

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-301264>

Оригинальное исследование



Оптимизация конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым жесткостью

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

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Вибрации, возникающие при работе наземных транспортно-технологических машин, ухудшают качество управления, снижают производительность выполняемых работ, отрицательно влияют на состояние здоровья операторов машин. Для уменьшения воздействия вибраций на операторов применяют виброзащитные системы кабины и сиденья.

Цель. Для практического применения разработанной конструкции пассивной виброзащитной системы сиденья оператора автогрейдера на основе параллелограммного механизма, пружины растяжения, троса и роликов, необходимо разработать алгоритм оптимизации значений конструктивных параметров.

Методы. В качестве критерия оптимизации использовалось среднеквадратичное значение ускорения сиденья в неподвижной системе координат, определяемое в результате моделирования перемещений автогрейдера по совокупности стохастических микрорельефов опорной поверхности с различными характеристиками и скоростями. Применялась комплексная имитационная математическая модель автогрейдера с виброзащитными опорами кабины и виброзащитной системой сиденья. Все параметры алгоритма оптимизации и модели были разделены на фиксированные, случайные и варьируемые. К последним относится ряд размеров параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья, коэффициент вязкого трения амортизатора механизма, высота зоны квазиулевого жесткости. В качестве целевой функции выступала зависимость критерия от конструктивных параметров виброзащитного механизма сиденья, которая имеет неявный характер и определяется при помощи имитационной математической модели. На ряд параметров были наложены граничные условия из соображений обеспечения работоспособности механизма, технологичности изготовления его деталей, а также эргономических соображений. Оптимизация значений варьируемых параметров выполнялась Симплекс-методом. При этом часть параметров, односторонне влияющих на значение целевой функции, предварительно максимизировалась, либо минимизировалась в пределах граничных диапазонов.

Результаты. Разработан алгоритм назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым жесткостью, одной из ключевых особенностей которого является возможность подстройки виброзащитной системы сиденья под массу текущего оператора. Приведены примеры применения алгоритма.

Заключение. Алгоритм позволяет определить оптимальные значения конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма: размеров параллелограммного механизма, в том числе точек крепления роликов и троса, коэффициента жесткости пружины растяжения, коэффициента вязкого трения амортизатора, параметра подстройки механизма под массу текущего оператора. Ключевой особенностью разработанной виброзащитной системы и алгоритма оптимизации ее конструктивных параметров является возможность подстройки под массу текущего оператора.

Ключевые слова: виброзащита; автогрейдер; сиденье; микрорельеф; ускорение; параллелограммный.

Как цитировать:

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е. Оптимизация конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым жесткостью // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 3. С. 233–244. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-301264>

Рукопись получена: 28.02.2023

Рукопись одобрена: 01.06.2023

Опубликована онлайн: 15.07.2023

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-301264>

Original Study Article

Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness

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

Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Vibrations occurring during operation of land transport-technological machines deteriorate the quality of control, reduce the productivity of the work performed, adversely affect the health of machine operators. In order to reduce the impact of vibrations on the operators, vibration protection systems of the cab and seat are used.

AIMS: For practical application of the developed design of the passive vibration protection system of the motor grader operator's seat on the basis of a parallelogram mechanism, tensile spring, cable and rollers, it is necessary to develop an algorithm for optimizing the values of design parameters.

METHODS: The mean square value of seat acceleration in a stationary reference frame, determined as a result of simulation of the motor grader motion over a set of stochastic microprofiles of the support surface with various characteristics and velocities, was used as an optimization criterion. Comprehensive simulation mathematical model of a motor grader with cabin vibration protection supports and vibration protection system of a seat was used. All parameters of the optimization algorithm and model were divided into fixed, random and varying ones. The latter include a number of dimensions of the parallelogram mechanism of the seat vibration protection system, the coefficient of viscous friction of the mechanism's shock absorber, the height of the quasi-zero stiffness zone. The dependence of the criterion on the design parameters of the seat vibration protection mechanism, which has an implicit pattern and is determined by means of a simulation mathematical model, served as the target function. Boundary conditions were imposed on a number of parameters to ensure the operability of the mechanism, manufacturability of its parts as well as ergonomic considerations. Optimization of the values of the varying parameters was performed with the simplex method. At the same time, a part of the parameters unambiguously influencing the value of the target function was preliminarily maximized or minimized within the boundary ranges.

RESULTS: An algorithm for assignment and optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness is developed, one of the key features of which is the possibility to adjust the vibration protection system of the seat to the weight of the current operator. Examples of algorithm application are given.

CONCLUSIONS: The algorithm makes it possible to determine the optimal values of design parameters of the seat vibration protection system based on a parallelogram mechanism such as: the dimensions of the parallelogram mechanism, including the attachment points of rollers and cable, the coefficient of tensile spring stiffness, the coefficient of viscous friction of a shock absorber, the parameter of adjusting the mechanism to the weight of the current operator. The key feature of the developed vibration protection system and the optimization algorithm of its design parameters is the possibility of adjustment to the weight of the current operator.

