 0. \quad (10)$$

На основании приведенной математической модели на базе программного обеспечения MATLAB Simulink разработана имитационная динамическая модель. Верхнеуровневый вид имитационной динамической модели движения платформы представлен на рисунке 5.

Модель подвески имеет два входных блока: первый – неровность дороги (ямы и

Подвеска технологического модуля шасси должна обеспечивать плавность движения платформы с навесными сельскохозяйственными машинами и адаптером для уборки селекционных делянок при преодолении неровностей во время движения [13], а также изменение дорожного просвета платформы в зависимости от выполняемой технологической операции.

Составлена динамическая математическая модель движения платформы для имитационного моделирования, представленная на рисунке 4. Модель включает в себя степени свободы наклона и отскока корпуса.

Математическая модель работы подвески платформы описывается следующими уравнениями динамики, составленными на основании закономерностей классической механики, приведённых ранее в уравнениях (1)–(5):

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.

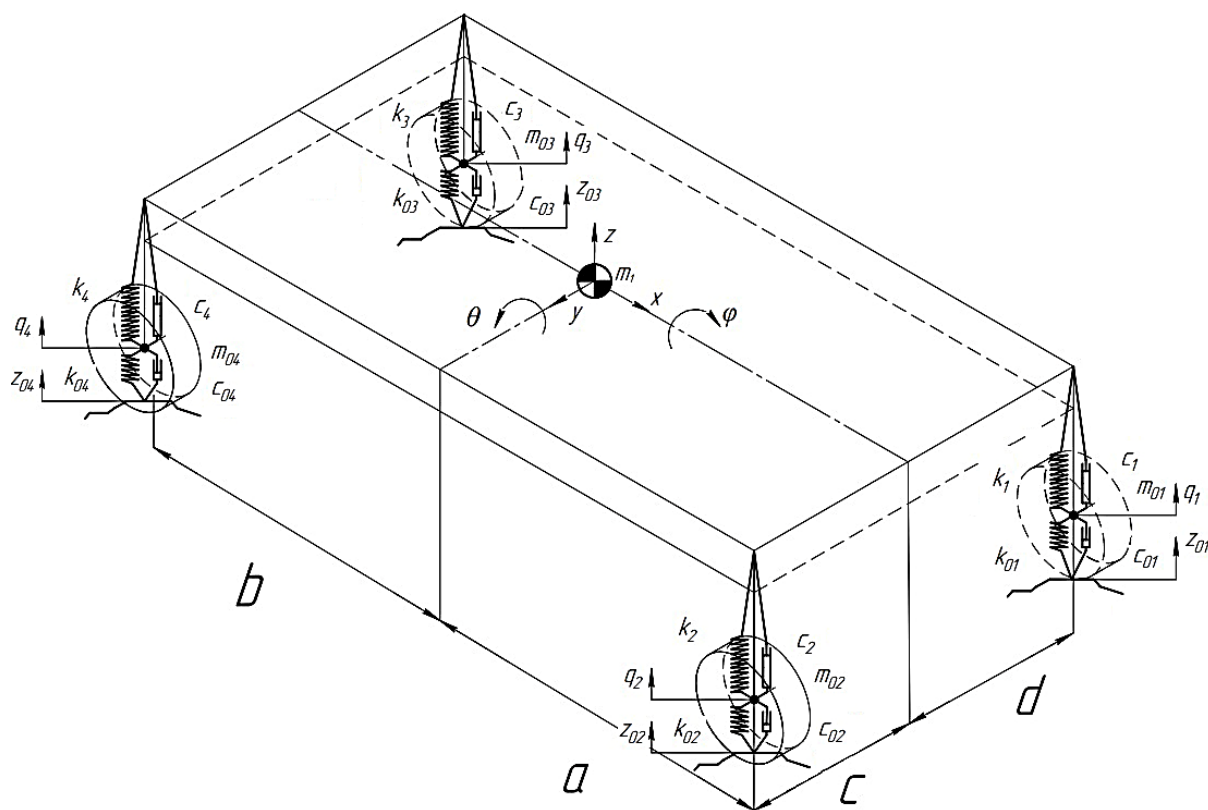


Рис. 4. Динамическая модель движения платформы для имитационного моделирования: m_1 – подвесенная масса платформы (масса центра тяжести); a – расстояние от передних колес до центра тяжести; b – расстояние от задних колес до центра тяжести; θ – продольное угловое перемещение рамы платформы относительно центра масс; φ – поперечное угловое перемещение рамы платформы относительно центра масс; $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04}$ – неподдресоренные массы переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей; c_1, c_2, c_3, c_4 – коэффициенты демпфирования амортизаторов подвески переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей; $c_{01}, c_{02}, c_{03}, c_{04}$ – коэффициенты демпфирования шин переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей; k_1, k_2, k_3, k_4 – коэффициенты упругой реакции элементов подвески переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей соответственно; $k_{01}, k_{02}, k_{03}, k_{04}$ – коэффициенты упругой реакции шин переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей; $z_{01}, z_{02}, z_{03}, z_{04}$ – вертикальные координаты перемещения переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колесных модулей; q_1, q_2, q_3, q_4 – функции возмущающих сил, действующих на переднее левое, переднее правое, заднее левое и заднее правое колесные модули /

