

Переходные характеристики колёсной машины с виброзащитным сиденьем

М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Ударные и вибрационные нагрузки со стороны микрорельефа опорной поверхности, отрицательно влияют как на здоровье операторов наземных транспортно-технологических машин, так и на качество выполняемых работ из-за ухудшения реакций и внимательности. Эффективным средством смягчения динамических воздействий на операторов являются виброзащитные системы сидений. Разработка виброзащитных систем сидений операторов является актуальной задачей.

Цель – разработка математической модели машины с виброзащитной системой сиденья, учитывающую заданную силовую характеристику и коэффициенты демпфирования, которая позволит изучить реакцию системы на типовое воздействие при наезде колёсами шасси на ступень. Модель должна определять переходные характеристики колёсной машины с виброзащитным сиденьем, обладать высокой скоростью расчёта динамического процесса, что позволит оптимизировать большее количество параметров одновременно.

Методы. Для разработки модели, рассматривается плоская расчётная схема наезда колёсами переднего моста на ступень заданной высоты. Машина наезжает на ступень только передним мостом, высота ступени мала относительно колёсной базы. Вертикальные колебания центра масс аппроксимированы линеаризованной моделью колебаний массы с поступательной степенью свободы. Для моделирования вертикального движения основания сиденья используется дифференциальное уравнение движения массы шасси. Приняты допущения о жёсткой закреплённости кабины оператора на шасси и малости массы сиденья с оператором относительно массы шасси. Расчётная схема для моделирования вертикальных колебаний массы сиденья с оператором относительно шасси, аналогична схеме колебаний для шасси относительно грунта. Две схемы используются одновременно в имитационной модели. Моделирование вертикальных колебаний шасси и сиденья при наезде колёсами шасси на ступень осуществляется с помощью имитационной математической модели в Российской среде моделирования SimInTech.

Результаты. В качестве примера использования имитационной модели, приведены результаты моделирования переходного процесса наезда колёсами переднего моста на ступень высотой 0,1 м на скорости 1 м/с. Результаты представлены в виде временных зависимостей вертикальных координат опорной поверхности, базового шасси, деформации виброзащитного механизма сиденья и соответствующих им временных зависимостей абсолютных скорости и ускорения сиденья с оператором. Определено максимальное значение абсолютного ускорения сиденья с оператором.

Заключение. Разработанная с использованием российского программного продукта SimInTech имитационная модель наезда на ступень учитывает упруго-вязкие свойства шин, геометрию взаимодействия колеса и ступени, и нелинейность силовой характеристики виброзащитной системы. Модель позволяет быстро моделировать переходный процесс, что открывает возможность анализа множества вариантов и оптимизации параметров.

Ключевые слова: виброзащита; колёсное шасси; сиденье; ступень; модель.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е. Переходные характеристики колёсной машины с виброзащитным сиденьем // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 4. С. x-y. DOI: 10.17816/0321-4443-636524 EDN: LUIPNY

Transient Characteristics of a Wheeled Machine with a Vibration-Protective Seat

Mikhail S. Korytov, Vitaly S. Shcherbakov, Irina E. Kashapova

The Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Shock and vibration loads caused by the microrelief of the supporting surface negatively affect both the health of operators of ground transportation and technological machines and the quality of work performed due to the deterioration of reactions and attentiveness. Vibration-protective seat systems are an effective means of mitigating dynamic effects on operators. Development of vibration-protective systems of operators' seats is a relevant task.

AIM: Development of a mathematical model of a machine with a vibration-protective seat system, taking into account a given input force data and damping coefficients, which will make it possible to study the response of the system to a typical impact when the chassis wheels ride on a step. The model should determine the transient characteristics of a wheeled vehicle with a vibration-protective seat, have a high speed of calculation of the dynamic process, which will ensure simultaneous optimization of more parameters.

METHODS: To develop the model, flat design scheme of the front axle wheels riding on a step of a given height is considered. The vehicle rides on the step with the front axle only, the step height is small relatively to the wheelbase. The vertical oscillations of the center of mass were approximated by a linearized mass oscillation model with one translational degree of freedom. The differential equation of motion of the chassis mass is used to model the vertical coordinate of motion of the seat base. The assumptions of rigid fixation of the operator's cabin on the chassis and smallness of the mass of the seat with the operator relative to the chassis mass are adopted. The calculation scheme for modeling vertical oscillations of the mass of the seat with the operator relative to the chassis is similar to the scheme of oscillations for the chassis relative to the ground. Two schemes are used simultaneously in one simulation model. Modeling of vertical oscillations of the chassis and the seat with the operator when the chassis wheels ride on a step is carried out using a simulation mathematical model in the SimInTech Russian simulation environment.

RESULTS: As an example of the use of the developed simulation model, the results of modeling of a separate transient process of the machine front axle wheels riding on a step with a height of 0.1 m at a velocity of 1 m/s are given. The results are presented in the form of time dependencies of vertical coordinates of the support surface, base chassis, deformation of the vibration protection mechanism of the seat and corresponding time dependencies of absolute velocity and acceleration of the seat with the operator. The maximum value of the absolute acceleration of the seat with the operator was determined.

CONCLUSION: The simulation model of the riding on a step developed using the SimInTech Russian software takes into account elastic and viscous properties of tires, tire-and-step interaction geometry and nonlinearity of the force response of the vibration protection system. The model is able to simulate the transient process rapidly, which opens up the possibility of analyzing multiple variants and optimizing parameters.