Keywords: *Vibration protection; motor grader; seat; microprofile; acceleration; parallelogram.*

To cite this article:

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: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-301264>

Received: 28.02.2023

Accepted: 01.06.2023

Published online: 15.07.2023

ВВЕДЕНИЕ

В процессе работы наземных транспортно-технологических машин, их операторы подвергаются значительным вибрационным нагрузкам [1–5]. Вибрации могут приводить к ухудшению качества управления, увеличению времени выполнения работ, снижению производительности и увеличению нагрузок на механические элементы металлоконструкций машин [6–9]. Использование машин, генерирующих значительные вибрации, целесообразно ограничивать, поскольку это отрицательно влияет на внимательность и состояние здоровья операторов [10, 11]. Поэтому целесообразны разработка и использование машин, конструктивные особенности которых учитывают возникающие при их работе вибрации, с рабочим оборудованием и виброзащитными системами, которые могут минимизировать их воздействие [12, 13]. Виброзащитные устройства и системы способны обеспечить для наземных транспортно-технологических машин достаточно полное и эффективное поглощение вибраций, возникающих в процессе работы от воздействия как внешней среды, так и работающих узлов самой машины. Применение систем виброзащиты операторов необходимо, поскольку позволяет наземным транспортно-технологическим машинам работать более безопасно, без создания дополнительных техногенных рисков и, одновременно, обеспечивать комфортные условия работы операторов. Виброзащита получила широкое применение в строительной, дорожной, подъемно-транспортной и других отраслях. Виброзащитные системы обеспечивают надежную защиту операторов от вибраций и снижают степень повреждения и износ рабочего оборудования машин. Виброзащитные системы кабин [14] и сидений операторов [15] могут применяться по отдельности, но их совместное применение увеличивает эффективность виброзащиты.

ЦЕЛЬ

Важным этапом в разработке виброзащитных систем является их параметрическая оптимизация [16]. Для конструкции виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма [17], созданной с участием авторов, и обладающей эффектом квазиуравновешенности [18–20], необходимо разработать алгоритм оптимизации ее конструктивных параметров.

МЕТОДЫ

Для практического применения разработанной виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма, необходимо решить задачу назначения и оптимизации ее конструктивных параметров. Для этого была разработана расчетная схема виброзащитной системы сиденья (рис. 1).

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА

На схеме виброзащитного механизма (рис. 1) независимыми конструктивными параметрами, оказывающими влияние на среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s , являются размеры L_1 , b , c , x_3 , масса сиденья с оператором m , коэффициент жесткости пружины c_s и коэффициент вязкого трения амортизатора b_h .

Конструктивно амортизатор может иметь исполнение, показанное на схеме (рис. 1), но может быть и привязан к одному из угловых шарниров параллелограмма. В последнем случае угловой коэффициент вязкого трения амортизатора b_{sh} , привязанного, например, к левому нижнему угловому шарниру параллелограмма (точке 0), будет связан с условным линейным коэффициентом вязкого трения поступательного амортизатора b_h соотношением $b_{sh} = b_h \cdot L_1^2$.

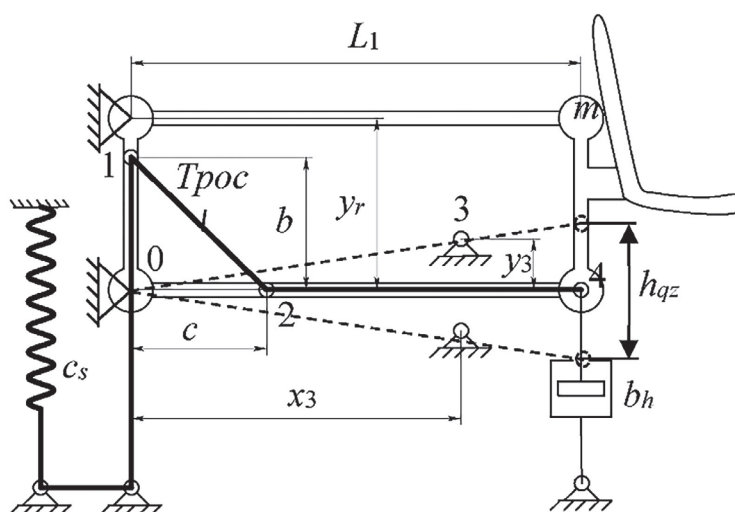


Рис. 1. Схема конструктивных параметров виброзащитного механизма сиденья.
Fig. 1. Scheme of design parameters of the seat vibration protection mechanism.

Масса сиденья с оператором m в описываемой методике является заданной величиной, с учетом фактической массы текущего оператора и постоянной массы сиденья.

Размер y_r боковых звеньев параллелограмма оказывает влияние только на габаритную высоту виброзащитного механизма и напряжения, возникающие в материале его звеньев, но не оказывает влияния на перемещения механизма и вертикальное ускорение a_s . Размер y_3 оказывает влияние на a_s , но определяется высотой зоны квазиулевой жесткости h_{qz} , и не является независимым.

ИСПОЛЬЗУЕМАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Проблема оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья в общем случае является многопараметрической задачей. При ее решении необходимо проводить оценку поведения системы при стохастических внешних воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера, т.е. на имитационной динамической модели базовой машины, описанной в [21]. Модель включает в себя в качестве одной из субмоделей более низкого иерархического уровня, модель виброзащитной системы сиденья, аналитические зависимости которой описаны в работе [17]. Учитывая сравнительно большие временные затраты на имитационное моделирование отдельного процесса перемещения машины с виброзащитной системой сиденья по неровностям микрорельефа опорной поверхности, применение методов многомерной оптимизации, таких, например, как Симплекс-метод, при этом затруднено на всем множестве параметров виброзащитной системы. В этом случае, целесообразно уменьшить размерность задачи, приняв допущения, ограничения, и зафиксировав часть параметров виброзащитной системы, а также связав их аналитическими зависимостями.