Fig. 4. Dynamic model of platform motion for simulation modeling: m_1 – sprung mass of the platform (mass of the center of gravity); a – distance from the front wheels to the center of gravity; b – distance from the rear wheels to the center of gravity; θ – longitudinal angular displacement of the platform frame relative to the center of mass; φ – transverse angular displacement of the platform frame relative to the center of mass; $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04}$ – unsprung masses of the front left, front right, rear left and rear right wheel modules; c_1, c_2, c_3, c_4 – damping coefficient of the suspension shock absorbers of the front left, front right, rear left and rear right wheel modules; $c_{01}, c_{02}, c_{03}, c_{04}$ – damping coefficient of the tires of the front left, front right, rear left and rear right wheel modules; k_1, k_2, k_3, k_4 – elastic reaction coefficients of the suspension elements of the front left, front right, rear left and rear right wheel modules, respectively; $k_{01}, k_{02}, k_{03}, k_{04}$ – coefficients of elastic reaction of tires of front left, front right, rear left and rear right wheel modules; $z_{01}, z_{02}, z_{03}, z_{04}$ – vertical coordinates of movement of front left, front right, rear left and rear right wheel modules; q_1, q_2, q_3, q_4 – functions of disturbing forces acting on front left, front right, rear left and rear right wheel modules

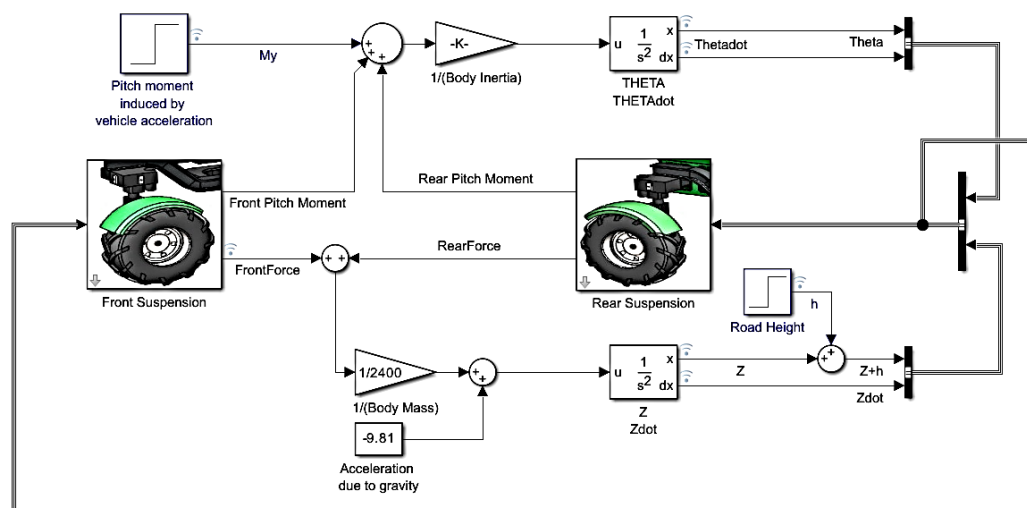


Рис. 5. Модель подвески колесной платформы с четырьмя колесными модулями, имитационная интерпретация динамической модели движения платформы /

Fig. 5. Model of suspension of wheeled platform with four wheeled modules, simulation interpretation of the dynamic model of platform movement

Математические зависимости передней и задней подвески отображены соответствующими блоками – передняя подвеска $q_1 + q_2$ и задняя подвеска $q_3 + q_4$.