Keywords: vibration protection; wheeled chassis; seat; step; model.

TO CITE THIS ARTICLE:

Korytov MS, Shcherbakov VS, Kashapova IE. Transient Characteristics of a Wheeled Machine with a Vibration-Protective Seat. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2025;92(4):x-y. DOI: 10.17816/0321-4443-636524 EDN: LUIPNY

ОБОСНОВАНИЕ

Операторы наземных транспортно-технологических машин подвергаются большим динамическим, ударным и вибрационным нагрузкам [1–5]. Вибрационные и ударные нагрузки оказывают отрицательное влияние, как на физическое состояние операторов [6–9], так и на качество выполняемых ими работ вследствие ухудшения реакций и внимательности [10, 11]. Указанные типы нагрузок зачастую вызываются воздействием микрорельефа опорной поверхности при взаимодействии с колесными и гусеничными опорными элементами машины [12]. Особенно актуальна проблема передачи динамических воздействий на сиденье человека-оператора от неровностей микрорельефа для колёсных наземных транспортно-технологических машин, базовое шасси, которых не имеет амортизаторов. Это автогрейдеры [13], экскаваторы [14], фронтальные погрузчики [15], и многие другие строительные и дорожные машины на колёсном шасси.

Основными взаимодополняющими друг друга направлениями виброзащиты операторов наземных транспортно-технологических машин от возникающих ударных и вибрационных нагрузок являются: применение систем виброизоляции кабин [15] и сидений операторов [16]. Однако наиболее эффективным средством гашения динамических воздействий на оператора являются виброзащитные системы сидений. По признаку подвода внешней энергии виброзащитные системы сидений операторов разделяются на пассивные [12] и активные [16]. Последние предоставляют, несомненно, больше возможностей по гашению ударных и вибрационных воздействий, но имеют сравнительно сложную конструкцию, требуют применения электронных блоков управления и датчиков [16]. Это существенно увеличивает их стоимость и снижает надёжность. Поэтому разработка и использование пассивных виброзащитных систем сидений операторов на основе надёжных и сравнительно простых механизмов является актуальной задачей.

ЦЕЛЬ

Математическое моделирование является важным и необходимым элементом при разработке и проектировании любых технических объектов, в том числе при разработке виброзащитных систем сидений операторов наземных транспортно-технологических машин. Математические модели позволяют выполнять оптимизацию параметров виброзащитной системы [2]. При наличии нескольких параметров, влияющих на эффективность виброзащиты, сложность и трудоёмкость задачи оптимизации возрастает многократно, в геометрической прогрессии. При исследовании динамических систем одним из наиболее распространенных видов воздействий является единичное ступенчатое воздействие. Откликом на ступенчатое воздействие является переходная (временная) характеристика. Необходимо разработать математическую модель виброзащитной системы сиденья с заданной силовой характеристикой и коэффициентами демпфирования, которая позволяла бы изучать реакцию системы на типовое воздействие, возникающее при наезде с заданной скоростью колёсами базового шасси машины на ступень определённой высоты, что подразумевает изучение переходных характеристик колёсной машины с виброзащитным сиденьем. При этом математическая модель должна с достаточно большой скоростью производить расчёт динамического процесса, что позволит оптимизировать большее количество параметров виброзащитной системы одновременно.

МЕТОДЫ

Рассмотрим схему, описывающую одновременный наезд двумя колёсами переднего моста наземной транспортно-технологической машины на ступень высотой h (рис. 1, *a*). Для упрощения расчётного случая были приняты допущения о том, что машина наезжает на ступень только передним мостом (колея передней оси отличается от колеи задней оси), а также о малости высоты ступени относительно колёсной базы машины. При малых углах тангажа шасси, не превышающих 5° , вертикальные колебания центра масс нелинейной динамической системы, приведённой на рис. 1, *a*, могут быть с достаточной для практических целей точностью аппроксимированы линеаризованной моделью колебаний массы с одной поступательной степенью свободы на подвижном основании (рис. 1, *b*).

