

УДК 51:629.3.014.2.032

Научная статья



DOI: 10.32634/0869-8155-2025-400-11-138-143

С.В. Тарасова

Е.М. Асманкин

Ю.А. Ушаков ✉

П.А. Иванов

Е.В. Нейфельд

В.А. Ротова

Оренбургский государственный аграрный университет, Оренбург, Россия

✉ 1u6j1a159@mail.ru

Поступила в редакцию: 29.07.2025

Одобрена после рецензирования: 13.10.2025

Принята к публикации: 28.10.2025

© Тарасова С.В., Асманкин Е.М., Ушаков Ю.А., Иванов П.А., Нейфельд Е.В., Ротова В.А.

Research article



DOI: 10.32634/0869-8155-2025-400-11-138-143

Saria V. Tarasova

Evgeny M. Asmankin

Yuriy A. Ushakov ✉

Pavel A. Ivanov

Elena V. Neifeld

Victoria A. Rotova

Orenburg State Agrarian University, Orenburg, Russia

✉ 1u6j1a159@mail.ru

Received by the editorial office: 29.07.2025

Accepted in revised: 13.10.2025

Accepted for publication: 28.10.2025

© Tarasova S.V., Asmankin E.M., Ushakov Yu.A., Ivanov P.A., Neifeld E.V., Rotova V.A.

Метод расчета частот и форм собственных колебаний 14-массовой крутильно-колебательной системы мобильного энергетического средства с орудием при выполнении технологических операций на склоне

РЕЗЮМЕ

Устойчивость движения колесных тракторов является одним из основных факторов, способствующих уменьшению энергозатрат. Современные разработки, связанные с усовершенствованием конструкции сельскохозяйственных тракторов, решая проблемы повышения их эффективности, сталкиваются с рядом трудностей, обусловленных нестабильными процессами при движении по наклонным опорным поверхностям. Вопрос модернизации конструкции трактора следует рассматривать в параметрическом аспекте на реализацию собственной частоты и формы колебаний, которые влияют на его устойчивость движения в технологическом коридоре. Проведенные расчетно-теоретические исследования механических процессов силовой передачи самоходного шасси класса 1.4 классической компоновки с разработанной укрупненной расчетной схемой трактора «Беларус 952.3» (для 14 элементов распределенной массы) в агрегате с культиватором КРН-5,6 легли в основу создания методики расчета частоты и формы собственных колебаний. Система «Машино-тракторный агрегат (МТА)» имеет довольно большое значение частоты свободных колебаний, которое позволяет рассчитать условия работы конструкции на длительных эксплуатационных режимах при частотах, близких к резонансным. Изменение спектра частоты собственных колебаний системы может служить дополнительному износу деталей, шин и т. п. При исследовании разрабатываемой системы «МТА» был принят за основу метод, описанный профессором В.А. Лашко, а также применен матричный метод. Матричные формы записи уравнений движения крутильно-колебательной системы «МТА» со многими степенями свободы удобны для расчетов по определению амплитудно-частотных характеристик. Для расчета крутильно-колебательной системы силовой передачи самоходного шасси, агрегатированного с культиватором, разработана динамическая модель, представляющая вариационные возможности анализа сочетания исследуемых факторов и параметров.

Ключевые слова: самоходное шасси, культиватор, технологический коридор, устойчивость трактора, движение по наклонной поверхности, динамическая модель, матричный метод

Для цитирования: Тарасова С.В., Асманкин Е.М., Ушаков Ю.А., Иванов П.А., Нейфельд Е.В., Ротова В.А. Метод расчета частот и форм собственных колебаний 14-массовой крутильно-колебательной системы мобильного энергетического средства с орудием при выполнении технологических операций на склоне. *Agrarian science*. 2025; 400(11): 138–143. <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2025-400-11-138-143>

A method for calculating the frequencies and forms of natural vibrations of a 14-mass torsion-oscillating system of a mobile power tool with a tool when performing technological operations on a slope