Использование имитационной модели позволяет быстро адаптировать конфигурацию платформы с разными агрегатами и проверять ее на соответствие требуемым параметрам по частоте колебания и вертикальным ускорениям.

Для удовлетворения требования плавности хода подвеска должна обеспечивать определенный закон изменения вертикальной реакции на колесо в зависимости от прогиба, которая называется упругой характеристикой подвески. Приведенный расчет характеристик подвески: статический прогиб подвески, усилие на упругом элементе для колеса, жесткость пружины, коэффициент демпфирования амортизатора – приводится по следующей методике³.

Статический прогиб подвески определяется по формуле:

$$f_{ст} = \frac{g}{4\pi^2 v^2}, \quad (11)$$

где v – частота собственных колебаний подвески, Гц. Принимаем $v = 1,2$ Гц.

Согласно вышеописанной методике, необходимый ход передней и задней подвесок должен находиться в диапазоне 0,051–0,087 м; с учетом достаточно длинной колесной базы платформы – 3,0 м принимаем величину хода подвески 0,09 м, т. е. 90 мм.

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

$$P_{ст} = \frac{rG_a}{2}, \quad (12)$$

где G_a – вес платформы с учетом развесовки f/r , кг.

Жесткость пружины определяется по формуле:

$$k = \frac{P_{ст}}{f_{ст}}. \quad (13)$$

Коэффициент демпфирования амортизатора колесных модулей находится по формуле:

$$c = 2 \cdot \pi \cdot K_d \cdot v \cdot \frac{fM}{2}, \quad (14)$$

где K_d – коэффициент динамичности колесной машины, для малогабаритных грузовых автомобилей и легковых автомобилей принимают значение 2.

Частота колебаний платформы f (Гц) при агрегатировании с различными навесными машинами определяется по общеизвестной формуле расчета периода колебаний:

$$f = \frac{1}{T_{cp}}. \quad (15)$$

Максимальное вертикальное ускорение платформы a_z (м/с²) определяется по общеизвестной формуле:

$$a_z = \frac{dz}{dt}. \quad (17)$$

Методом имитационного моделирования проведен анализ работы подвески платформы с рассчитанными параметрами при движении платформы по неровной ухабистой дороге.

³Шарилов В. М. Конструирование и расчет тракторов: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.

Для определения необходимых параметров подвески, в частности, жесткости упругих элементов и коэффициентов демпфирования амортизаторов, приняты следующие исходные характеристики платформы: полная масса платформы без навесного составляет 3000 кг; неподрессоренная масса передних колес $m_{01} + m_{02} = 300$ кг; неподрессоренная масса задних колес суммарно $m_{03} + m_{04} = 300$ кг; расстояние от передних колес до центра тяжести: $a = 1,5$ м; расстояние от задних колес до центра тяжести $b = 1,5$ м; коэффициент демпфирования шин $c_{01} = c_{02} = c_{03} = c_{04} = 0,022$; коэффициент упругой реакции (жесткости) шин $k_{01} = k_{02} = k_{03} = k_{04} = 0,17$; центр масс платформы находится на расстоянии $z = 0,6$ м относительно опорной поверхности.

При осуществлении расчетов и имитационного моделирования рассматривались следующие селекционные машины: культиваторы для сплошной обработки блочно-модульного типа КБМ-2,1 и универсальный типа КУН-2,5; навесная фреза ФНС-1,5; сеялка травяная семирядная СТ-7; сеялка сплошного посева Plotseed XL; навесной уборочный модуль, представляющий собой жатвенную часть и молотильно-сепарирующее устройство селекционного комбайна Fortschritt MDW Hege 130.