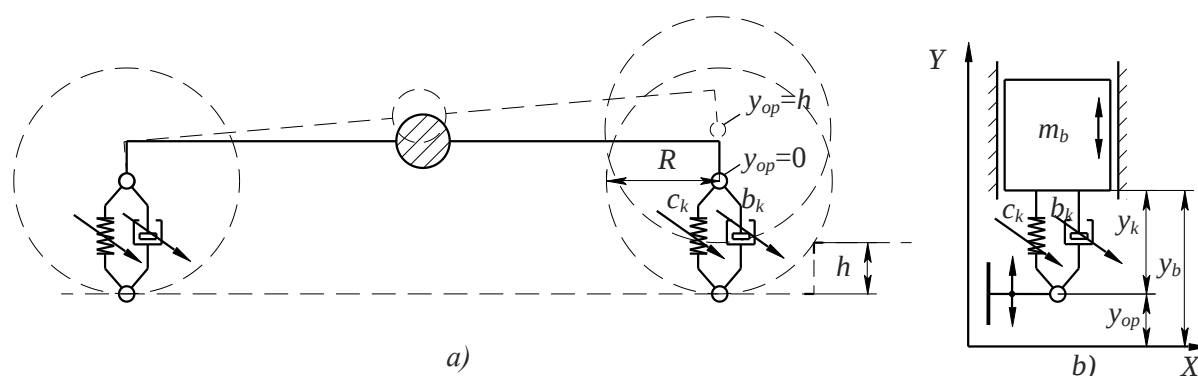


Рис. 1. Схема подъёма шасси при наезде колёсами переднего моста машины на ступень высотой h (а) и соответствующая ей эквивалентная схема вертикальных колебаний массы на подвижном основании (б): m_b — масса на подвижном основании; y_{op} — координата основания (оси колёс переднего моста), меняет значение от 0 до h ; h — высота ступени; y_b — абсолютная координата массы шасси, приведённой к переднему мосту; y_k — локальная координата деформации условного, вертикально расположенного упруго-вязкого элемента, аппроксимирующего соответствующие свойства шин двух колёс переднего моста машины; c_k — коэффициент жёсткости колёс переднего моста; b_k — коэффициент вязкого трения колёс переднего моста.

Fig. 1. Scheme of chassis lifting when the wheels of the front wheel axle of the machine ride on a step with height h (a) and the corresponding equivalent scheme of vertical oscillations of the mass on the movable base (b): m_b , mass on the movable base; y_{op} , base coordinate (axis of front axle wheels), changes value from 0 to h ; h , height of the step; y_b , absolute coordinate of chassis mass, brought to the front axle; y_k , local coordinate of deformation of the nominal, vertically located spring-damper, approximating the corresponding properties of the tires of the two wheels of the front axle of the machine; c_k , stiffness coefficient of the front axle wheels; b_k , damping coefficient of the front axle wheels.

Для эквивалентной схемы вертикальных колебаний массы m_b на подвижном основании (см. рис. 1, б), приняты обозначения: y_{op} — независимо задаваемая координата основания (координата оси колёс переднего моста), меняет значение от 0 до h , где h — высота ступени; y_b — абсолютная координата массы шасси, приведённой к переднему мосту; y_k — локальная координата деформации условного, вертикально расположенного упруго-вязкого элемента, аппроксимирующего соответствующие свойства шин двух колёс переднего моста машины; c_k — коэффициент жёсткости колёс переднего моста; b_k — коэффициент вязкого трения колёс переднего моста.

Таким образом, для моделирования вертикальной координаты движения основания сиденья при фронтальном одновременном наезде на ступень двумя колёсами передней оси одновременно, использовалось дифференциальное уравнение движения массы базового шасси m_b , приведенной к переднему мосту:

$$m_b \cdot a_b + b_k \cdot v_k + m_b \cdot g + F_k = 0, \quad (1)$$

где $a_b = \ddot{y}_b$ — вертикальное ускорение массы m_b в неподвижной системе координат; $v_k = \dot{y}_k$ — скорость деформации упруго-вязкого элемента; $F_k = c_k \cdot y_k$ — статическая сила, возникающая при деформации упруго-вязкого элемента колёс переднего моста.

Учитывая, что вертикальные координаты эквивалентной схемы (см. рис. 1, б) связаны зависимостью $y_b = y_k + y_{op}$, дифференциальное уравнение (1), разрешённое относительно старшей производной, может быть представлено в следующем виде:

$$a_b = \frac{-c_k (y_b - y_{op}) - m_b \cdot g - b_k \cdot (\dot{y}_b - \dot{y}_{op})}{m_b}. \quad (2)$$

Коэффициенты c_k и b_k , описывающие упругие и вязкие свойства шин переднего моста, могут быть в процессе численного решения приравнены к нулю, по условию $y_k < 0$, что моделирует отрыв колеса от опорной поверхности.

Дифференциальное уравнение (2) может быть реализовано в виде имитационной модели и решено численными методами с помощью программных продуктов, использующих

принцип блочного программирования. Среди российских программных продуктов, обладающих подобными возможностями, можно выделить среду динамического моделирования и программирования SimInTech [17]. Она обладает большим количеством прикладных библиотек для моделирования динамики различных механических, гидравлических, электрических и т.п. объектов.

