

**В.А. Малышев<sup>1</sup>, К.Г. Пугин<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>Пермский государственный аграрно-технологический университет, Пермь, Россия

<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОНСТРУКЦИЮ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН**

Рассмотрены основные аспекты математического моделирования динамического взаимодействия строительной дорожной машины и опорной поверхности. В настоящее время строительно-дорожные машины должны соответствовать высоким технико-экономическим показателям и удовлетворять условиям безопасной работы. Увеличение скорости движения рабочих органов, динамических нагрузок при перемещении и выполнении технологических операций влечет за собой возрастание вибрационных воздействий как на оператора, так и на конструкцию строительной дорожной машины. Для уточненного расчета элементов машин в настоящее время используется математическое моделирование, которое позволяет не только провести анализ конструкции, но и определить значения вибрационного воздействия на конструктивные элементы машин. В статье обоснована и построена расчетная модель взаимодействия строительной дорожной машины и опорной поверхности. Для лучшего понимания образованных связей физическая модель динамической системы была представлена в виде блоков с указанием взаимного влияния. При построении математических моделей были приняты допущения: строительная дорожная машина является системой, имеющей распределенную массу; шасси (в данном случае принято пневматическое) состоит из поддрессоренной и не поддрессоренной частей; не учитывается взаимодействие рабочего органа и рабочего тела; в процессе движения машины массы могут совершать вертикальные, продольные и поперечные колебания на упругих опорах. Были использованы математические преобразования Лагранжа второго рода и диссипативная функция Рейля. Полученные уравнения описывают вынужденные колебания строительной дорожной машины при движении по опорной поверхности. Математическая модель позволяет вычислить вертикальные колебания поддрессоренной массы и колебания неподдрессоренных масс. Результаты моделирования динамического поведения строительной дорожной машины (разработанной математической модели) существенно зависят от точности математического описания продольного профиля опорной поверхности размещения машины. В первом приближении возможно представить существующие неровности опорной поверхности в синусоидальном виде (как правило, горизонтальные участки). Полученная математическая модель взаимодействия строительной дорожной машины и опорной поверхности позволяет рассчитывать и динамические нагрузки на опорную поверхность, возникающие при передвижении машины и выполнении рабочих операций.

**Ключевые слова:** строительные машины, математическое моделирование, динамическое воздействие, вибрация, модель, оператор.

**V.A. Malyshev<sup>1</sup>, K.G. Pugin<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>Perm State Agro-Technological University

named after Academician D.N. Pryanishnikov, Perm, Russian Federation

<sup>2</sup>Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

## **MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATION INFLUENCE ON THE DESIGN OF ROAD-BUILDING MACHINES**

In the paper the main aspects of mathematical modeling of the dynamic interaction of a road-building machine and the supporting surface are discussed. Currently, road-building machines must meet high technical and economic criteria and satisfy the conditions of safe operation. An increase in the speed of movement of the working bodies, dynamic loads when moving and performing technological operations entails an increase in vibration effects, both on the operator and on the construction of the road-building machine. For more accurate calculation of machine elements, mathematical modeling is currently being used, which allows not only to analyze the structure, but also to obtain the values of the vibration effect on the structural elements of the machines. In the article a calculation model of the interaction of a road-building machine and supporting surface is substantiated and developed. For better understanding of the formed connections, the physical model of the dynamic system was presented in the form of blocks indicating their mutual influence. When constructing mathematical models, the following assumptions were made: a road-building machine is a system with a distributed mass; the chassis

(pneumatic in this case) is made up of sprung and non-sprung parts; the interaction of the working body and working fluid is not taken into account; during the movement of the machine, the masses can perform vertical, longitudinal and transverse vibrations on elastic supports. Mathematical Lagrange transformations of the second kind and the Rayleigh dissipative function were used. The obtained equations describe the forced vibrations of a road-building machine when moving along the supporting surface. The mathematical model allows calculating the vertical vibrations of the sprung masses and the vibrations of unsprung masses. The results of modeling of the dynamic behavior of a road-building machine using the developed mathematical model depend significantly on the accuracy of the mathematical description of the longitudinal profile of the support surface of the machine. In a first approximation, it is possible to present the existing irregularities of the supporting surface in a sinusoidal form (usually horizontal sections). The obtained mathematical model of the interaction of road-building machine and the supporting surface allows calculating the dynamic loads on the supporting surface caused by the movement of the machine and the performance of work operations.