В соответствии с ГОСТ Р 50597-2017⁴ значение глубины ямы принято 50 мм, то есть рассматриваются случаи, в которых колесо плат-

формы провалится на 50 мм при попадании в яму и поднимется на 50 мм при выезде из ямы [14, 15].

Результаты и их обсуждение. С учетом принятых параметров платформы, технологических модулей шасси и навесных машин методом имитационного моделирования определены усилия на упругих элементах подвески исходя из данных, представленных в таблице 1. Диаграмма изменения жесткости подвески платформы по осям в различных рассмотренных конфигурациях представлена на рисунке 6. Диаграмма изменения коэффициента демпфирования подвески платформы по осям в различных рассмотренных конфигурациях представлена на рисунке 7.

Анализ приведенных на графиках данных показывает, что при агрегатировании платформы с рассматриваемыми сельскохозяйственными машинами значения жесткости передней подвески платформы изменяется в диапазоне 34220...95552 Н/м, а задней подвески – 65552...136883 Н/м. Коэффициент демпфирования передних амортизаторов изменяются в диапазоне – 9043...16673, задних – 11304...18086. Поскольку в конструкции платформы предполагается использование на обеих осях однотипных колесных модулей, то диапазон жесткости для них должен составлять 34220...136883 Н/м, коэффициента демпфирования – 9043...18086.

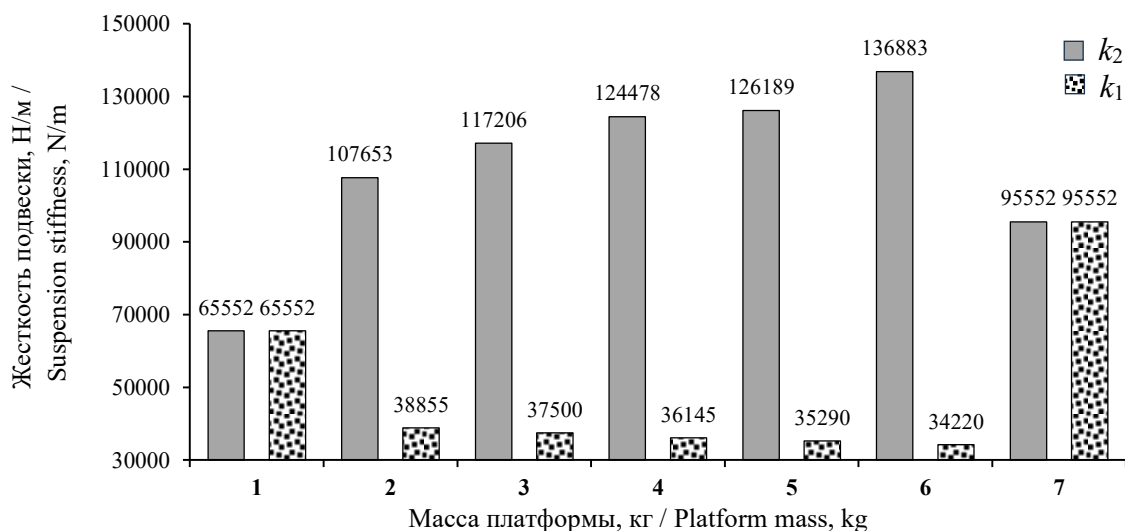


Рис. 6. Диаграмма зависимости жесткости подвески платформы по осям: k_1 – жесткость передних пружин; k_2 – жесткость задних пружин /

Fig. 6. Diagram of the dependence of the platform suspension stiffness on the axles relative: k_1 – stiffness of the front springs; k_2 – stiffness of the rear springs

⁴ГОСТ Р 50597-2017. Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. М.: Стандартинформ, 2017. 31 с.

URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200147085>

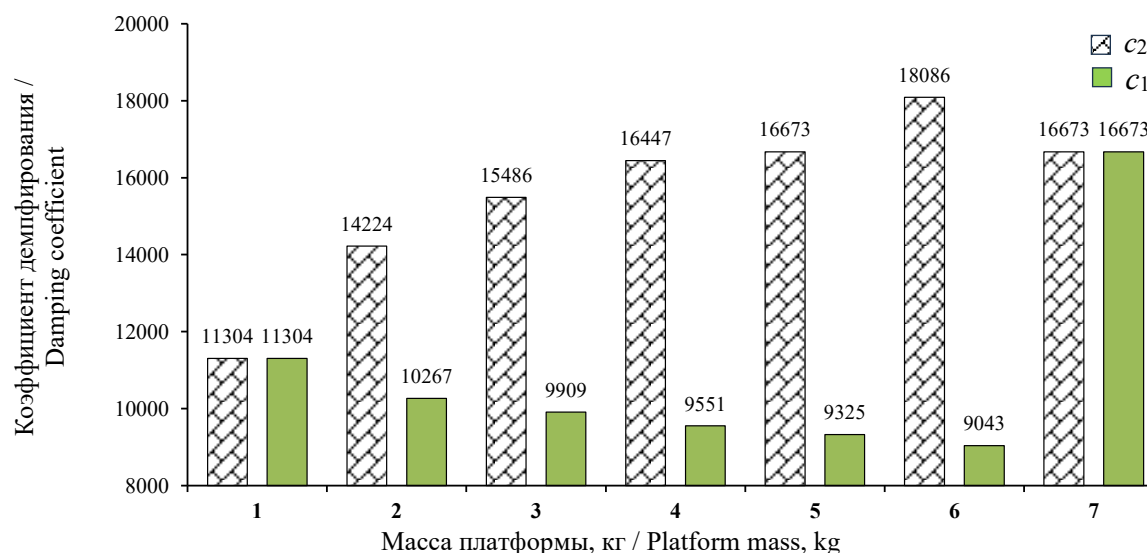


Рис. 7. Диаграмма зависимости коэффициента демпфирования подвески платформы по осям: c_1 – коэффициент демпфирования передних амортизаторов; c_2 – коэффициент демпфирования задних амортизаторов /
Fig. 7. Diagram of the dependence of the damping coefficient of the platform suspension on the axles relative: c_1 – damping coefficient of the front shock absorbers; c_2 – damping coefficient of the rear shock absorbers

С увеличением приходящейся на заднюю навеску массы и плеча приложения силы существенно возрастает нагрузка на заднюю подвеску платформы, что требует соответствующего повышения ее жесткости и коэффициента демпфирования. Увеличение этих параметров необходимо для обеспечения устойчивости платформы и предотвращения избыточных продольных колебаний при движении, возникающих в результате смещения центра масс и изменения динамических нагрузок. Учитывая значительное перераспределение нагрузки между передней и задней осями при агрегатировании с различными навесными машинами, необходимо поддерживать соответствующее планируемой нагрузке давление в пневматических шинах в зависимости от используемого типоразмера шин.

Оптимизация жесткости и демпфирующих характеристик задней и передней подвесок в широком диапазоне возможна за счет применения гидропневматической подвески с много-режимной регулировкой параметров. В частности, использование двух- или многоступенчатых систем изменения жесткости, оснащенных управляемым регулятором потока гидравлической жидкости, позволяет динамически адаптировать работу подвески под изменяющиеся условия эксплуатации⁵. Такая система обеспечивает возможность активного изменения характеристик демпфирования и жесткости

в зависимости от текущих параметров движения, распределения нагрузки и внешних воздействий.

Таким образом, применение адаптивных гидропневматических систем с регулируемой жесткостью и демпфированием обеспечивает комплексное решение задачи стабилизации платформы, снижая уровень продольных колебаний и улучшая характеристики управляемости транспортного средства.

Результаты расчетов частоты колебаний и максимального вертикального ускорения платформы при агрегатировании с различными навесными машинами представлены в таблице 2.

Главное воздействие на плавность хода и комфорт оператора или сохранность хрупкого груза, находящегося на разрабатываемой платформе, оказывают два вида колебаний: поступательное вертикальное (подпрыгивание) и угловое продольное (галомирование). Другими колебаниями при расчетной оценке плавности хода можно пренебречь для упрощения исследования данного явления, что позволит рассматривать колебания платформы, как плоской фигуры, имеющей форму боковой поверхности корпуса платформы в одной вертикальной плоскости. 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.

⁵Шарипов В. М. Указ. соч.