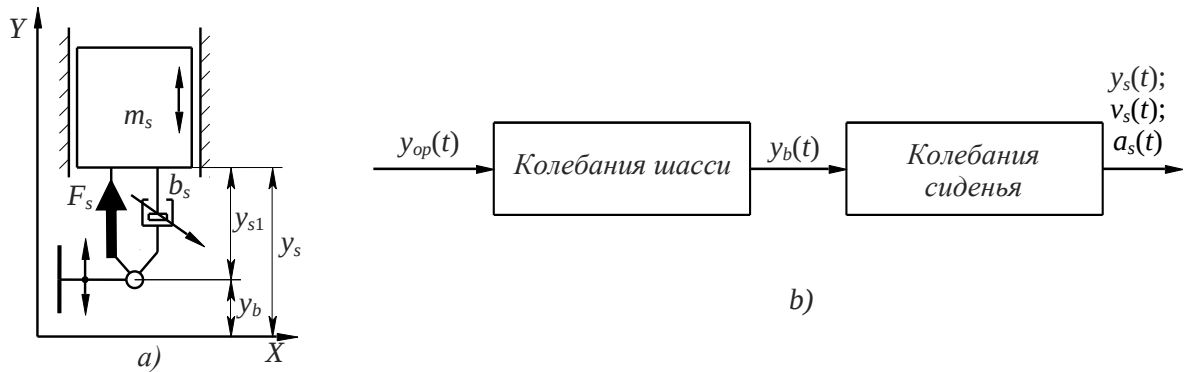


Рис. 2. Расчётная схема вертикальных колебаний массы сиденья на подвижном основании (а), и схема передачи параметров при использовании одной и той же модели колебаний массы дважды (b): m_s — масса подвижной части виброзащитного сиденья с оператором; F_s — возвращающая сила виброзащитной системы сиденья, в общем случае изменяющаяся по нелинейной зависимости; b_s — коэффициент вязкого трения виброзащитной системы сиденья; y_s — абсолютная координата массы подвижной части виброзащитного сиденья с оператором; y_{s1} — относительная координата деформации механизма виброзащитной системы сиденья; y_b — абсолютная координата массы шасси, приведённой к переднему мосту; v_s — абсолютная скорость массы подвижной части виброзащитного сиденья с оператором; a_s — абсолютное ускорение массы подвижной части виброзащитного сиденья с оператором.

Fig. 2. Calculation scheme of vertical mass oscillations of a seat on a movable base (a), and parameter transfer scheme when using the same mass oscillation model twice (b): m_s , mass of the movable part of the vibration-protective seat with the operator; F_s , restoring force of the vibration-protective seat system, generally varying according to a nonlinear dependence; b_s , damping coefficient of the vibration-protective seat system; y_s , absolute coordinate of the mass of the movable part of the vibration-protective seat with the operator; y_{s1} , relative coordinate of the deformation of the mechanism of the vibration-protective seat system; y_b , absolute coordinate of the chassis mass given to the front axle; v_s , absolute velocity of the mass of the moving part of the vibration protection seat with the operator; a_s , absolute acceleration of the mass of the moving part of the vibration protection seat with the operator.

При составлении общей математической модели, описывающей не только вертикальные колебания шасси машины при наезде на ступень, но и вертикальные колебания массы сиденья с оператором на виброзащитной подвеске сиденья, были приняты также допущения о том, что: 1) кабина оператора жёстко закреплена на базовом шасси машины и составляет с ним одно целое; 2) колебания сиденья с оператором относительно базового шасси не оказывают существенного влияния на колебания базового шасси, ввиду малости массы сиденья с оператором относительно массы шасси.

Принятые допущения позволили использовать одну и ту же расчётную схему (см. рис. 1, b) дважды: при моделировании вертикальных колебаний шасси, и при моделировании вертикальных колебаний виброзащитного сиденья с оператором относительно шасси, возникающих при наезде колёсами переднего моста машины на ступень. При этом выходной параметр указанной схемы при моделировании движения шасси, т.е. вертикальная координата шасси $y_b(t)$, использовался как входной параметр заданной вертикальной координаты основания сиденья при моделировании движения сиденья с оператором, по той же расчётной схеме.

С учётом принятых обозначений расчётная схема для моделирования вертикальных колебаний массы сиденья с оператором примет вид, приведённый на рис. 2, а.

На рис. 2, b приведена схема передачи параметров от одной модели к другой. Две указанные модели построены на схемах, приведенных на рис. 1, b и 2, а, соответственно, и отличаются друг от друга обозначением параметров.

Входным параметром для первой модели колебаний массы шасси является временная зависимость вертикальной координаты $y_{op}(t)$ оси колёс в свободном, недеформированном состоянии, которая однозначно зависит от вертикальной координатой опорной поверхности под колёсами переднего моста машины и радиуса колёс, без учёта деформации шин. То есть, y_{op} определялась как вертикальная координата, находящаяся на