ПАРАМЕТРЫ АЛГОРИТМА

Все параметры в алгоритме могут быть разделены на три группы: фиксированные, случайные и варьируемые.

Фиксированные параметры

К данной группе параметров относятся: габаритная длина кабины в направлении движения машины L_{cab} ; диапазонные значения массы оператора m_{omin} ; m_{omax} ; текущее фактическое значение массы оператора m_o ; вектор значений скорости движения машины в транспортном режиме \vec{v} ; вектор значений среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа, соответствующих вектору скоростей $\vec{\sigma}_m$; максимальное допустимое значение коэффициента жесткости пружины

c_{smax} ; конструктивные параметры автогрейдера. Конечное время моделирования перемещения автогрейдера по случайно заданному микрорельефу T_{kon} .

Случайные параметры

К случайным параметрам относятся дискретные значения высот профиля микрорельефа y_i под ходовыми элементами автогрейдера. Они вычислялись по рекуррентным уравнениям [22], и являлись, зависимыми от $\vec{\sigma}_m$, внутренними параметрами методики.

Варьируемые параметры

К независимым варьируемым параметрам, значения которых необходимо оптимизировать, относятся: длина горизонтального звена параллелограммного механизма L_j ; размеры b , c и x_3 механизма; коэффициент вязкого трения амортизатора b_{η} ; высота зоны квазиулевой жесткости сиденья h_{qz} .

КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ

В качестве критерия оптимизации всех конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья выступало среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s , определяемое следующей зависимостью:

$$a_s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}, \quad (1)$$

где a_i – отдельные значения ускорения в дискретные моменты времени динамического процесса; \bar{a} – среднее значение ускорения за весь период процесса; n – количество значений ускорения.

По формуле (1) среднеквадратичное вертикальное ускорение определялось на выборке наиболее вероятных перемещений автогрейдера по стохастическому профилю микрорельефа сразу для шести отдельных процессов перемещения. Выборка, задаваемая заказчиком системы, в качестве весьма распространенного примера, была представлена вектором из 6 скоростей перемещения машины $\vec{v}=[1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с, и соответствующим ему вектором из 6 среднеквадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности $\vec{\sigma}_m=[0,06; 0,05; 0,04; 0,03; 0,02; 0,01]$ м. Конечное время моделирования перемещения автогрейдера по случайно заданному микрорельефу при каждом из 6 сочетаний скорости и отклонения профиля составляло $T_{kon}=1000$ с. Было принято, в качестве допущения, что данный набор из 6 сочетаний скоростей и среднеквадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля, представленный в табл. 1, в достаточной степени соответствует реальным условиям эксплуатации машины в транспортном режиме, и может быть использован в качестве тестового для сравнительной оценки виброзащитных механизмов сидений с различными конструктивными параметрами.

Таблица 1. Набор из 6 сочетаний среднеквадратичных отклонений микропрофиля и скоростей автогрейдера, используемый в качестве тестового

Table 1. A set of 6 combinations of micro-profile standard deviations and motor grader velocities used as a test set

№ сочетания	σ_m , м	v , м/с
1	0,06	1
2	0,05	2
3	0,04	3
4	0,03	4
5	0,02	5
6	0,01	6

Большим среднеквадратичным отклонениям микропрофиля в табл. 1 соответствовали перемещения с меньшими скоростями, и наоборот. Подобные соотношения в транспортном режиме, как правило, всегда обеспечиваются оператором машины, чтобы минимизировать риск повреждений ходовой части или всей машины (при больших неровностях микрорельефа оператор снижает скорость, и наоборот).

ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ

В качестве целевой функции выступала неявная зависимость среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья (1), зависящая от всех конструктивных параметров виброзащитного механизма сиденья:

$$a_s = f(L_{cab}; m_{o\min}; m_{o\max}; m_o; c_{s\max}; \bar{v}; \bar{\sigma}_m; L_1; b; x_3; b_h; h_{qz}). \quad (2)$$

В зависимости (2) значение целевой функции определялось при помощи имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитной системой сиденья и затем минимизировалось.

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Все параметры принимали только положительные значения. На ряд параметров были наложены дополнительные граничные условия:

$$\begin{aligned} m_{o\min} < m_o < m_{o\max}; 0,4 \text{ м} < L_1 < (L_{cab} - 0,5 \text{ м}); \\ 0,1 \text{ м} < b < L_1; c = b; \\ (b + 0,05 \text{ м}) < x_3 < (L_1 - 0,05 \text{ м}); \\ b_h > 100 \text{ Н/(м/с)}; 0 \text{ м} < h_{qz} \leq 0,1 \text{ м}. \end{aligned} \quad (3)$$

Числовые значения в граничных условиях (3) были заданы из соображений обеспечения работоспособности механизма, технологичности изготовления его деталей, а также эргономичности.