Таблица 2 – Результаты расчета подвески платформы при агрегатировании с различными навесными машинами / Table 2 – Results of calculating the platform suspension when aggregating with various mounted attachments

<i>Наименование навесных машин / Name of the mounted machine</i>	<i>Полная масса платформы, М, кг / Total platform mass, M, kg</i>	<i>Частота колебаний платформы, f, Гц / The oscillation frequency of the circuit board, f, Hz</i>	<i>Максимальное вертикальное ускорение платформы, а_з, м/с² / Maximum vertical acceleration of the platform, a_z, m/s²</i>
Без навесной машины / Without mounted machine	3000	1,17	1,2
КУН-2,5	3250	1,21	1,2
СТ-7	3370	1,17	0,11
ФНС-1,5	3450	1,19	1
КБМ-2,1	3450	1,12	1,33
Plotseed XL	3600	2,04	2,25
Адаптер для уборки селекционных делянок / Adapter for harvesting selection plots	4000	1,88	2

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 [16]. Расчеты показали, что при различных наименованиях навесных сельскохозяйственных машин частоты колебаний платформы составили 1,17...2,04 Гц, что находится в пределах допустимых значений, обозначенных ранее для колесных машин.

С учетом изменяемой компоновки разрабатываемой платформы в зависимости от технологической операции примем допущение, что вибрационная нагруженность на месте оператора равна вибрационной нагруженности в центре масс всей платформы. Результаты имитационного моделирования показали, что вертикальные ускорения не превышают опасных для человека значений при длительном воздействии (например, при 7-часовой рабочей смене) в 2,2 g, и платформа отвечает условиям безопасности и комфорта как для оборудования, так и для оператора.

Заключение. В результате проведенных исследований на основании выбранного компоновочного решения составлены математическая и динамическая модели подвески универсальной платформы и проведено имита-

ционное моделирование ее работы при агрегатировании с различными сельскохозяйственными навесными машинами, при этом нагрузка на каждый технологический модуль шасси варьировала в диапазоне 5886...25715 Н. По результатам имитационного моделирования установлено, что при условии использования однотипных колесных модулей диапазон их жесткости должен составлять 34220...136883 Н/м, а коэффициента демпфирования – 9043...18086.

Для регулирования жесткости подвески колесных модулей предложено использовать двух- или многоступенчатые системы коррекции жесткости, а для изменения коэффициента демпфирования – управляемый регулятор потока гидравлической жидкости, что обеспечивает возможность адаптации характеристик подвески к текущим параметрам движения, распределению нагрузки и внешним воздействиям.

Результаты имитационного моделирования показали, что частоты колебаний платформы при агрегатировании с рассматриваемыми сельскохозяйственными машинами находятся в пределах допустимых значений, а вертикальные ускорения не превышают опасных для человека значений при длительном воздействии, на основании чего можно утверждать, что платформа отвечает условиям безопасности и комфорта как для оборудования, так и для оператора.

Список литературы

1. Сайфетдинов А. Р., Бершицкий Ю. И., Сайфетдинова П. В. Структурно-функциональный анализ и обоснование направлений развития системы селекции и семеноводства в России. Международный сельскохозяйственный журнал. 2024;(1(397)):67–73. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?edn=invwyn> EDN: INVWYN