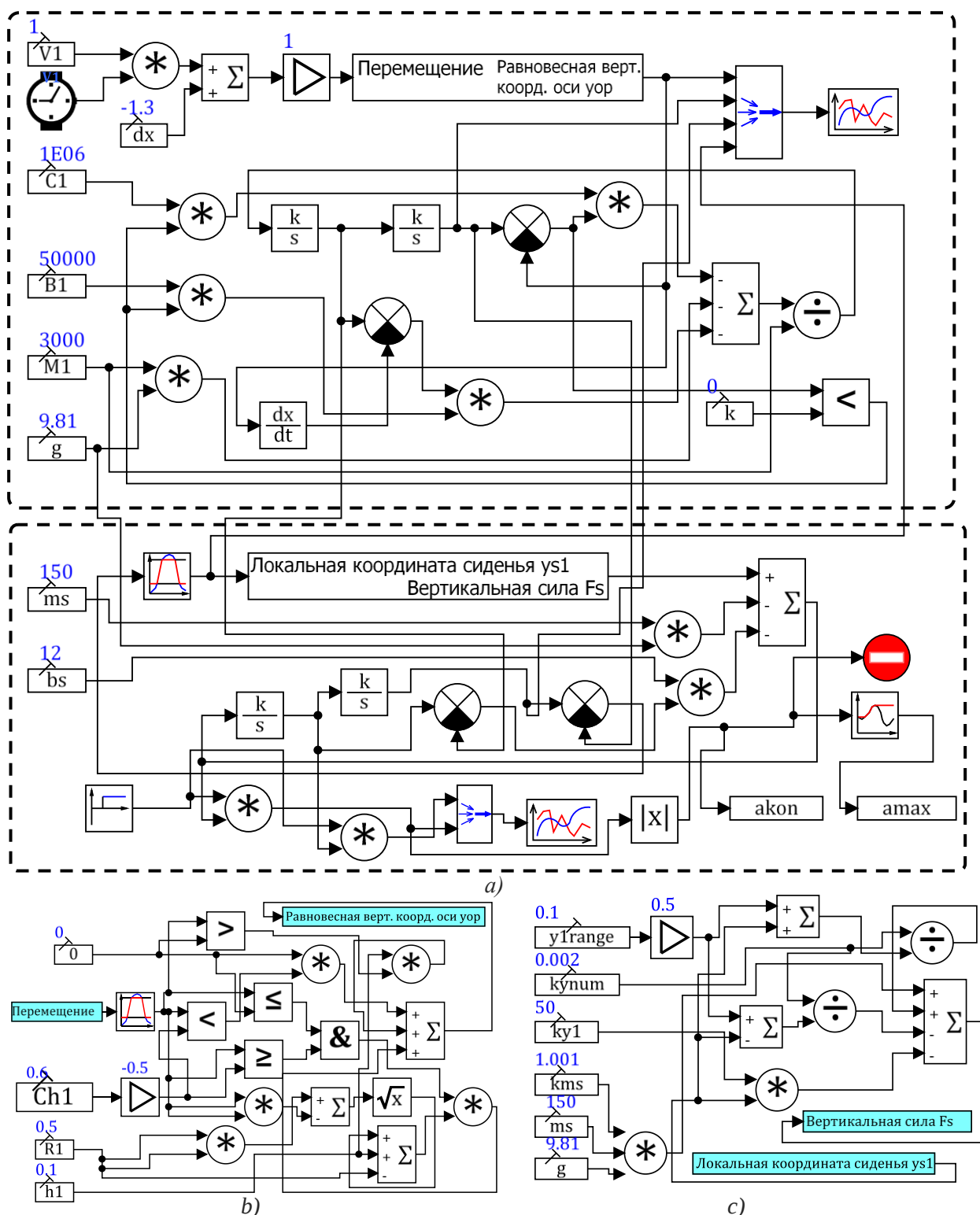


Рис. 3. Имитационная математическая модель колёсной машины в обозначениях SimInTech: а — модель верхнего уровня; б — модель подсистемы вычисления текущего значения y_{op} ; с — модель подсистемы вычисления вертикальной силы виброзащитного механизма сиденья F_s .

Fig. 3. Simulation mathematical model of wheeled machine in SimInTech symbols: a, top-level model; b, model of the subsystem for calculating the current value of y_{op} ; c, model of the subsystem for calculating the vertical force of the seat vibration protection mechanism F_s .

Выходным параметров второй модели колебаний сиденья — временная зависимость вертикальной координаты сиденья с оператором $y_s(t)$. Временная зависимость координаты $y_s(t)$ может быть использована для определения по ней временной зависимости ускорения

сиденья $a_s(t)$, а по ней, в свою очередь, максимального абсолютного ускорения сиденья $a_{s\max}$.

Дифференциальное уравнение движения массы m_s сиденья с оператором на подвижном основании, перемещения которого заданы, имеет вид:

$$a_s = \frac{-F_s - m_s \cdot g - b_s \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_b)}{m_s} \quad (3)$$

Две указанные модели (см. рис. 2, *b*) могут быть реализованы в виде двух файлов блочных диаграмм SimInTech, и вычисляться последовательно, в том числе, при необходимости, асинхронно, т.е. в разное время. Они могут также быть реализованы в одной блочной диаграмме SimInTech и рассчитываться одновременно, что и было выполнено в настоящей работе.

Модель верхнего уровня (рис. 3, *a*) состоит из двух частей, заключённых в два замкнутых пунктирных контура. Часть блоков, расположенная в верхней части рис. 3, *a*, моделирует колебания шасси, часть, расположенная в нижней части, моделирует колебания сиденья оператора на подвижном шасси.

В модели верхнего уровня ключевыми блоками являются блоки *Интегратор* библиотеки SimInTech «Динамические». Внутри данных блоков на схеме используется обозначение k/s . Каждый из данных блоков выполняет численное интегрирование входного сигнала. Блок *Производная* из той же библиотеки используется для определения текущих значений первой производной вертикальной координаты оси колёс $\dot{y}_{op}$ без учёта деформаций шины. Блоки *Константа* из библиотеки «Источники» используются для выдачи постоянных значений величин коэффициентов и масс. Логический блок *Операция МЕНЬШЕ* выполняет проверку условия $y_k < 0$, что моделирует отрыв колеса от опорной поверхности. Большинство остальных блоков осуществляют алгебраические и логические операции.

Модель подсистемы вычисления текущего значения y_{op} (см. рис. 3, *b*) вертикальной координаты оси колёс, эквидистантной линии опорной поверхности под осью, основана на геометрических соотношениях, представленных на рис. 4, *a*. При вычислении значений y_{op} учитывалось значение R — радиуса колёс в свободном, недеформированном состоянии.