Размер x_3 конструктивно должен находиться в пределах между размерами c и L_1 (рис. 1). Было принято допущение о равенстве размеров $c=b$, поскольку эти два параметра равнозначны по влиянию на a_s , и при их равенстве используемые аналитические зависимости существенно упрощаются. С учетом минимальных дополнительных расстояний, принятых равными 0,05 м вдоль оси X между точками 2 и 3, либо между точками 3 и 4 (расстояния в 0,05 м необходимы для сохранения постоянного контакта троса с роликами при перескоках троса, и исключения контакта роликов друг с другом), на размер x_3 накладываются приведенные выше ограничения.

Прочие конструктивные параметры принимали фиксированные значения и соответствовали автогрейдеру ДЗ-98 [21].

МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ

В качестве метода оптимизации использовался Симплекс-метод [23]. Он применялся только для оптимизации значений параметров, которые неоднозначно влияют на значение целевой функции. Такими параметрами являются b_h и x_3 . Остальные параметры однозначно увеличивают (уменьшают) значение целевой функции при прочих равных условиях, поэтому целесообразно придание им граничных максимальных (минимальных) значений.

АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ

Результаты предварительных исследований показали, что увеличение величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz} в статической силовой характеристике механизма всегда, при прочих равных условиях, снижает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s . Поэтому целесообразно придание этому параметру максимального значения с учетом заданных ограничений: $h_{qz}=0,1$ м.

Параметру b необходимо придать минимальное значение $b=0,1$ м, поскольку его уменьшение всегда, при прочих равных условиях, снижает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s .

Параметру L_1 необходимо придать максимальное значение $L_1 = L_{cab} - 0,5$ м, где 0,5 м – минимально допустимая из эргономических соображений длина зоны управления в передней части кабины. Поскольку его увеличение всегда, при прочих равных условиях, снижает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s .

Минимальные значения среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , при прочих равных условиях, в основном достигаются при значениях x_3 , близких к нижнему пределу, т.е. при $x_3 \approx (c + 0,05 \dots 0,1)$ м.

Поэтому начальное значение параметра x_3 при оптимизации принималось равным $x_3 = c + 0,05$ м.

Из проведенных вычислительных экспериментов было установлено, что коэффициент вязкого трения амортизатора b_h оказывает неоднозначное влияние на средневладратичное вертикальное ускорение сиденья a_s (рис. 2, 3).

При увеличении L_1 также происходит повышение средневладратичного локального отклонения механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} от собственного среднего положения. То есть, несколько возрастает вертикальный ход механизма. Оптимальные значения коэффициента вязкого трения

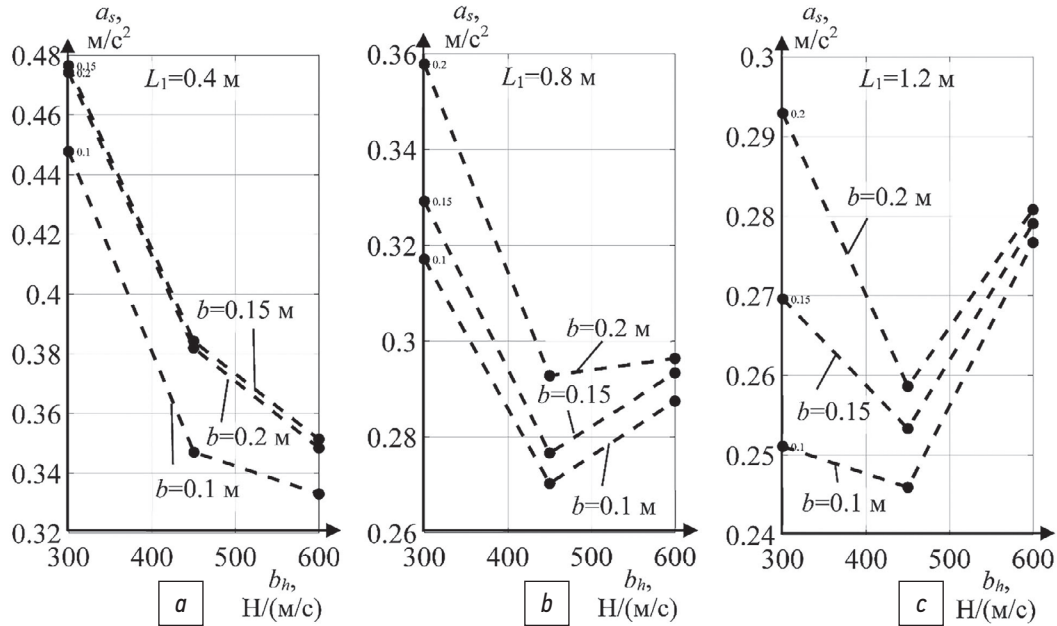


Рис. 2. Зависимости средневладратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , при различных значениях размеров L_1 и b и постоянной формуле размера $x_3 = b + 0,05$ м: а) при $L_1 = 0,4$ м; б) при $L_1 = 0,8$ м; в) при $L_1 = 1,2$ м.

Fig. 2. Dependences of root-mean-square vertical acceleration of the seat as on the coefficient of viscous friction of a shock-absorber b_h , at various values of dimensions L_1 and b and constant formula of the dimension $x_3 = b + 0,05$ m: a) at $L_1 = 0,4$ m; b) at $L_1 = 0,8$ m; c) at $L_1 = 1,2$ m.