2. Лобачевский Я. П., Лачуга Ю. Ф., Измайлов 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)):2–5. Режим доступа: <https://elibrary.ru/kigzdf> EDN: KIGZDF
3. Лобачевский Я. П., Дорохов А. С. Цифровые технологии и роботизированные технические средства для сельского хозяйства. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021;(15(4)):6–10. DOI: <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2021-15-4-6-10> EDN: YFRZDV
4. Измайлов А. Ю., Евтюшенков Н. Е., Рожин В. Ф. Разработка математического аппарата для моделирования технологий по транспортированию селекционного урожая. Вестник российской сельскохозяйственной науки. 2015;(6):14–16. Режим доступа: <https://elibrary.ru/UOSUON> EDN: UOSUON
5. Старостин И. А., Дмитриев К. С., Овчаренко А. С., Овчинников Е. В. Концепция универсальной платформы для погрузочно-разгрузочных работ. Экология промышленного производства. 2024;(3(127)):54–60. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=69208745> EDN: SIAEDZ
6. Чаплыгин М. Е., Годжаев З. А., Уютов С. Ю. Обоснование параметров и режимов работы электроприводов базовых рабочих органов селекционного комбайна. Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024;17(1(80)):112–124. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=67314848> EDN: STZEJA
7. Музафаров Э. Р., Филькин Н. М. Математическое обоснование предельного значения касательной силы тяги на ведущих колесах для транспортно-технологических машин. Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2023;23(4):32–40. DOI: <https://doi.org/10.14529/engin230403> EDN: ZXKZHP
8. Аксенов А. Г., Овчаренко А. С., Дмитриев К. С., Кондрахов Д. Д., Волков А. О. Цифровой двойник шасси грузового электротранспортного средства сельскохозяйственного назначения. Известия Нижегородского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2024;(3(75)):309–320. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=68635257> EDN: MHYMVJ
9. Дубровский А. Ф., Алюков А. С., Алюков С. В., Прокопьев К. В. Сравнительный анализ методов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески автомобиля. Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». 2017;(4):5–12. DOI: <https://doi.org/10.14529/engin170401> EDN: ZXNZKN
10. 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)):340–347. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35685686> EDN: YASXVB
11. Кузьмин В. А., Федоткин Р. С., Крючков В. А. Искусственная нейронная сеть для обоснования параметров ходовых систем тракторов. Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017;(4):24–30. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=29898802> EDN: ZEHDZF
12. Вольская Н. С., Чичекин И. В. Корректировка расчетов на плавность хода колесных машин по их динамическим моделям. Известия МГТУ МАМИ. 2013;1(2(16)):241–248. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21283363> EDN: RXTIQV
13. Юхин И. А., Успенский И. А. Математическая модель движения универсального транспортного средства по полю. Научный журнал КубГАУ. 2013;(92):381–387. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=20799886> EDN: RNEGQD
14. Плахов С. А., Пономарев А. И., Сидоров М. В. Применение моделирования для оценки сцепных свойств универсального колёсного движителя. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024;(8):535–540. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=73162468> EDN: PIPFK
15. Дмитриева Т. Д., Котков А. С., Васильев А. А., Сидоров М. В., Пономарев А. И. Исследование взаимодействия колеса с опорным основанием. Инженерный вестник Дона. 2023;(1(97)):214–222. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=50406335> EDN: EBANUR
16. Адылин И. П., Малащенко Ю. А. Вибрации сельскохозяйственной техники. Вестник Брянской ГСХА. 2021;(3(85)):51–55. DOI: <https://doi.org/10.52691/2500-2651-2021-85-3-51-55> EDN: OKFLYG

References

1. Sayfetdinov A. R., Bershitskiy Yu. I., Sayfetdinova P. V. Structural and functional analysis and substantiation of the directions of development of the breeding and seed production system in Russia. *Mezhdunarodnyy sel'skokhozyaystvennyy zhurnal* = International Agricultural Journal. 2024;(1(397)):67–73. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?edn=invwyn>
2. Lobachevskiy Ya. P., Lachuga Yu. F., Izmaylov A. Yu., Shogenov Yu. Kh. Scientific and technical achievements of agricultural engineering organizations in the context of digital transformation of agriculture. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela* = Machinery and Equipment for Rural Area. 2023;(4(310)):2–5. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/kigzdf>
3. Lobachevskiy Ya. P., Dorokhov A. S. Digital technologies and robotic devices in the agriculture. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii* = Agricultural Machinery and Technologies. 2021;15(4):6–10. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2021-15-4-6-10>
4. Izmaylov A. Yu., Evtyushenkov N. E., Rozhin V. F. Elaboration of mathematical device for modeling technologies for transportation of selective yield. *Vestnik Rossiyskoy sel'skokhozyaystvennoy nauki* = Vestnik of the Russian agricultural science. 2015;(6):14–16. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/UOSUON>
5. Starostin I. A., Dmitriev K. S., Ovcharenko A. S., Ovchinnikov E. V. Universal platform concept for lifting operations. *Ekologiya promyshlennogo proizvodstva*. 2024;(3(127)):54–60. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=69208745>