ABSTRACT

The stability of movement of wheeled tractors is one of the main factors contributing to the reduction of energy costs. Modern developments related to the improvement of the design of agricultural tractors, solving the problems of increasing their efficiency face a number of difficulties caused by unstable processes when moving on inclined support surfaces. The issue of modernizing the tractor design should be considered in the parametric aspect of the implementation of its own frequency and shape of oscillations that affect its stability of movement in the technological corridor. A complex task to improve the manufacturability of the tractor must necessarily take into account the fact that new elements change the entire system. Therefore, at the stage of developing a new or modernizing a serial mobile machine, reliability is necessary when determining the dynamic characteristics. The conducted calculation and theoretical studies of the mechanical processes of the power transmission of a self-propelled chassis of class 1.4 of the classic layout with the developed enlarged calculation scheme of the "Belarus 992" tractor (for fourteen elements of distributed mass) in an aggregate with a KRN-5.6 cultivator. Formed the basis for the creation of a method for calculating the frequency and shape of natural oscillations. The "Machine-tractor unit (MTU)" system has a fairly high value of the frequency of free oscillations, which allows calculating the operating conditions of the structure in long-term operating modes at frequencies close to resonance. A change in the spectrum of the frequency of natural oscillations of the system can serve as an additional wear of parts, tires, etc. When studying the developed "MTU" system, the method described by Professor V.A. Lashko was taken as a basis, and the matrix method was also used. Matrix forms of recording the equations of motion of the torsional-oscillatory system of the "MTU" with many degrees of freedom are convenient for calculations to determine the amplitude-frequency characteristics. To calculate the torsional-oscillatory system of the power transmission of a self-propelled chassis aggregated with a cultivator, a dynamic model was developed representing the variational possibilities of analyzing the combination of the factors and parameters under study.

Key words: self-propelled chassis, cultivator, technological corridor, tractor stability, movement on an inclined surface, dynamic model, matrix method

For citation: Tarasova S.V., Asmankin E.M., Ushakov Yu.A., Ivanov P.A., Neifeld E.V., Rotova V.A. A method for calculating the frequencies and forms of natural vibrations of a 14-mass torsion-oscillating system of a mobile power tool with a tool when performing technological operations on a slope. *Agrarian science*. 2025; 400(11): 138–143 (in Russian). <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2025-400-11-138-143>

Введение/Introduction

Устойчивое движение мобильных энергетических средств в условиях склонного земледелия играет значительную роль в повышении его функциональных и эксплуатационных характеристик, которые являются основными факторами, способствующими уменьшению энергозатрат. В свою очередь, энергозатраты напрямую зависят от уровня модернизации конструкции сельскохозяйственных тракторов, работающих в нестабильных агроландшафтных условиях. Надо отметить, что улучшение требуемых свойств и эргономических показателей машинно-тракторного агрегата (МТА) характеризуются качеством работы силовой передачи, а также взаимодействием связанных с ней систем [1–5].

Решение проблемы эксплуатации МТА в склонном земледелии, связанной с нарушением им агротехнологических требований при выполнении сельскохозяйственных работ вследствие смещения колесного движителя от траектории движения, возможно за счет оптимизации таких параметров, как собственная частота и форма колебаний. Изучением динамических параметров для технологических систем, а также их элементов занимаются многие ученые. Например, Р.В. Гучинский в своих работах решает вопрос модернизации элементов кузова вагона за счет подбора оптимальных значений жесткости и частот собственных колебаний [6].

С.М. Белинис использовал уравнение Лагранжа второго рода для расчета собственных колебаний при эксплуатации ротора [7]. В работах И.Ф. Кожевникова представлен метод с применением двумерных нестационарных уравнений Навье — Стокса для расчета колебаний цилиндров при их взаимодействии [8, 9]. Большой вклад в исследования собственных частот и форм колебаний вращающейся нагруженной шины внес В. Kim [10].

Цель исследования — изучение влияния собственных частот демпфирования шин на устойчивость движения машинно-тракторного агрегата во время проведения технологических операций на склоне.

Задачи исследования: 1) Разработать метод расчета механических процессов силовой передачи самоходного шасси класса 1.4 трактора «Беларус 952.3» (для 14 элементов распределенной массы) в агрегате с культиватором КРН-5,6. 2) Провести анализ влияния собственных частот и колебаний масс МТА на траекториальную стабилизацию движения посредством расчета коэффициента устойчивости.

Materials and methods /

Материалы и методы исследования

Решая комплексную задачу по улучшению эффективности работы трактора во время

проведения (весенне-полевые работы 2025 г.) агротехнологических операций в ООО «Южный» Акбулакского района Оренбургской области, было принято во внимание то, что новые элементы изменяют всю систему «МТА». Следовательно, на этапе разработки новой или модернизации старой мобильной машины необходимо определить динамические характеристики. Теоретические исследования выполнялись с использованием основных положений законов механики, математики и статистики, базировались на методах теории устойчивости движения машин.