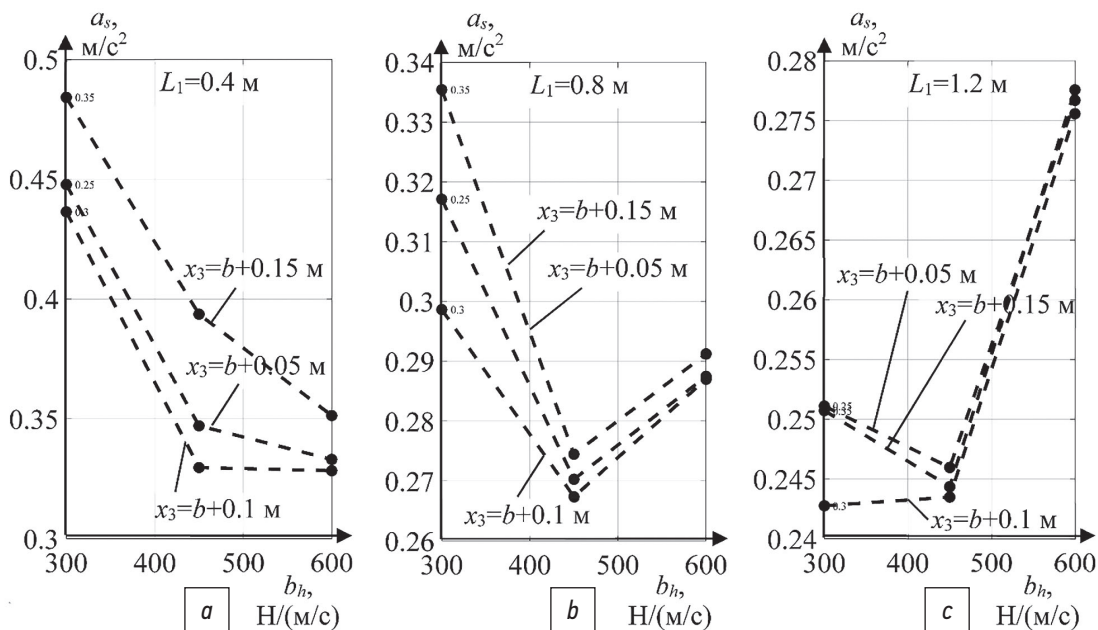


Рис. 3. Зависимости средневладратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , при различных значениях размеров L_1 и x_3 и постоянном значении размера $b = 0,1$ м: а) при $L_1 = 0,4$ м; б) при $L_1 = 0,8$ м; в) при $L_1 = 1,2$ м.

Fig. 3. Dependences of root-mean-square vertical acceleration of the seat as on the coefficient of viscous friction of a shock-absorber b_h , at different values of dimensions L_1 and x_3 and constant value of dimension $b = 0,1$ m: a) at $L_1 = 0,4$ m; b) at $L_1 = 0,8$ m; c) at $L_1 = 1,2$ m.

амортизатора b_h , находятся в пределах 200...1000 Н/(м/с), причем большие значения b_h из приведенного диапазона соответствуют меньшим значениям L_1 . Начальное значение параметра b_h при оптимизации принималось равным 450 Н/(м/с).

Сравнительно большие затраты времени вычислений при проведении имитационного моделирования затрудняют проведение вычислительных экспериментов с более мелкими шагами всех варьируемых параметров (рис. 2, 3).

Алгоритм может быть описан в виде последовательности шагов.

1. Задание исходных данных. В качестве исходных данных методики выступали описанные выше параметры: $L_{cab}; m_{omin}; m_{omax}; m_o; \bar{v}; \bar{\sigma}_m; c_{smax}; T_{kon}$.

Значения фиксированных параметров $L_{cab}; m_{omin}; m_{omax}; \bar{v}; \bar{\sigma}_m$ задаются заказчиком. Фактическое текущее значение массы оператора m_o измеряется при помощи дополнительных технических средств.

2. Вычисляются значения ряда размеров. Размер L_1 принимается равным верхнему граничному значению, $b=c$ минимизируются:

$$L_1 = L_{cab} - 0,5, \tag{4}$$

$$b = c = 0,1. \tag{5}$$

Величина бокового звена (высота) параллелограммного механизма из соображений обеспечения пропорциональности задается равной:

$$y_r = 0,2 \cdot L_1. \tag{6}$$

3. Для среднего значения массы оператора из заданного диапазона вычисляется средняя диапазонная масса сиденья с оператором m_m :

$$m_m = \frac{m_{omin} + m_{omax}}{2} + 125 \text{ кг}, \tag{7}$$

где 125 кг – принятое значение массы сиденья.

Также вычисляется фактическая текущая масса сиденья с оператором m для фактического текущего значения массы оператора m_o :

$$m = m_o + 125 \text{ кг}. \tag{8}$$

4. Для средней диапазонной массы сиденья с оператором m_m вычисляется жесткость пружины исходя из условия квазиуравновешенности (горизонтальности среднего участка статической характеристики) виброзащитного механизма сиденья [17]:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m_m}{b \cdot c}. \tag{9}$$

5. В случае, если выполняется условие

$$c_s > c_{smax}, \tag{10}$$

производится коррекция значения коэффициента жесткости пружины:

$$c_s = c_{smax}. \tag{11}$$

Значение размера L_1 после коррекции (11) также корректируется по формуле, следующей из (9):

$$L_1 = \frac{c_s \cdot b \cdot c}{g \cdot m_m}. \tag{12}$$

По (12) происходит уменьшение значения L_1 . Затем, по (6) корректируется значение y_r . Если условие (10) не выполняется, коррекция значений c_s, L_1, y_r также не производится.