6. Chaplygin M. E., Godzhaev Z. A., Uyutov S. Yu. Engineered estimation of the parameters and operating modes of the electric drives of the threshing working bodies of the selection combine harvester. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* = Vestnik of Voronezh state agrarian university. 2024;17(1(80)):112–124. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=67314848>

7. Muzafarov E. R., Filkin N. M. Mathematical substantiation of the limit value of tangential traction force on driving wheels for transport-technological machines. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya «Mashinostroenie»* = Bulletin of South Ural State University, Series «Mechanical engineering industry». 2023;(4):32–40. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.14529/engin230403>

8. Aksenov A. G., Ovcharenko A. S., Dmitriev K. S., Kondrakhov D. D., Volkov A. O. Tsifrovoy dvoynik shassi gruzovogo elektro-transportnogo sredstva sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: Nauka i vysshee professional'noe obrazovanie* = Proceedings of Nizhnevolzhskiy Agrouniversity Complex: Science and Higher Vocational Education. 2024;(3(75)):309–320. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=68635257>

9. Dubrovskiy A. F., Alyukov A. S., Alyukov S. V., Prokopiev K. V. Comparative analysis of methods of approximation of the working characteristics of elastic element of suspension of the vehicle. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya «Mashinostroenie»* = Bulletin of South Ural State University, Series «Mechanical engineering industry». 2017;(4):5–12. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.14529/engin170401>

10. Kuz'min V. A., Fedotkin R. S., Kryuchkov V. A. Development of the imitation model for estimation of efficiency of vibration protection of the system of seduction of wheeled agricultural tractor of class 4. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2018;(2(27)):340–347. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=35685686>

11. Kuz'min V. A., Fedotkin R. S., Kryuchkov V. A. Artificial neural network applying for justification of tractors undercarriages parameters. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii* = Agricultural Machinery and Technologies. 2017;(4):24–30. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=29898802>

12. Volskaya N. S., Chichekin I. V. Corrections of calculations on ride comfort of wheeled vehicles based on their dynamic models. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2013;1(2(16)):241–248. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21283363>

13. Yukhin I. A., Uspenskiy I. A. Mathematical model of motion of an universal vehicle across the field. *Nauchnyy zhurnal KubGAU* = Scientific Journal of KubSAU. 2013;(92):381–387. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=20799886>

14. Plakhov S. A., Ponomarev A. I., Sidorov M. V. The use of modeling to evaluate the coupling properties of a universal wheel mover. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2024;(8):535–540. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=73162468>

15. Dmitrieva T. D., Kotkov A. S., Vasiliev A. A., Sidorov M. V., Ponomarev A. I. Investigation of the interaction of the wheel with the support base. *Inzhenernyy vestnik Dona* = Engineering Journal of Don. 2023;(1(97)):214–222. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=50406335>

16. Adylin I. P., Malashenko Yu. A. Vibrations of agricultural machinery. *Vestnik Bryanskoy GSKhA* = Vestnik of the Bryansk State Agricultural Academy. 2021;(3(85)):51–55. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.52691/2500-2651-2021-85-3-51-55>

Сведения об авторах

✉ **Старостин Иван Александрович**, кандидат техн. наук, ведущий научный сотрудник, заведующий лабораторией «Прогнозирование развития систем машин и технологий в АПК», ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», д. 5, 1-й Институтский проезд, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8890-1107>, e-mail: starwan@yandex.ru

Овчаренко Александр Сергеевич, младший научный сотрудник, ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», д. 5, 1-й Институтский проезд, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1407-6757>

Дмитриев Кирилл Сергеевич, кандидат техн. наук, старший научный сотрудник, ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», д. 5, 1-й Институтский проезд, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0075-610X>

Information about the authors

✉ **Ivan A. Starostin**, PhD in Engineering, leading researcher, Head of the Laboratory for Forecasting the Development of Machine Systems and Technologies in the Agro-Industrial Complex, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 5, 1st Institutskiy proezd, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8890-1107>, e-mail: starwan@yandex.ru

Alexander S. Ovcharenko, junior researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 5, 1st Institutskiy proezd, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1407-6757>

Kirill S. Dmitriev, PhD in Engineering, senior researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 5, 1st Institutskiy proezd, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0075-610X>

✉ – Для контактов / Corresponding author