Уравнение окружности описывает геометрию колеса без учёта деформаций шин, создаваемых силами тяжести:

$$y = \sqrt{R^2 - x^2} \quad (4)$$

Введен параметр поправки:

$$\Delta h = R - h \quad (5)$$

Для сегмента окружности высотой h , длина хорды C будет определяться выражением:

$$C = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (2 \cdot R - h)} \quad (6)$$

При наезде колёсами передней оси на ступень высотой h , эквидистантная высота y_{op} оси колёс без учёта деформации шин, но с учётом поправки Δh , в зависимости от горизонтальной координаты оси колёс x , будет определяться выражением:

$$y_{op} = \begin{cases} 0 & \text{при } x < -C/2; \\ \sqrt{R^2 - x^2} - \Delta h & \text{при } -C/2 < x \leq 0; \\ h & \text{при } x > 0. \end{cases} \quad (7)$$

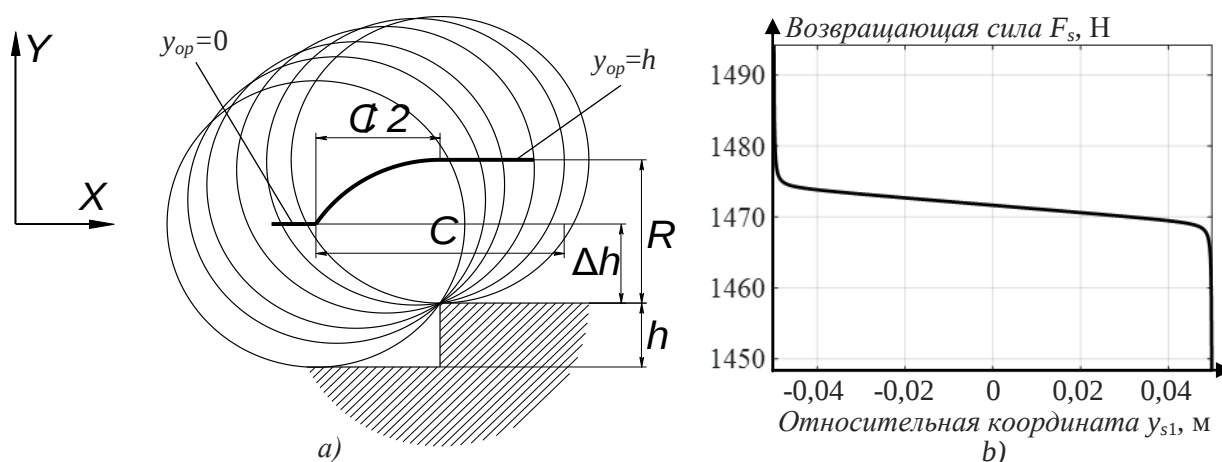


Рис. 4. Расчётная схема для определения текущего значения вертикальной координаты оси y_{op} без учета деформаций шин, при наезде колёсами передней оси на ступень высотой h (a) и пример силовой характеристики виброзащитной системы сиденья (b): y_{op} — координата основания; h — высота ступени; C — длина хорды; F_s — возвращающая сила виброзащитного сиденья; y_{s1} — относительная координата деформации механизма виброзащитной системы сиденья.

Fig. 4. Calculation scheme for determining the current value of the vertical coordinate of the y_{op} axis without taking into account tire deformations, when the wheels of the front axle ride on a step with height h (a) and an example of the force response of a seat vibration protection system (b): y_{op} , base coordinate; h , step height; C , chord length; F_s , restoring force of the vibration-protective seat; y_{s1} , relative coordinate of deformation of the mechanism of the vibration-protective seat system.

Входным параметром модели подсистемы вычисления текущего значения y_{op} выступала горизонтальная координата $x = v \cdot t$, где v — скорость движения машины.

Модель подсистемы вычисления возвращающей силы виброзащитного сиденья F_s (см. рис. 3, c), в качестве примера, моделировала нелинейное аналитическое выражение возвращающей силы от собственной деформации механизма виброзащитного сиденья y_{s1} :

$$F_s = \frac{k_{ynum}}{d_{yp} + y_{s1}} - \frac{k_{ynum}}{d_{yp} - y_{s1}} - k_{y1} \cdot y_{s1}, \quad (8)$$

где k_{y1} — коэффициент линейного слагаемого функции силы, Н/м; k_{ynum} — коэффициент нелинейных слагаемых, Нм; $d_{yp} = y_{1range}/2$ — половина диапазона допустимого хода механизма, м; y_{1range} — диапазон допустимого хода механизма, превышение которого невозможно по конструктивным причинам и ограничивается жёсткими элементами конструкции, м.

Пример определённой по выражению (8) статической силовой характеристики виброзащитной системы сиденья для сочетания параметров $m_s = 150$ кг, $k_{y1} = 50$ Н/м, $k_{ynum} = 0,002$ Нм, приведён на рис. 4, b.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В качестве примера на рис. 5 приведены результаты моделирования отдельного переходного процесса наезда колёсами переднего моста машины на ступень высотой $h = 0,1$ м на скорости $v = 1$ м/с.