6. Вычисляется номинальная деформация пружины в середине хода механизма для средней диапазонной массы сиденья с оператором m_m , которая равна [17]:

$$dL_{snom0} = \frac{P_s}{c_s} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m_m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}} = b \cdot \sqrt{2}. \tag{13}$$

Значение dL_{snom0} используется для настройки виброзащитного механизма сиденья на среднюю массу сиденья с оператором из заданного заказчиком диапазона. Первоначальная настройка для системы выполняется один раз и заключается в установке (при помощи дополнительного механизма привода края пружины, который не связан с тросом) в начальное нулевое положение, и в сохранении значения этого положения (в виде нулевой отметки на шкале, и т.п.). Установка в нулевое положение происходит путем сдвига края пружины на расстояние dL_{snom0} от положения, при котором пружина остается недеформированной, но трос при этом натянут. Пружина при первоначальной настройке получает номинальное растяжение dL_{snom0} в средней точке подъема сиденья.

7. Вычисляется деформация пружины в середине хода механизма, уравновешивающая фактическое значение массы сиденья с текущим оператором m :

$$dL_{snom} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}} = \frac{m \cdot b \cdot \sqrt{2}}{m_m}. \tag{14}$$

8. Вычисляется разность деформаций dL_{snom0} и dL_{snom} :

$$ddL_s = dL_{snom0} - dL_{snom}. \tag{15}$$

Значение ddL_s используется для подстройки виброзащитного механизма сиденья под текущую массу оператора перед началом рабочей смены. Подстройка заключается в сдвиге (при помощи дополнительного механизма привода края пружины, который не связан с тросом) в новое положение, которое находится на расстоянии ddL_s от начального нулевого положения, значение которого сохранялось в п. 6 алгоритма. При этом может использоваться тарированная шкала расстояний сдвига, соответствующих массам оператора.

9. Симплекс-методом выполняется локальная оптимизация значений параметров b_h и x_3 по критерию минимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s . Начальные значения параметров принимаются равными:

$$b_h = 450 \text{ Н/(м/с)}; x_3 = (b + 0,05) \text{ м.} \quad (16)$$

Для предотвращения снижения значения аргумента x_3 ниже минимального предела $x_3=(b+0,05)$ м,

и значения аргумента b_h ниже нуля, в дополнение к Симплекс-методу применяется метод штрафных функций [24]. В случае выполнения условий:

$$b_h < 0 \text{ Н/(м/с)}; \text{ и/или } x_3 < (b + 0,05) \text{ м,} \quad (17)$$

к значениям функции a_s , вычисляемым в процессе оптимизации, согласно условиям (17) прибавляются штрафные слагаемые:

$$a_s = a_s + |b_h| \cdot 100;$$

$$\text{и/или } a_s = a_s + |(b + 0,05) - x_3| \cdot 100. \quad (18)$$

В процессе локальной оптимизации при помощи имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитной системой сиденья [21], для вычисления каждого значения функции a_s выполняется моделирование перемещений машины по описанному выше тестовому набору стохастических микрорельефов опорной



Рис. 4. Блок-схема алгоритма назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма.

Fig. 4. Block diagram of the algorithm for assignment and optimization of design parameters of the vibration protection system of a seat based on a parallelogram mechanism.

поверхности с заданными заказчиком характеристиками и скоростями (см. п. 1).

10. Производится вывод результатов алгоритма: значений конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья L_j ; b ; y_r ; b_{H1} ; x_3 ; c_s ; dL_{snom0} , а также параметра ddL_s подстройки виброзащитного механизма сиденья под текущую массу оператора.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На рис. 4 приведена блок-схема описанного алгоритма.

В табл. 2 приведены два примера использования разработанного алгоритма с различным набором значений исходных данных. Значения среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s приведены как до локальной оптимизации (при начальных значениях варьируемых параметров b_{H1} и x_3 , которые также близки к оптимуму), так и после локальной оптимизации Симплекс-методом указанных параметров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный алгоритм позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе

параллелограммного механизма, таких как основные размеры параллелограммного механизма и точек крепления роликов и троса, коэффициент жесткости пружины растяжения, коэффициент вязкого трения амортизатора, параметр подстройки механизма под массу текущего оператора.

Оптимизация значений ряда конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья проводится путем минимизации или максимизации в соответствии с применяемыми ограничениями. Максимальное значение коэффициента жесткости пружины целесообразно задать в качестве внутреннего ограничения в алгоритме методики. Оптимизация выполняется по критерию минимального среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s с помощью моделирования на имитационной модели перемещений автогрейдера с виброзащитной системой сиденья по заданному заказчиком тестовому набору стохастических микрорельефов.

Перспективная область использования разработанного алгоритма – при проектировании виброзащитных систем и оптимизации конструктивных параметров параллелограммного механизма сиденья оператора автогрейдера, а также других наземных транспортно-технологических машин.

Таблица 2. Примеры использования разработанного алгоритма

Table 2. Examples of using the developed algorithm

Параметры	Значения параметров для примера	
	№ 1	№ 2
Исходные данные		
L_{cab} , м	1,05	1,0
m_{omin} , кг	50	50
m_{omax} , кг	100	100
m_o , кг	75	75
\bar{v} , м/с	[1; 2; 3; 4; 5; 6]	[1; 2; 3; 4; 5; 6]
$\bar{\sigma}_m$, м	[0,06; 0,05; 0,04; 0,03; 0,02; 0,01]	[0,06; 0,05; 0,04; 0,03; 0,02; 0,01]
c_{smax} , Н/м	100000	81750
T_{kon} , с	1000	1000
Результаты		
L_j , м	0,55	0,6
c_s , Н/м	89182	81750
b , м	0,1	0,1
y_r , м	0,11	0,12
b_{H1} , Н/(м/с) (до локальной оптимизации)	450	450
b_{H1} , Н/(м/с) (после локальной оптимизации)	495	460
x_3 , м (до локальной оптимизации)	0,16	0,17
x_3 , м (после локальной оптимизации)	0,169	0,17032
a_s , м/с ² (до локальной оптимизации)	0,304	0,295
a_s , м/с ² (после локальной оптимизации)	0,293	0,288

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. М.С. Корытов — разработка имитационной математической модели, разработка алгоритма, разработка блок-схемы алгоритма, обработка результатов вычислительных экспериментов; И.Е. Кашапова — исследование состояния вопроса, написание введения, разработка программного кода для реализации алгоритма, проведение вычислительных экспериментов; В.С. Щербаков — общая идея работы, разработка алгоритма, редактирование текста статьи, написание заключения. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

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

Источники финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Aiello G., Vallone M., Catania P. Optimising the efficiency of olive harvesting considering operator safety // *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 185. P. 15–24. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2019.02.016
2. Mikheyev V.V., Saveliev S.V., Shushubaeva M.K. Natural adaptation of deformable work tools during vibratory soil compaction and enhancement of their performance // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019. Vol. 1260. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062015
3. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Бондарь В.Н. и др. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. Т. 83, № 8. С. 14–18. doi: 10.17816/0321-4443-66188
4. Кузьмин В.А., Годжаев З.А. Сравнительная оценка эффективности виброзащиты активной системы поддрессоривания с ПИД-регулированием // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. Т. 85, № 3. С. 62–67. doi: 10.17816/0321-4443-66407
5. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В., Никитенко А.Н. Приемимость различных схем динамической системы колесного трактора при расчетной оценке его вибронгруженности // *Тракторы и сельхозмашины*. 2014. Т. 81, № 1. С. 20–25. doi: 10.17816/0321-4443-65657
6. Yang L., Zhen L., Yulong X. et al. Experimental and theoretical analysis for isolation performance of new combined isolation devices under blast loading // *Advances in Civil Engineering*. 2020. Vol. 2020. doi: 10.1155/2020/8425785
7. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. N 5. doi: 10.1177/1687814019849988
8. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2018. Vol. 944. doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. M.S. Korytov — development of the simulation mathematical model, development of the algorithm, development of the algorithm block diagram, processing the results of computational experiments; I.E. Kashapova — state-of-the-art research, writing the introduction, developing the program code to implement the algorithm, conducting computational experiments; V.S. Shcherbakov — general idea of the study, development of the algorithm, text editing, writing the conclusion. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

9. Yang X., Wu H., Li Y., et al. Dynamics and isotropic control of parallel mechanisms for vibration isolation // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2020. Vol. 25, N 4. P. 2027–2034. doi: 10.1109/TMECH.2020.2996641
10. 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 // *Int. J. Environ. Res. Public Health* 2017. Vol. 14, N 3. P. 275. doi: 10.3390/ijerph14030275
11. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2018. Vol. 1050. P. 012057. doi: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
12. Bratan S., Kharchenko A., Vladetskaya E., et al. Analysis and synthesis of vibration isolation system of a grinding machine with account of the operational reliability of its elements // *Metal Working and Material Science*. 2019. Vol. 21. N 1. P. 35–49. doi: 10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49
13. Ivanov S., Meleshkova Z., Mikalauskas A., et al. Modeling of nonlinear vibration protection systems of mining machines // *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 156. P. 292–299. doi: 10.1016/j.procs.2019.08.205
14. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245–1251. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
15. Ning D., Sun S., Du H., et al. An electromagnetic variable inertance device for seat suspension vibration control // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 133. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106259
16. Подрубалов В.К., Никитенко А.Н., Подрубалов М.В. Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении //

Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т. 7, № 2-1. С. 212–220. doi: 10.17816/2074-0530-68324

17. Кorytov M.C., Kашапова И.Е., Щербачков В.С. Условие квази-нулевой жесткости статической силовой характеристики параллелограмного механизма виброзащитной системы сиденья // Вестник СибАДИ. 2022. Т.19, № 2(84). С. 144–155. doi: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155

18. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. doi: 10.1063/1.5122117

19. Chang Y., Zhou J., Wang K., et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // J. Sound Vib. 2021. Vol. 494. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115859

20. Zhao F., Ji J., Ye K., et al. Increase of quasi-zero stiffness region using two pairs of oblique springs // Mechanical Systems and Signal Processing. 2020. Vol. 144. Pp. 106975. doi: 10.1016/j.ymssp.2020.106975

21. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., et al. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. Vol. 1260. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

22. Малахов И.И., Суковин М.В. Математическая модель системы «микрорельеф - ходовое оборудование» // Интернет-журнал «Науковедение». 2016. Т. 8, № 2(33). С. 116. doi: 10.15862/14TVN216