Для проведения математических расчетов вибрационных воздействий силовой передачи машинно-тракторного агрегата была разработана 14-массовая укрупненная расчетная схема для трактора «Беларус 952.3» производителя Минского тракторного завода в агрегате с культиватором КРН-5,6, что позволило создать метод расчета частоты и формы собственных колебаний для МТА.

Трактор в агрегате с навесным орудием в условиях склонного земледелия имеет большое количество свободных колебаний. Изменение спектра частоты собственных колебаний МТА может служить дополнительному износу деталей, шин, скольжению по грунту, отклонению от траектории. При исследовании частотных колебаний трактора «Беларус 952.3» с культиватором КРН-5,6 принят за основу метод, описанный профессором В.А. Лашко¹, а также применен матричный метод [11–14], которые позволили создать динамическую модель из 14 масс (рис. 1), удобную для определения амплитудно-частотных характеристик.

Каждая масса с моментами инерции J в крутильно-колеблющейся системе соединяется связями жесткости C . Допускается отсутствие трения, а колебания имеют небольшие значения.

На основании метода построения собственных и вынужденных колебаний с использованием матриц распределения масс, жесткости и демпфирования² была разработана и адаптирована для системы «трактор — навесное орудие» расчетная процедура, направленная на определение характеристик колебаний машинно-тракторного агрегата. В расчетах были использованы значения моментов инерции и коэффициентов жесткости элементов крутильно-колеблющейся системы согласно данным научных работ авторов (С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев), пользуясь соотношением² [1].

$$[A] \left\{ \frac{d\ddot{\varphi}}{dt} \right\} + [B] \left\{ \frac{d\dot{\varphi}}{dt} \right\} + [C] \{\varphi\} = \{F\}, \quad (1)$$

где: A — матрица моментов инерции; B — матрица демпфирования; C — матрица крутильной жесткости; F — вектор внешних сил; φ — вектор реакций угловых перемещений; и $\ddot{\varphi}$ — обобщенные

¹ Лашко В.А., Лейбович М.В. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: учебное пособие. Хабаровск. 2003; 211.

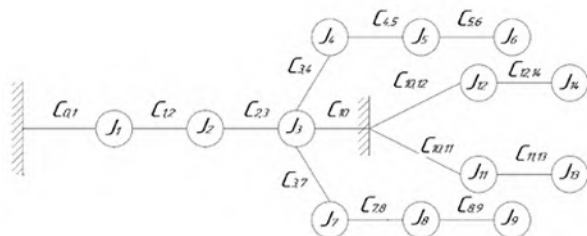
<https://elibrary.ru/qmifzn>

² Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник. Минск: Новое знание. 2013; 584.

Рис. 1. Динамическая схема крутильно-колеблющейся системы «МТА»

Fig. 1. Dynamic diagram of the torsional-oscillating system «MTA»

На рисунке 1 указаны следующие обозначения: J_1 — момент инерции двигателя; J_2 — момент инерции коробки передач (КПП); J_3 — момент инерции главной передачи и дифференциала; J_4, J_7 — моменты инерции бортовых редукторов и дисков колес трактора; J_5, J_8 — моменты инерции шин колес трактора; J_6, J_9, J_{13}, J_{14} — моменты инерции поступательных масс (ПМ); J_{11}, J_{12} — моменты инерции дисков транспортных колес культиватора; J_{12}, J_{13} — моменты инерции шин колес культиватора; $C_{0,1}$ — жесткость участка между двигателями КПП; $C_{2,3}$ — жесткость участка между КПП и главной передачей с дифференциалом; $C_{3,4}$ и $C_{3,7}$ — жесткости участков между главной передачей с дифференциалом и бортовыми редукторами с дисками (правым и левым соответственно); $C_{4,5}$ и $C_{7,8}$ — жесткости участков между бортовыми редукторами с дисками и шинами колес трактора (правым и левым соответственно); $C_{5,6}$ и $C_{8,9}$ — жесткости участков между шинами колес трактора и ПМ; C_{10} — жесткость участка между навесками трактора и культиватора; $C_{10,12}$ и $C_{10,11}$ — жесткости участков между бортовыми редукторами с дисками и шинами транспортных колес культиватора; $C_{12,14}$ и $C_{11,13}$ — жесткости участков между шинами транспортных колес культиватора и ПМ.



координаты и обобщенные ускорения крутильной системы с n степенями свободы соответственно [1, 8].