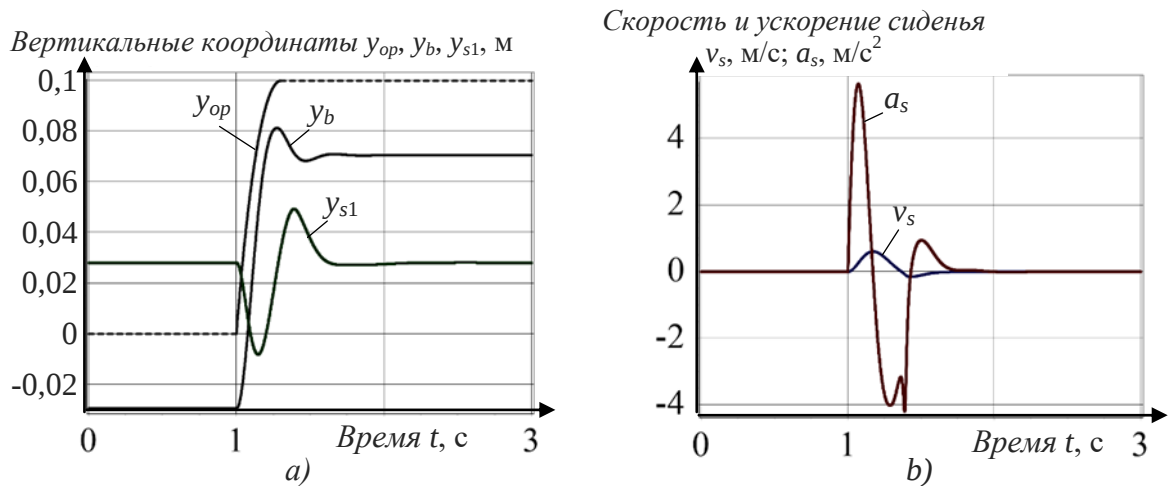


Рис. 5. Временные зависимости вертикальных координат опорной поверхности y_{op} , базового шасси y_b , деформации виброзащитного механизма сиденья y_{s1} (а) и соответствующие им временные зависимости абсолютных скорости v_s и ускорения a_s сиденья с оператором (б): y_{op} — абсолютная координата основания; y_b — абсолютная координата массы шасси, приведённой к переднему мосту; y_{s1} — относительная координата деформации механизма виброзащитной системы сиденья; v_s — абсолютная скорость массы подвижной части виброзащитного сиденья с оператором; a_s — абсолютное ускорение массы подвижной части виброзащитного сиденья с оператором.

Fig. 5. Time dependences of vertical coordinates of the reference surface y_{op} , base chassis y_b , deformation of the seat vibration protection system y_{s1} (a) and the corresponding time dependences of the absolute velocity v_s and acceleration a_s of the seat with the operator (b): y_{op} , absolute coordinate of the base; y_b , absolute coordinate of the chassis mass given to the front axle; y_{s1} , relative coordinate of deformation of the mechanism of the vibration protection system of the seat; v_s , absolute velocity of the mass of the moving part of the vibration protection seat with the operator; a_s , absolute acceleration of the mass of the moving part of the vibration protection seat with the operator.

Остальные параметры системы принимали следующие значения: радиус колёс переднего моста $R=0,5$ м; масса шасси $m_b=3000$ кг; коэффициент жёсткости колёс переднего моста $c_k=1\,000\,000$ Н/м; коэффициент вязкого трения колёс переднего моста $b_k=50\,000$ Н/(м/с); масса подвижной части виброзащитного сиденья с оператором $m_s=150$ кг; коэффициент вязкого трения виброзащитной системы сиденья $b_s=12$ Н/(м/с); коэффициент линейного слагаемого $k_{y1}=50$ Н/м; коэффициент нелинейных слагаемых $k_{ynum}=0,002$ Нм.

Максимальное абсолютное ускорение сиденья с оператором составило в рассматриваемом примере $a_{smax}=5,642$ м/с².

ОБСУЖДЕНИЕ

Разработанная с использованием российского программного продукта SimInTech имитационная математическая модель наезда на ступень учитывает упруго-вязкие свойства пневматических шин наземной транспортно-технологической машины, геометрию взаимодействия шины со ступенью, моделирует возможный отрыв колеса от опорной поверхности, нелинейность статической силовой характеристики виброзащитной системы сиденья машины. В то же время, она позволяет достаточно быстро моделировать отдельный переходный процесс наезда на ступень колёсами переднего моста. На ПК средней производительности моделирование нескольких секунд процесса происходит за сотые доли секунды машинного времени. В частности, на ПК с 6-ядерным процессором AMD Ryzen 5 4600G с частотой 3,70 ГГц, моделирование 3 с переходного процесса на описанной выше модели происходит за 0,072 с машинного времени.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнительная простота разработанной модели открывает возможность анализа множества вариантов исполнения виброзащитной системы сиденья, в частности, использования метода полного перебора всех сочетаний параметров виброзащитной системы при достаточно малых шагах дискретизации оптимизируемых параметров.

Например, рассмотрение 10 000 сочетаний параметров, что соответствует 4-м

THEORY, DESIGN, TESTING

оптимизируемым параметрам при количество дискретных значений каждого по 10, займет около 12 минут машинного времени.