23. Хасанов А.С., Зверева А.И. Графический анализ чувствительности оптимальных решений задач линейного программирования // Вестник МГОУ. Серия: Физика-математика. 2021. № 2. С. 61–76. doi: 10.18384/2310-7251-2021-2-61-76

24. Попов Л.Д. Об управлении параметрами в итерационных методах линейного программирования, основанных на новом классе гладких внешних штрафных функций // Труды института математики и механики УрО РАН. 2022. Т. 28, № 4. С. 191–200. doi: 10.21538/0134-4889-2022-28-4-191-200

REFERENCES

1. 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

2. Mikheyev VV, Saveliev SV, Shshubaeva MK. Natural adaptation of deformable work tools during vibratory soil compaction and enhancement of there performance. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019;1260. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062015

3. Berezin IYa, Pronina YuO, Bondar' VN, et al. Simulation of the formation of vibration loading of operator workplace of industrial tractor. *Tractors and agricultural machinery*. 2016;83(8):14–18. (In Russ). doi: 10.17816/0321-4443-66188

4. Kuz'min 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. (In Russ). doi: 10.17816/0321-4443-66407

5. Podrubalov VK, Podrubalov MV, Nikitenko AN. Applicability of different models of wheel tractor dynamic system for the calculation assessment of its vibration load. *Tractors and agricultural machinery*. 2014;81(1):20–25. (In Russ). doi: 10.17816/0321-4443-65657

6. Yang L, Zhen L, Yulong X, et al. Experimental and theoretical analysis for isolation performance of new combined isolation devices under blast loading. *Advances in Civil Engineering*. 2020;2020. doi: 10.1155/2020/8425785

7. 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

8. Korchagin PA, Teterina IA, Rahuba LF. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2018;944. doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

9. Yang X, Wu H, Li Y, et al. Dynamics and isotropic control of parallel mechanisms for vibration isolation. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2020;25(4):2027–2034. doi: 10.1109/TMECH.2020.2996641

10. 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. *Int. J. Environ. Res. Public Health*. 2017;14(3):275. doi: 10.3390/ijerph14030275

11. Nehaev VA, Nikolaev VA, Zakernichnaya NV. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2018;1050. doi: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057

12. Bratan S, Kharchenko A, Vladetskaya E, et al. Analysis and synthesis of vibration isolation system of a grinding machine with account of the operational reliability of its elements. *Metal Working and Material Science*. 2019;21(1):35–49. doi: 10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49

13. Ivanov S, Meleshkova Z, Mikalauskas A, et al. Modeling of nonlinear vibration protection systems of mining machines. *Procedia Computer Science*. 2019;156:292–299. doi: 10.1016/j.procs.2019.08.205

14. Lyashenko MV, Pobedin AV, Potapov PV. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*. 2016;150:1245–1251. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

15. Ning D, Sun S, Du H, et al. An electromagnetic variable inertance device for seat suspension vibration control. *Mechanical systems and signal processing*. 2019;133. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106259

16. Podrubalov VK, Nikitenko AN, Podrubalov MV. Optimization of vibration protection systems for operator in mobile vehicle with random kinematical excitation. *Izv. MGTU "MAMI"*. 2013;7(2–1): 212–220. (In Russ). doi: 10.17816/2074-0530-68324

17. Korytov MS, Kашапова IE, Shcherbakov VS. Quasi-zero rigidity condition for static force characteristic of parallelogram mechanism for seat vibration protection system. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022;19(2):144–155. (In Russ). doi: 10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155

18. Burian YA, Silkov MV, Trifonova EN. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*. 2019;2141. doi: 10.1063/1.5122117

19. Chang Y, Zhou J, Wang K, et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *J. Sound Vib.* 2021;494. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115859

20. Zhao F., Ji J.C., Ye K., et al. Increase of quasi-zero stiffness region using two pairs of oblique springs. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020;144. doi: 10.1016/j.ymssp.2020.106975

21. Korytov MS, Shcherbakov VS, Titenko VV, et al. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019;1260. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

22. Malakhov II, Sukovin MV. Mathematical model of system "the microrelief of - way equipment". *Internet-zhurnal Naukovedenie.* 2016;8(2(33));116. doi: 10.15862/14TVN216

23. Khasanov AS, Zvereva AI. Graphical sensitivity analysis of optimal solutions of linear programming problems. *Vestnik MGOU. Serija: Fizika-matematika.* 2021;2:61-76. doi: 10.18384/2310-7251-2021-2-61-76

24. Popov LD. On parameter control in iterative linear programming methods based on a new class of smooth exterior penalty functions. *Trudy Instituta Matematiki i Mekhaniki UrO RAN.* 2022;28(4): 191–200. doi: 10.21538/0134-4889-2022-28-4-191-200

ОБ АВТОРАХ

* Кorytov Михаил Сергеевич,

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

Щербakov Виталий Сергеевич,

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

Кашапова Ирина Евгеньевна,

аспирант,
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

AUTHORS' INFO

* Mikhail S. Korytov,

Associate Professor, Dr. Sci. (Tech.),
Professor of the Automotive Transport Department;
address: 5 Mira Ave., 644080 Omsk, Russian Federation;
ORCID: 0000-0002-5104-7568;
eLibrary SPIN: 2921-4760;
e-mail: kms142@mail.ru

Vitaly S. Shcherbakov,

Dr. Sci. (Tech.),
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,

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

* Corresponding author