Для расчета собственных колебаний матрица демпфирования не нужна [1]. Тогда уравнение (1) выглядит следующим образом:

$$[A] \left\{ \frac{d\ddot{\varphi}}{dt} \right\} + [C] \{\varphi\} = \{F\}, \quad (2)$$

Система дифференциальных уравнений для определения собственных частот 14-массовой системы имеет вид:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{1,2} (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{2,3} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_{14} \ddot{\varphi}_{14} - C_{12,13} (\varphi_{12} - \varphi_{13}) + C_{13,14} (\varphi_{13} - \varphi_{14}) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Согласно принципу Даламбера $\varphi = a \sin(\omega t + a)$, упругие элементы системы уравниваются величиной $J_i \ddot{\varphi}_i$ и, учитывая зависимость (3), можно рассмотреть систему в матричной форме с фазой колебания "а" и коэффициентом распределения $\mu_i = a_i/a_1, i \in [1, n]$, в виде [8]:

$$([C] - \omega^2[A])\mu = 0 \quad (4)$$

В соответствии с расчетной методикой данная система уравнений рассматривается со значением равным 0, что, как следствие,

приводит к нулевому значению ее определителя $d_{14} = \det([C] - \omega^2[A])\mu = 0$. Таким образом, в результате дальнейших алгебраических преобразований матрица может быть представлена в следующем виде:

$$d_{14} = \begin{vmatrix} C_{1,2} \cdot \omega^2 \cdot J_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 - \omega^2 \cdot J_2 & -C_2 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & -C_{13} & C_{13} - \omega^2 \cdot J_{14} \end{vmatrix} = 0, \quad (5)$$

Надо отметить, что определитель d_{14} и минор M_m выглядят идентично. В соответствии со структурой определителя получается рекуррентная формула:

$$d_{14} = \sum_{i=14}^0 (-1)^i \cdot I_i \cdot \omega^{2i} = 0. \quad (6)$$

где I_i — коэффициенты разложения определителя, соответствующие i -й степени квадрата круговой частоты ω^2 .

Для расчета определителя матрицы, которая равна сумме произведений миноров, использовали формулу Лапласа:

$$I_k = \sum_{n=1}^m A_{n,k} \cdot C_{n,n-k}^/, k = n-1, n-2, \dots, 1 \quad (7)$$

где $m = k/n$ — число сочетаний из n по k .

Коэффициент I_0 считается как детерминант матрицы $[C]$, то есть $I_0 = \det(C)$.

Для примера: коэффициент I_{14-2} будет выглядеть:

$$I_{14-2} = \sum_{n=1}^m A_{14,12} \cdot C_{14,2}^/, \quad (8)$$

где $m = \frac{k-2}{n} = \frac{14-2}{14}$ — число сочетаний из $n = 14$ по $k = 14-2$.

Метод Крамера позволил определить с помощью круговых частот ω_i^2 коэффициенты распределения μ_i по матрице (5) [1]:

$$\mu_i = \frac{s}{M_m}. \quad (9)$$

Фактически коэффициенты распределения круговых частот, являясь теоретическим показателем, в практическом плане могут рассматриваться как установочный критерий при монтаже агрегатной системы с учетом конструктивных и режимных параметров, что является предпосылкой к созданию экспериментальных способов валидации на основе заданных пределов технологической погрешности (в данном случае пределов увода от технологической траектории на величину не более 0,3 м).

Получив матрицы коэффициентов распределения для каждого корня ω , из системы (3) можно

вывести уравнения для обобщенной координаты q_i i -й степени свободы системы:

$$q_i = \sum_{i=1}^{n=13} a_i \sin(\omega_i t + e_i), \quad (10)$$

где: a_i — амплитуда колебаний i -й массы; e_i — фазовый угол; ω_i — частота собственных колебаний системы.

Уравнение для φ для 14-массовой системы примет вид [1]:

$$\varphi_i = \sum_{i=1}^{13} a_i \cdot e^{-\gamma \cdot t} \cdot \cos((\sqrt{\omega_i^2 - \gamma_i}) \cdot t), \quad (11)$$

где: γ — конструкционный угол между направляющими движения основного вала и i -вала [8]; e — основание натурального логарифма.

Определитель для 14-массовой системы имеет вид [1]:

$$d_n = J_{14} \cdot (\omega^2)^{14} - J_{13} \cdot (\omega^2)^{13} + J_{12} \cdot (\omega^2)^{12} - J_{11} \cdot (\omega^2)^{11} + J_{10} \cdot (\omega^2)^{10} - J_9 \cdot (\omega^2)^9 + J_8 \cdot (\omega^2)^8 - J_7 \cdot (\omega^2)^7 + J_6 \cdot (\omega^2)^6 - J_5 \cdot (\omega^2)^5 + J_4 \cdot (\omega^2)^4 - J_3 \cdot (\omega^2)^3 + J_2 \cdot (\omega^2)^2 - J_1 \cdot \omega^2 + J_0. \quad (12)$$

Коэффициенты уравнения (7) рассчитываются как [1]:

$$I_{14} = |A| = I_1 \cdot I_2 \cdot I_3 \cdot I_4 \cdot I_5 \cdot I_6 \cdot I_7 \cdot I_8 \cdot I_9 \cdot I_{10} \cdot I_{11} \cdot I_{12} \cdot I_{13}. \quad (13)$$

Общий вид для остальных коэффициентов можно записать в следующем виде:

$$J_i = \sum_{i=1}^{14} A_{14,i} \cdot C'_{i,14-i}, \quad (14)$$

$$J_0 = |C|. \quad (15)$$

Результаты и обсуждение / Results and discussion

Исходя из проведенных математических преобразований, разработан метод расчета механических процессов силовой передачи к движителю трактора класса 1.4 «Беларус 952.3» (для 14 элементов распределенной массы) в агрегате с культиватором КРН-5,6, интегрирующий сущность методического подхода к построению спектра частот собственных и вынужденных колебаний, а также оценки влияния их на проявление форм этих колебаний с использованием матриц распределения масс, жесткости и коэффициента демпфирования.

Создание теоретических предпосылок влияния собственных частот и колебаний масс МТА на траекториальную стабилизацию движения требует расчета коэффициента устойчивости. При такой постановке вопроса траекторию движения трактора можно рассматривать как кривую, близкую по виду к синусоиде, что позволило бы определить критические значения отклонений, в том числе и от вибрационного воздействия, на установленном участке пути. Анализ процесса отклонения от траектории движения трактора в междурядьях

определяется значениями коэффициента устойчивости движения [4]:

$$K_{yD} = 1 - \sqrt{\frac{B_{CB} - v_T \cdot t_B \cdot \sin \frac{v_T \cdot t_B}{R_{пов}}}{v_T \cdot (t_0 + t_B \cdot \sin \frac{v_T \cdot t_B}{R_{пов}}) - B_{CB}}}, \quad (16)$$

где: $R_{пов}$ — радиус поворота, м; v_T — скорость движения трактора, м/с; B_{CB} — ширина свободной зоны в междурядьях, м; t_0 , t_B — время отклонения и выравнивания траектории трактора на участке длиной S , с.

Однако следует принимать во внимание, что устойчивость движения МТА в заданном направлении находится в прямой зависимости от момента увода вверх (момент заброса $M_{забр.}^{MTA}$), который противоположен моменту сопротивления M_f^{MTA} :

$$M_f^{MTA} = M_{забр.}^{MTA} = G \cdot \sin \alpha \cdot a + (1 - \lambda_{з.к}) \cdot Y'_{з.к} \cdot \frac{B_{тр}}{2} + (1 - \lambda_{п.к}) \cdot Y'_{п.к} \cdot \frac{B_{тр}}{2} + (1 + \lambda_{ор}) \cdot Y'_{ор} \cdot \left(\frac{B_{ор} + B_{тр}}{4} \right) - (\lambda_{ор} - 1) \cdot Y'_{ор} \cdot \left(\frac{B_{ор} - B_{тр}}{24} \right) + P_{кр} \cdot a, \quad (17)$$

где λ — коэффициенты перераспределения веса по колесам трактора и навесного орудия определяются зависимостями

$$\lambda_{з.к} = \frac{Y''_{з.к}}{Y'_{з.к}}, \lambda_{п.к} = \frac{Y''_{п.к}}{Y'_{п.к}}, \lambda_{ор} = \frac{Y''_{ор}}{Y'_{ор}}.$$

При расчетах определения координат центра заброса МТА были приняты следующие допущения, которые не приводят к значительным погрешностям: сопротивлением воздуха пренебрегаем вследствие малости рабочих скоростей МТА во время выполнения технологических операций; углы увода колес орудия и задних колес трактора одинаковы и равны некоторому среднему углу увода эквивалентного колеса.

С целью учесть в модели экстремальный режим работы МТА рассматривали координаты точек пересечения осей эквивалентных колес с плоскостью симметрии «МЭС» и поперечное отклонение центра масс, свидетельствующих о возмущении курсового движения машинно-тракторного агрегата.

Расчет проводили для трактора «Беларус 952.3» в агрегате с культиватором КРН-5,6 при следующих параметрах: скорость МТА 8 км/ч (2,2 м/с), участок длиной 50 м, время отклонения и выравнивания траектории 22 с, ширина свободной зоны 0,3 м.

Анализ массива значений коэффициента устойчивости движения МТА показал, что значения имеют положительный знак и стремятся к 1. Это говорит о том, что машинно-тракторный агрегат в условиях склонового земледелия находится в пределах технологического коридора, не выходит за пределы защитной зоны при условии, что для трактора «Беларус 952.3», укомплектованного шинами на передних колесах 360/70R24 и задних

Таблица 1. Расчет коэффициента устойчивости движения МТА на склоне

Table 1. Calculation of the coefficient of stability of the MT movement on the slope

Параметры	Углы склона, °			
	5	10	15	20
Радиус увода МТА, $R_{ув}$, км	1,895	1,010	0,652	0,4106
Коэффициент устойчивости	0,9442	0,9395	0,9290	0,9259

колесах 18.4R34 Ф-11, установлено давление воздуха на передних колесах МПа, на задних колесах МПа на склоне, на склоне — на передних колесах МПа, на задних колесах МПа; на склоне внутришинное давление в передних колесах МПа, в задних колесах МПа.

Выводы/Conclusions

На основании разработанного метода расчета частот и форм собственных колебаний 14-массовой крутильно-колебательной системы машинно-тракторного агрегата был исследован механический процесс силовой передачи

к движителю тракторов класса 1.4 и установлен спектр частот собственных и вынужденных колебаний, влияющих на проявление их форм с распределением масс, жесткости и коэффициента демпфирования. Для моделей тракторов указанного класса в агрегате с навесным орудием в заданных технологических интервалах (угол увода шин — [1; 15°], угол склона — [5; 20°], давление в шинах — [0,08; 0,2 МПа], коэффициент сцепления с почвой — [0,4; 0,9], масса машины — [1000; 4000 кг], мощность двигателя — [24; 95 л. с.]) коэффициент устойчивости движения составил 0,9442, 0,9395, 0,9290, 0,9259, соответственно, для склонов в 5°, 10°, 15°, 20°. В аспекте оценки процесса стабилизации траекториального движения машинно-тракторного агрегата на склоне это говорит о возможности повышения эффективности их эксплуатации на базе 14-массовых крутильно-колебательных систем во время выполнения технологических операций в реальных производственных условиях для коридора движения с погрешностью отклонения в пределах 10%.

Все авторы несут ответственность за работу и представленные данные. Все авторы внесли равный вклад в работу. Авторы в равной степени принимали участие в написании рукописи и несут равную ответственность за плагиат. Авторы объявили об отсутствии конфликта интересов.

All authors bear responsibility for the work and presented data. All authors made an equal contribution to the work. The authors were equally involved in writing the manuscript and bear the equal responsibility for plagiarism. The authors declare no conflict of interest.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Исследования, выполнены в рамках программы научных исследований по теме «Разработка высокоэффективных зональных машинных технологий и оборудования нового поколения для производства конкурентоспособной сельскохозяйственной продукции растениеводства» в соответствии с приказом Минсельхоза РФ от 25.06.2007 № 342 «О концепции развития аграрной науки и научного обеспечения АПК России до 2025 года» и с темой научных исследований ФГБОУ ВО «Оренбургский ГАУ» № 01201465495 «Методы и технологическая реализация экспериментальных исследований сельскохозяйственной техники».

FUNDING

The research was carried out as part of the research program on the topic "Development of highly efficient zonal machine technologies and new generation equipment for the production of competitive agricultural crop production" in accordance with the Order of the Ministry of Agriculture of the Russian Federation dated 06/25/2007 No. 342 "On the concept of agricultural development science and scientific support of the Russian agro-industrial complex until 2025" and with the topic of scientific research of the Orenburg State Agrarian University No. 01201465495 "Methods and technological implementation of experimental research on agricultural machinery".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сенькевич С.Е., Годжаев З.А., Ильченко Е.Н., Алексеев И.С. Определение частот и форм собственных крутильных колебаний многомассовой системы самоходного шасси тягового класса 0,6. *Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование*. 2024; (4): 387–419. <https://www.elibrary.ru/ifymfr>
2. Фасхутдинов М.Х., Зиганшин Б.Г., Галиев И.Г., Мухаметшин А.А. Динамика маневренности трактора с полугусеничным движителем в составе машинно-тракторного агрегата. *Вестник НГИЭИ*. 2020; (10): 43–52. <https://www.elibrary.ru/koonrh>
3. Tarasova S., Asmankin E., Ushakov Yu., Ivanov P., Neifeld E., Rotova V. Methodological foundations of directional stability of a machine-tractor unit in sloping agriculture. *BIO Web of Conferences*. 2024; 130: 02005. <https://doi.org/10.1051/bioconf/202413002005>
4. Тарасова С.В. Обоснование способа курсовой стабилизации колесного трактора при выполнении сельскохозяйственных операций на наклонной опорной поверхности. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Оренбург. 2015; 158. <https://www.elibrary.ru/dmgexy>
5. Казаков Ю.Ф., Медведев В.И., Павлов В.С., Пыркин А.В. Пути снижения детерминизма скоростей в почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатах. *Аграрная наука*. 2022; (6): 104–111. <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2022-360-6-104-111>
6. Гучинский Р.В. Оптимизация конструкции кузова вагона электропоезда по значению частоты собственных колебаний. *Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта*. 2021; 80(3): 152–159. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-3-152-159>

REFERENCES

1. Senkevich S.E., Gojaev Z.A., Ilchenko E.N., Alekseev I.S. Determination of frequencies and shapes of natural torsional oscillations of a multimass system of a self-propelled chassis of traction class 0.6. *Proceedings of Nizhnevolskiy agrouniversity complex: science and higher vocational education*. 2024; (4): 387–419 (in Russian). <https://www.elibrary.ru/ifymfr>
2. Faskhutdinov M.H., Ziganshin B.G., Galiev I.G., Muhametshin A.A. Dynamics of maneuverability of the tractor with a half-tracked stroke in the composition of machine-tractor unit. *Bulletin NGIEI*. 2020; (10): 43–52 (in Russian). <https://www.elibrary.ru/koonrh>
3. Tarasova S., Asmankin E., Ushakov Yu., Ivanov P., Neifeld E., Rotova V. Methodological foundations of directional stability of a machine-tractor unit in sloping agriculture. *BIO Web of Conferences*. 2024; 130: 02005. <https://doi.org/10.1051/bioconf/202413002005>
4. Tarasova S.V. Substantiation of the method of course stabilization of a wheeled tractor when performing agricultural operations on an inclined support surface. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. Orenburg. 2015; 158 (in Russian). <https://www.elibrary.ru/dmgexy>
5. Kazakov Yu.F., Medvedev V.I., Pavlov V.S., Pyrkin A.V. Ways to reduce the determinism of speeds in tillage machine-tractor units. *Agrarian science*. 2022; (6): 104–111 (in Russian). <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2022-360-6-104-111>
6. Guchinsky R.V. Optimization of an EMU train carbody by the value of the natural bending frequency. *Russian Railway Science Journal*. 2021; 80(3): 152–159 (in Russian). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-3-152-159>

7. Белинис С.М. Определение собственных частот колебаний ротора. *Вестник Димитровградского инженерно-технологического института*. 2017; (1): 88–92.
<https://elibrary.ru/ysroqf>
8. Кожевников И.Ф. Собственные частоты и собственные формы колебаний нагруженной вращающейся шины. *Труды Московского физико-технического института (национального исследовательского университета)*. 2017; 9(3): 29–35.
<https://elibrary.ru/nueskj>
9. Кожевников И.Ф. Вынужденные колебания нагруженной вращающейся шины. *XIV Всероссийское совещание по проблемам управления. Сборник научных трудов*. М.: ИПУ РАН. 2024; 686–690.
<https://elibrary.ru/gzuoie>
10. Kim B.S., Chi C.H., Lee T.K. A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire. *Applied Acoustics*. 2007; 68(5): 538–556.
<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.07.009>
11. Miroshnichenko I., Parinov I. Determination of the Stress-Strain State in Plane-Layered Constructions Made of Transverse-Isotropic Materials with Various Options for the Location of the Axis of Material Symmetry of the Materials of Layers. Parinov I.A., Chang S.-H., Soloviev A.N. (eds.). *Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications. Proceedings of the International Conference PHENMA 2021-2022*. Cham: Springer. 2023; 380–390.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-21572-8_31
12. Арефин Ю.В., Ларин А.Н., Субочев А.И. Моделирование собственных колебаний шины на основе плоской профильной модели. *Наукові нотатки*. 2010; 28: 28–31.
<https://elibrary.ru/pykrnx>
13. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Математическое моделирование функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата. *Тракторы и сельхозмашины*. 2018; 85(4): 55–62.
<https://doi.org/10.17816/0321-4443-66405>
14. Bulgakov V., Ivanovs S., Nadykto V., Kuvachov V., Masalabov V. Research on the turning ability of a two-machine aggregate. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2018; 54(1): 139–146.
<https://elibrary.ru/yblkep>

ОБ АВТОРАХ

Сария Вaleyевна Тарасова
кандидат технических наук, доцент
saria20@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0001-8347-2534>

Евгений Михайлович Асманкин
доктор технических наук, профессор
aem500@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0001-7168-0099>

Юрий Андреевич Ушаков
доктор технических наук, профессор
1u6j1a159@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-7383-5442>

Павел Александрович Иванов
кандидат сельскохозяйственных наук, доцент
stprepodivanoff@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-4505-7428>

Елена Викторовна Нейфельд
кандидат педагогических наук, доцент кафедры физики и математики
ebneif1978@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0000-8590-2852>

Виктория Анзорьевна Ротова
кандидат технических наук, доцент
rotova_va@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-7862-7829>

Оренбургский государственный аграрный университет,
ул. Челюскинцев, 18, Оренбург, 460014, Россия

7. Belinis S.M. Determination of natural frequencies of oscillation of the rotor. *Bulletin of the Dimitrovgrad Engineering and Technology Institute*. 2017; (1): 88–92 (in Russian).
<https://elibrary.ru/ysroqf>
8. Kozhevnikov I.F. Natural frequencies and natural forms of vibrations of a loaded rotating tire. *Proceedings of Moscow Institute of Physics and Technology (National Research University)*. 2017; 9(3): 29–35 (in Russian).
<https://elibrary.ru/nueskj>
9. Kozhevnikov I.F. Forced vibrations of a loaded rotating tire. *XIV All-Russian Conference on Management Problems. Collection of Scientific papers*. Moscow: V.A. Trapeznikov Institute of Control Sciences of the Russian Academy of sciences. 2024; 686–690 (in Russian).
<https://elibrary.ru/gzuoie>
10. Kim B.S., Chi C.H., Lee T.K. A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire. *Applied Acoustics*. 2007; 68(5): 538–556.
<https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.07.009>
11. Miroshnichenko I., Parinov I. Determination of the Stress-Strain State in Plane-Layered Constructions Made of Transverse-Isotropic Materials with Various Options for the Location of the Axis of Material Symmetry of the Materials of Layers. Parinov I.A., Chang S.-H., Soloviev A.N. (eds.). *Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications. Proceedings of the International Conference PHENMA 2021-2022*. Cham: Springer. 2023; 380–390.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-21572-8_31
12. Arefin Yu.V., Larin A.N., Subochev A.I. Modeling of natural tire vibrations based on a flat profile model. *Naukovi notatki*. 2010; 28: 28–31 (in Russian).
<https://elibrary.ru/pykrnx>
13. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Mathematical modeling of functioning of a tillage machine-tractor unit. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2018; 85(4): 55–62 (in Russian).
<https://doi.org/10.17816/0321-4443-66405>
14. Bulgakov V., Ivanovs S., Nadykto V., Kuvachov V., Masalabov V. Research on the turning ability of a two-machine aggregate. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2018; 54(1): 139–146.
<https://elibrary.ru/yblkep>

ABOUT THE AUTHORS

Saria Valeyevna Tarasova
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
saria20@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0001-8347-2534>

Evgeny Mikhailovich Asmankin
Doctor of Technical Sciences, Professor
aem500@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0001-7168-0099>

Yuriy Andreevich Ushakov
Doctor of Technical Sciences, Professor
1u6j1a159@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-7383-5442>

Pavel Alexandrovich Ivanov
Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor
stprepodivanoff@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-4505-7428>

Elena Victorovna Neifeld
Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor of the Department of Physics and Mathematics
ebneif1978@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0000-8590-2852>

Victoria Anzoryevna Rotova
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor
rotova_va@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-7862-7829>

Orenburg State Agrarian University,
18 Chelyuskintsev Str., Orenburg, 460014, Russia