**Keywords:** road-building machines, mathematical modeling, dynamic impact, vibration, model, operator.

В настоящее время строительно-дорожные машины должны соответствовать высоким технико-экономическим показателям. Это достигается за счет увеличения скоростей движения рабочих органов, динамических нагрузок при движении и выполнении технологических операций, что, в свою очередь, влечет за собой возрастание вибрационных и инерционных нагрузок как на оператора, так и на саму конструкцию строительно-дорожной машины. В условиях жесткой экономической борьбы среди производителей техники повышается значение металлоемкости машины, ее стоимости, мощности при одной и той же производительности. Если ранее коэффициенты запаса прочности металлоконструкций и мощности двигателя имели величины 1,4–2,0, то в настоящее время они достигают 1,1. Это возможно с учетом точного прочностного расчета всех элементов конструкции машины, учета вероятности возникновения нагрузок сверх расчетных и изменения свойств конструктивных элементов со временем. Использование на дорожно-строительных машинах рабочих органов ударного, вибрационного и возвратно-поступательного действия также обуславливает повышение виброн нагруженности как на саму конструкцию машины, так и на оператора. Воздействие на оператора отрицательно сказывается на его здоровье и работоспособности, вследствие чего снижается производительность и качество труда. В этой связи решение вопросов, связанных с изучением формирования вибрационных нагрузок на конструктивные элементы и оператора, является актуальной задачей современного машиностроения.

Решить данный вопрос возможно за счет разработки систем виброзащиты и внесение корректирующих изменений в конструкцию строительно-дорожных машин. Это представляет собой довольно сложную инженерную задачу, решить которую возможно только с использованием математического моделирования, которое позволяло бы определить в первую очередь величину динамических нагрузок, приходящихся на конструктивные элементы. Имея представление о величине, частоте, причинах возникновения колебаний, можно разработать конструкторские решения позволяющие минимизировать негативное воздействие на конструктивные элементы и оператора машины. В транспортно-технологических, строительно-дорожных машинах динамическое воздействие имеет решающее значение при определении конструктивных элементов. Как показывает статистика, 60 % отказов современных машин связано с динамическими нагрузками, которые формируют нагрузки, приводящие к повышению степени износа трущихся поверхностей, усталостному разрушению металлоконструкций и деталей механизмов. Определение действительных нагрузок, возникающих не только в статике, но и в динамике, позволяет повысить надежность машин, а при эксплуатации – достичь наибольшей производительности, а также использовать резерв прочности и мощности.

Виброн нагруженность строительно-дорожных машин во многом определяется режимом работы и внешними факторами – например, профилем поверхности, по которой передвигается машина.

Если для транспортных машин учет динамических воздействий от движения имеет разработанные ранее множественные решения, то для строительной техники этот вопрос решен недостаточно. Это обусловлено тем, что транспортные машины выполняют только прямолинейное движение по подготовленным поверхностям – автомобильным дорогам, которые имеют

определенные технические характеристики. Строительная техника, в отличие от транспортной, подвержена периодическим и внезапным (одиночным) динамическим и статическим нагрузкам при выполнении рабочим оборудованием технологических операций и вибрационным нагрузкам при выполнении транспортной функции (перемещение по строительной площадке) без выполнения рабочих функций и при их выполнении. Такое большое количество неопределенных факторов воздействия на конструкцию машины усложняет получение точных значений силового воздействия на элементы машины и оператора.

Для исследования динамических процессов машину представляют в виде физической модели, представляющей собой несколько взаимосвязанных масс, соединенных упругими безмассовыми связями. Под действием внешних нагрузок упругие связи деформируются, а массы, кроме основного движения (например, прямолинейного), совершают колебания (с определенной частотой и амплитудой). Обобщенно, для лучшего понимания причинно-следственных связей, физическую модель динамической системы «машина – окружающая среда» можно представить в виде блоков с указанием взаимного влияния (рис. 1).

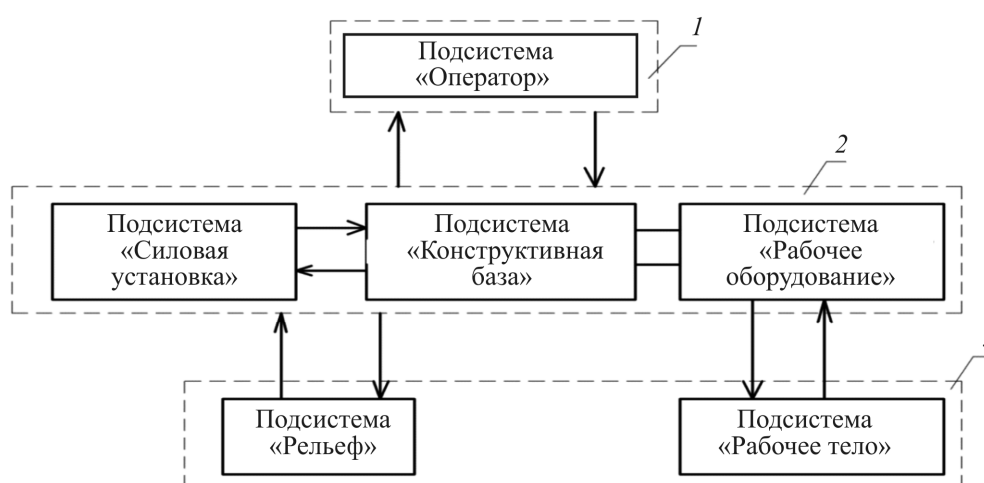


Рис. 1. Физическая модель динамической системы, образованной строительно-дорожной машиной и окружающей средой: 1 – блок «Оператор»; 2 – блок «Строительно-дорожная машина»; 3 – блок «Внешняя среда»

Блок 1 образован оператором, который получает вибрационное и иное воздействие от блока 2, состоящего из трех подсистем, самостоятельно генерирующих вибрационное воздействие («Силовая установка», «Конструктивная база», «Рабочее оборудование»). Подсистемы «Рельеф» и «Рабочее тело» могут видоизменять характер и интенсивность вибрационного воздействия, формируемого блоком 2 на блок 1, вследствие изменения скорости движения машины, физических свойств рабочего тела (грунт, горная порода, строительный материал) и геометрии рельефа. Подсистема «Рельеф» оказывает непосредственное динамическое воздействие на весь блок 2 «Строительно-дорожная машина». В ответ блок 2 также оказывает воздействие на подсистему «Рельеф». При выполнении рабочей операции (резание грунта, профилирование, уплотнение материала) машиной происходит взаимное воздействие подсистем «Рабочее тело» и «Рабочее оборудование». При этом взаимодействии формируется динамическое вибрационное воздействие на блок 2 и блок 1 (см. рис. 1).

Подсистемы «Силовая установка» и «Рабочее оборудование» за счет использования в их составе приводных двигателей и движителей формируют вибрационную нагрузку не только на собственные элементы, но и на весь блок 2 и блок 1 (см. рис. 1).

Из смежных областей науки и техники известно, что математическое моделирование позволяет решать задачи разного уровня сложности, связанные с динамическим взаимодействием объектов разной природы. Представляя взаимодействие строительно-дорожной машины и внешней сре-

ды в виде взаимодействия математически описанных систем, возможно создать инструмент для проектирования конструктивных элементов машины и виброзащитных элементов оператора.

Значительный вклад в развитие моделирования вибрационного воздействия на оператора строительных машин внесли ученые «Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ)» В.С. Щербаков, П.А. Корчагин и ряд ученых зарубежных стран [1–11].

Составление полной математической модели строительно-дорожной машины согласно указанной выше физической модели затруднительно. Полученные разными авторами варианты решения не полностью описывают все процессы, имеющие значение при определении динамических нагрузок на элементы машины и оператора. Для решения такой сложной задачи общую систему можно разбить на ряд подсистем. И в первую очередь выделить взаимодействие подсистемы «Рельеф» с блоком 2. Это взаимодействие происходит при движении машины по опорной поверхности [8]. Такое взаимодействие будет актуально для транспортных и строительно-дорожных машин, которые выполняют свою рабочую функцию в движении. К таким машинам можно отнести дорожные катки, автогрейдеры, бульдозеры, скреперы. Динамические нагрузки будут определяться макро- и микронеровностями поверхности движения машины, характеристиками ее подвески, конструктивными особенностями ходовой части. Анализ представленной выше модели динамической системы, образованной машиной и окружающей средой, позволяет сделать вывод, что наибольший интерес для оценки вибрационного воздействия на оператора представляет взаимодействие подсистемы «Рельеф» и блока 2 (см. рис. 1). Это взаимодействие будет определять как силовое воздействие машины на опорную поверхность, так и ответную реакцию опорной поверхности на конструкцию машины и оператора при перемещении машины и при движении с выполнением технологических операций.

При разработке математической модели был сделан ряд допущений: строительно-дорожная машина является системой, имеющей распределенную массу; шасси (в данном случае принято пневматическое) состоит из подрессоренной и не подрессоренной частей; не учитывается взаимодействие рабочего органа и рабочего тела; в процессе движения машины массы могут совершать вертикальные, продольные и поперечные колебания на упругих опорах, в зависимости от количества осей машины и конструкции ее подвески.

Характер изменения осевых нагрузок на шасси машины определяется частотным спектром (собственными частотами и формами колебаний) и параметрами опорной поверхности [12–15].

Математическая модель включает в себя опорные  $i$ -элементы (где  $i = 1 \dots 2n$ ,  $n$  – число осей). Демпфирование в шинах, в связи с его малостью, не учитывается. Масса подрессоренных частей  $M_n$  включает в себя массу конструктивной базы и рабочего оборудования.

Рассматриваемая динамическая система строительно-дорожной машины (подрессоренная и не подрессоренная части) имеет 7 степеней свободы:

◆ подрессоренная часть машины:

– первая степень свободы – вертикальное движение рамы и рабочего оборудования на рессорах вместе с центром масс;

– вторая степень свободы – продольно-угловые колебания рамы машины и рабочего оборудования;

– третья степень свободы – поперечно-угловые колебания рамы машины и рабочего оборудования;

◆ не подрессоренные части машины: 4 степени свободы – вертикальные колебания осей и колес в сборе.

С учетом принятого допущения о симметричности строительно-дорожной машины относительно продольной оси колебания в продольной и поперечной плоскости, они были рассмотрены независимо друг от друга.

Профиль опорной поверхности на левой и правой стороне машины принят одинаковым, что позволяет перейти от пространственной расчетной модели к плоской с 4 степенями свободы (рис. 2).

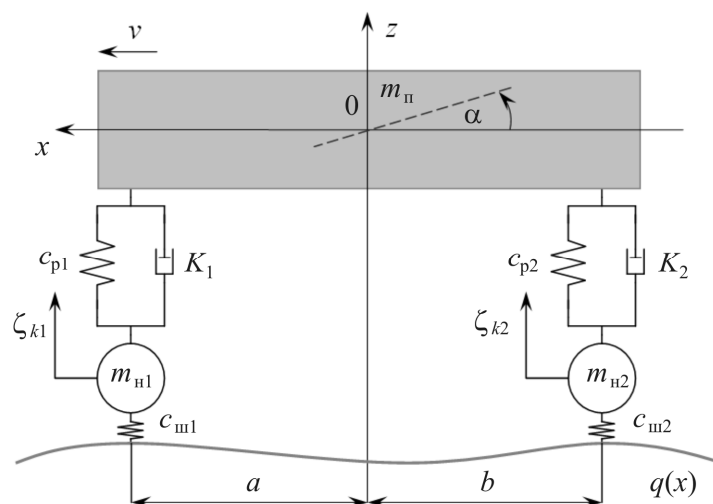


Рис. 2 Расчетная модель взаимодействия строительного-дорожного машины (блок 2) и опорной поверхности (подсистема «Рельеф»)

Применительно к данной расчетной модели строительного-дорожного машины и опорной поверхности приняты следующие обозначения:

- $m_n$  – подрессоренная масса строительного-дорожного машины;
- $m_{n1}, m_{n2}$  – не подрессоренные массы мостов строительного-дорожного машины;
- $c_{p1}, c_{p2}$  – коэффициенты жесткости подвески строительного-дорожного машины;
- $k_1, k_2$  – коэффициенты демпфирования подвески строительного-дорожного машины;
- $c_{ш1}, c_{ш2}$  – радиальная жесткость шин строительного-дорожного машины;
- $a$  – расстояние от первой оси до центра тяжести (точка 0);
- $b$  – расстояние от второй оси до центра тяжести (точка 0).

Рассматриваемая динамическая система имеет 4 степени свободы:

- подрессоренная масса  $m_n$  имеет 2 степени свободы: колебания в вертикальной плоскости – перемещение  $z$  и вращение вокруг поперечной оси  $OY$  – поворот  $\alpha$ ;
- не подрессоренные массы мостов  $m_{n1}, m_{n2}$  имеют степень свободы по дополнительной координате.

Для модели введем коэффициент распределения подрессоренных масс  $\varepsilon_y$ :

$$\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{a \cdot b}, \quad (1)$$

где  $\rho_y$  – радиус инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси  $OY$ .

При условии  $\varepsilon_y \approx 1$ , когда взаимное влияние подрессоренных масс строительного-дорожного машины несущественно, представленную на рис. 2 систему можно разбить на две независимые системы с двумя степенями свободы каждая, что упрощает решение задачи.

Рассмотрим колебания системы без учета демпфирующей способности шин, отсчитывая координаты  $z$  и  $\zeta$  от положения статического равновесия соответственно подрессоренной  $m_n$  и не подрессоренной  $m_n$  масс, а координату  $q$  – от среднего значения неровностей профиля опорной поверхности.

Если воспользоваться уравнениями Лагранжа второго рода, то для рассматриваемой системы имеем:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k} \quad (k = 1, 2, \dots, N), \quad (2)$$

где  $N$  – число степеней свободы динамической системы;  $T$  – кинетическая энергия системы;  $\Pi$  – потенциальная энергия системы;  $R$  – диссипативная функция Релея;  $q_k$  – обобщенная координата.

В нашем случае  $N = 2$ ,  $q_1 = \zeta$ ,  $q_2 = z$ . Кинетическая энергия, потенциальная энергия и диссипативная функция Релея определяются следующим образом:

$$T = \frac{1}{2}(m_n \cdot \dot{z}^2 + m_n \cdot \dot{\zeta}^2); \quad (3)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}[c_p(\zeta - z)^2 + c_u(q - \zeta)^2]; \quad (4)$$

$$R = \frac{1}{2}k(\dot{\zeta} - \dot{z})^2. \quad (5)$$

Дифференцируя уравнения (3)–(5) по обобщенным координатам и подставляя значения полученных производных в исходные уравнения Лагранжа, получаем дифференциальные уравнения рассматриваемой динамической системы:

$$\begin{cases} m_n \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{\zeta}) + c_p(z - \zeta) = 0; \\ m_n \ddot{\zeta} + k(\dot{\zeta} - \dot{z}) + c_p(\zeta - z) + c_u \zeta = c_u q. \end{cases} \quad (6)$$

Уравнения (6) показывают связанность колебаний подрессоренной и не подрессоренной масс при движении строительного-дорожной машины по опорной поверхности с текущей высотой ординат профиля опорной поверхности  $q$ , т.е. колебания подрессоренной массы строительного-дорожной машины будут сопровождаться колебаниями не подрессоренной массы и наоборот.

Математическое описание продольного профиля опорной поверхности  $q(x)$  при подстановке ее в правую часть уравнения, описывающего колебания не подрессоренной части строительного-дорожной машины в системе (6), позволяет определить величины ускорений  $\ddot{z}$  и  $\ddot{\zeta}$ , скоростей  $\dot{z}$  и  $\dot{\zeta}$  и перемещений  $z$  и  $\zeta$  во времени.

Для построения математической модели также воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода и диссипативной функцией Релея – получаем систему дифференциальных уравнений вынужденных колебаний строительного-дорожной машины:

$$\begin{cases} m_n \ddot{z} + \dot{z}(k_1 + k_2) + z(c_{p1} + c_{p2}) + \dot{\alpha}(k_1 a - k_2 b) + \alpha(c_{p1} a - c_{p2} b) = \\ = k_1 \dot{\zeta}_{k1} + k_2 \dot{\zeta}_{k2} + c_{p1} \zeta_{k1} + c_{p2} \zeta_{k2}; \\ J_y \ddot{\alpha} + \dot{\alpha}(k_1 a^2 + k_2 b^2) + \alpha(c_{p1} a^2 + c_{p2} b^2) + \dot{z}(k_1 a - k_2 b) + z(c_{p1} a - c_{p2} b) = \\ = a(k_1 \dot{\zeta}_{k1} + c_{p1} \zeta_{k1}) - b(k_2 \dot{\zeta}_{k2} + c_{p2} \zeta_{k2}); \\ m_{n1} \ddot{\zeta}_{k1} + k_1(\dot{\zeta}_{k1} - \dot{z} - a\dot{\alpha}) + c_{p1}(\zeta_{k1} - z - a \cdot \alpha) + c_{m1} \zeta_{k1} = c_{m1} q_1; \\ m_{n2} \ddot{\zeta}_{k2} + k_2(\dot{\zeta}_{k2} - \dot{z} + b\dot{\alpha}) + c_{p2}(\zeta_{k2} - z + b \cdot \alpha) + c_{m2} \zeta_{k2} = c_{m2} q_2. \end{cases} \quad (7)$$

Полученные уравнения описывают вынужденные колебания строительного-дорожной машины при движении по опорной поверхности.

Если возбудить вертикальные колебания подрессоренной массы, то возникнут продольно-угловые колебания и колебания не подрессоренных масс. Третье и четвертое уравнения системы (7) наглядно показывают, что кинематическое воздействие микропрофиля дороги  $q(x)$  не только возбуждает колебания не подрессоренных масс, но и вызывает вертикальные и продольно-угловые колебания подрессоренной массы.

Результаты моделирования динамического поведения транспортного средства существенно зависят от точности математического описания продольного профиля дорожного покрытия. В первом приближении представим неровности дороги в синусоидальном виде (как правило, горизонтальные участки).

Математическое моделирование динамического взаимодействия строительного дорожной машины и опорной поверхности позволяет рассчитывать и динамические нагрузки на опорную поверхность, возникающие при передвижении машины и выполнении рабочих операций.

### Список литературы

1. Корчагин П.А. Система автоматизации проектирования виброзащитных систем землеройных машин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2013. – № 5 (33). – С. 104–110.
2. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор» // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2015. – № 5. – С. 118–123.
3. Щербаков В.С., Корчагин П.А. Снижение динамических воздействий на одноковшовый экскаватор: монография / СибАДИ. – Омск, 2000. – 147 с.
4. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Результаты экспериментальных исследований вибрационного воздействия на оператора дорожной уборочно-подметальной машины // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 2. – С. 25–30.
5. Predictive graphical user interface elements to improve crane operator performance / J. Vaughan, A. Smith, S.J. Kan, W. Singhose // IEEE Trans. Syst., Man, Cybern. A, Syst. Humans. – Mar. 2011. – Vol. 41, no. 2. – P. 323–330.
6. Potter J.J., Singhose W. Improving manual tracking of systems with oscillatory dynamics // IEEE Trans. Human-Mach. Syst. – Jan. 2013. – Vol. 43, no. 1. – P. 46–52.
7. Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T. Modeling and multi-criteria optimization of passive seat suspension vibrating properties // Sound and Vibration. – 2009. – Vol. 324, no. 3–5. – P. 520–538.
8. Колесников Ю.И., Федин К.В., Нгомайезве Л. Диагностика основания твердого дорожного покрытия по упругим стоячим волнам // Инженерные изыскания. – 2018. – Т. 12, № 7–8. – С. 84–91.
9. Benaziz M., Nacivet S., Thouverez F. A shock absorber model for structure-borne noise analyses // Journal of Sound and Vibration. – 2015. – Vol. 349. – P. 177–194.
10. Georgiev Z., Kunchev L. Study of the vibrational behaviour of the components of a car suspension // MATEC Web of Conferences. – Vol. 234 (1): 02005, BulTrans-2018. – Sozopol, Bulgaria, 2018. – P. 1–6.
11. Xinguo J., Yanjun Q., Sheng R. An approach to optimize the settings of actuated signals // Journal of Modern Transportation. – March 2011. – Vol. 19, no. 1. – P. 68–74.
12. Серова Е.Ю., Сапожкова Н.В. Оценка состояния организации движения транспорта на улично-дорожной сети Волгограда // Вестник Волгогр. гос. архит.-строит. ун-та. Сер. Строительство и архитектура. – 2015. – Вып. 40 (59). – С. 208–217.
13. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – Братск, 2005. – 430 с.
14. Подрубалов В.К., Никитенко А.Н., Подрубалов М.В. Вибронагруженность трактора при случайном кинематическом возбуждении // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2013. – Т. 1, № 2 (16). – С. 221–226.
15. Михайлов В.Г. Анализ методов получения продольных профилей дорог // Системный анализ и прикладная информатика. – 2018. – № 2. – С. 13–21.

### References

1. Korchagin P.A. Sistema avtomatizatsii proektirovaniya vibrozashchitnyh sistem zemleroynyh mashin [Automation system for the design of vibration protection systems for earthmoving machines] *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii*, 2013, no. 5(33), pp. 104-110.
2. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model' slozhnoj dinamicheskoy sistemy "vozmushchayushchie vozdeystviya – mashina – operator" [The mathematical model of a complex dynamic system "disturbing influences - machine – operator"] *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii*, 2015, no. 5, pp. 118 – 123.

3. Shcherbakov V.S., Korchagin P.A. Snizhenie dinamicheskikh vozdeystviy na odnokovshovyy ekskavator [Reduced dynamic impact on a single bucket excavator] *Omsk, SibADI*, 2000, 147p.
4. Korchagin P.A., Teterina I.A. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy vibratsionnogo vozdeystviya na operatora dorozhnoy uborochno-podmetal'noj mashiny [The results of experimental studies of vibration effects on the operator of the road sweeper] *Vestnik SibADI*, 2015, no. 2, pp. 25–30.
5. Vaughan J., Smith A., Kan S. J., Singhose W. Predictive graphical user interface elements to improve crane operator performance // *IEEE Trans. Syst., Man, Cybern. A, Syst. Humans*, vol. 41, no. 2, Mar. 2011, pp. 323–330.
6. Potter J.J., Singhose W. Improving manual tracking of systems with oscillatory dynamics // *IEEE Trans. Human-Mach. Syst.*, vol. 43, no. 1 Jan. 2013, pp. 46–52.
7. Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T. Modeling and multi-criteria optimization of passive seat suspension vibrating properties // *Sound and Vibration*, 2009, vol. 324, no. 3–5, pp. 520–538.
8. Kolesnikov YU.I., Fedin K.V., Ngomajezve L. Diagnostika osnovaniya tverdogo dorozhnogo pokrytiya po uprugim stoyachim volnam [Diagnostics of the foundation of a hard road surface using elastic standing waves] *Inzhenernye izyskaniya*, 2018, vol. 12, no. 7-8, pp. 84-91.
9. Benaziz M., Nacivet S., Thouverez F. A shock absorber model for structure-borne noise analyses, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 349, 2015, pp. 177-194.
10. Georgiev Z., Kunchev L. Study of the vibrational behaviour of the components of a car suspension, *MATEC Web of Conferences*, vol. 234(1):02005, *BulTrans-2018*, Sozopol, Bulgaria, pp. 1-6.
11. Xinguo J., Yanjun Q., Sheng R. An approach to optimize the settings of actuated signals. *Journal of Modern Transportation*, Vol. 19, no. 1, March 2011, pp. 68-74.
12. Serova E.YU., Sapozhkova N.V. Ocenka sostoyaniya organizatsii dvizheniya transporta na ulichno-dorozhnoy seti Volgograda [Assessment of the state of the organization of traffic on the road network of Volgograd] *Vestnik Volgogr. gos. arhit.-stroit. un-ta. Seriya stroitelstvo i arhitektura* 2015, no. 40 (59), pp. 208-217.
13. Rykov S.P. Metody modelirovaniya i ocenki pogloshchayushchey i sglazhivayushchey sposobnosti pnevmaticheskikh shyn v raschetah podveski i kolebanij kolesnykh mashin [Methods for modeling and evaluating the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires in the calculation of the suspension and vibrations of wheeled vehicles] Abstract of Doctor's degree dissertation, Bratsk, 2005, 430 p.
14. Podrubalov V.K., Nikitenko A.N., Podrubalov M.V. Vibronagruzhennost' traktora pri sluchajnom kinematicheskom vzbuzhdenii [Vibration load of a tractor with random kinematic excitation] *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2013, vol. 1, no. 2 (16), pp. 221-226.
15. Mihajlov V.G. Analiz metodov polucheniya prodol'nykh profilej dorog [Analysis of methods for obtaining longitudinal road profiles] *Sistemnyy analiz i prikladnaya informatika*, 2018, no. 2, pp. 13-21.

Получено 22.01.2020

#### Об авторах

**Мальшев Вадим Андреевич** (Пермь, Россия) – магистрант кафедры «Технический сервис и ремонт машин» Пермского государственного аграрно-технологического университета имени академика Д.Н. Прянишникова (614990, г. Пермь, ул. Петропавловская, д. 23, e-mail: 123zzz@rambler.ru).

**Пугин Константин Георгиевич** (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобили и технологические машины» Пермского национального исследовательского политехнического университета (614990, Россия, г. Пермь, Комсомольский пр., 29), профессор кафедры «Технический сервис и ремонт машин» Пермского государственного аграрно-технологического университета имени академика Д.Н. Прянишникова, (614990, г. Пермь, ул. Петропавловская, д. 23, e-mail: 123zzz@rambler.ru).

#### About the authors

**Vadim A. Malyshev** (Perm, Russian Federation) – Master's Student, Department of Technical Service and Repair of Cars, Perm State Agro-Technological University named after Academician D.N. Pryanishnikov (23, Petropavlovskaya st., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: 123zzz@rambler.ru).

**Konstantin K. Pugin** (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Automobiles and Technological Machines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., 614000, Perm, Russian Federation, e-mail 123zzz@rambler.ru), Perm State Agro-Technological University named after Academician D.N. Pryanishnikov (23, Petropavlovskaya st., Perm, 614990, Russian Federation).