Перспективная область использования разработанной имитационной математической модели – при проектировании виброзащитных систем сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины и оптимизации их параметров.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. М.С. Корытов — разработка имитационной математической модели, обработка результатов вычислительных экспериментов; В.С. Щербakov — формирование концепции статьи, редактирование текста рукописи, экспертная оценка, утверждение финальной версии; И.Е. Кашапова — исследование состояния вопроса, написание введения, разработка имитационной математической модели, проведение вычислительных экспериментов, редактирование текста рукописи, создание изображений. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: M.S. Korytov: development of the simulation mathematical model, processing the results of computational experiments; V.S. Shcherbakov: conceptualization of the article, editing of the manuscript, expert evaluation, approval of the final version; I.E. Kashapova: research of the state of the art, writing the introduction, development of the simulation mathematical model, conducting computational experiments, editing of the manuscript, creation of images. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: Not applicable.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Berezin IY, Pronina YO, Bondar VN, et al. Experimental studies of characteristics of vibration protection elements for operator workplace of industrial tractor. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2016;83(9):19–22. doi: 10.17816/0321-4443-66196 (In Russ.) EDN: WHWYVX
2. Podrubalov VK, Podrubalov MV, Nikitenko AN. Applicability of different schemes of a dynamic system of a wheeled tractor at the calculated estimation of its vibration loadability. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2014;81(1):20–25. (In Russ.) EDN: RSPMEX
3. Kuzmin VA, Godzhaev ZA. Comparative evaluation of the effectiveness of the vibration protection of the active suspension system with PID control. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2018;85(3):62–67. doi: 10.17816/0321-4443-66407 (In Russ.) EDN: UTDXXM
4. Aiello G, Vallone M, Catania P. Optimising the efficiency of olive harvesting considering operator safety. *Biosystems Engineering*. 2019;185:15–24. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2019.02.016
5. Mikheyev VV, Saveliev SV, Shushubaeva MK. Natural adaptation of deformable work tools during vibratory soil compaction and enhancement of their performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019;1260(6):062015. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062015 EDN: DUDFXT
6. Bhatia A, Kalsi S, Sehgal AK, et al. Comparative Study of different Seat Cushion Materials to improve the Comfort of Tractor Seat. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series A*. 2022;103:387–396. doi: 10.1007/s40030-022-00622-8 EDN: ZTTSOK
7. Chi F, Zhou J, Zhang Q, et al. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017;14(3):275. doi: 10.3390/ijerph14030275
8. Nehaev VA, Nikolaev VA, Zakernichnaya NV. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018;1050:012057. doi: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057 EDN: YBPMAX
9. Kumar R, Kalsi S, Singh I. Vibration Effect on Human Subject in Different Postures using 4-Layered CAD Model. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2020;9(7):168–174. doi: 10.35940/ijitee.G5104.059720 EDN: ZYLLHS
10. Korchagin PA, Teterina IA, Letopolsky AB. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1441:012097. doi: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097 EDN: SRYOMA
11. Baranovskiy AM, Vikulov SV. Vibration protection system for high-speed vessel crews. *Marine intellectual technologies*. 2019;3(1):35–38. EDN: BGETSB
12. Korytov MS, Shcherbakov VS, Kashapova IE. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023;90(3):233–244. doi: 10.17816/0321-4443-301264 (In Russ.) EDN: FDVQBQ
13. Dhanjee KC, Sanjay KP, Vivekanand K, et al. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics: JOSE*. 2020;(1):1–10. doi: 10.1080/10803548.2020.1785154 EDN: DNWUVK
14. Mian J, Shoushi L, Yong G, et al. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*. 2019;11(5). doi: 10.1177/1687814019849988
15. Huan CC, Ha DV, Vu LA, et al. Ride Comfort Evaluation for a Wheel Loader with Cab's Hydraulic Isolation System. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023;602:846–854. doi: 10.1007/978-3-031-22200-9_89
16. Zhang X, Liu X, Sun C, et al. Improvement of vibration isolation performance of multi-mode control seat suspension system through road recognition using wavelet-LSTM approach. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024;38:121–136. doi: 10.1007/s12206-023-1210-2 EDN: STZMCV
17. Korytov MS, Bezrodina AE. Development of a mathematical model of a stacker crane with regard to energy dissipation. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2023;2:134–144. doi: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-134-144 (In Russ.) EDN: EAFVRU

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

*** Кобытов Михаил Сергеевич,**
д-р техн. наук, доцент,
профессор кафедры «Автомобильный
транспорт»;
адрес: Россия, 644080, Омск, пр-т Мира, д. 5;
ORCID: 0000-0002-5104-7568;
eLibrary SPIN: 2921-4760;
e-mail: kms142@mail.ru
Соавторы:

Щербakov Виталий Сергеевич,
д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры «Автоматизация и
энергетическое машиностроение»;
ORCID: 0000-0002-3084-2271;
eLibrary SPIN: 6171-2320;
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org

Кашапова Ирина Евгеньевна,
преподаватель кафедры «Автоматизация и
энергетическое машиностроение»;
ORCID: 0000-0002-0631-564X;
eLibrary SPIN: 8011-6829;
e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

*** Mikhail S. Korytov,**
Dr. Sci. (Engineering), assistant professor,
Professor of the Automotive Transportation
Department;
address: 5 Mira ave, Omsk, Russia, 644080;
ORCID: 0000-0002-5104-7568;
eLibrary SPIN: 2921-4760;
e-mail: kms142@mail.ru
Co-Authors:

Vitaly S. Shcherbakov,
Dr. Sci. (Engineering), professor,
Professor of the Automation and Power
Engineering Department;
ORCID: 0000-0002-3084-2271;
eLibrary SPIN: 6171-2320;
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org

Irina E. Kashapova,
Lecturer at the Automation and Power
Engineering Department;
ORCID: 0000-0002-0631-564X;
eLibrary SPIN: 8011-6829;
e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru