

Научная статья

УДК 62-752.2

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

EDN: WKLVVO



МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ АВТОГРЕЙДЕРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

М. С. Корытов*, И. Е. Кашапова, В. С. Щербаков*Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия**kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>**iriska-97-17-13@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>**sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>***ответственный автор*

АННОТАЦИЯ

Введение. Одной из актуальных задач, стоящей перед разработчиками наземных транспортно-технологических машин, является уменьшение вибрационных воздействий на человека-оператора. Вибрационные воздействия вызваны в основном взаимодействием рабочих органов с рабочей средой и ходового оборудования машин с микрорельефом опорной поверхности, по которой движется машина. Для уменьшения вибрационных воздействий применяются виброзащитные системы кабины и сиденья оператора. Перспективны конструкции виброзащитных систем сидений с эффектом квазинулевой жесткости. Предложена конструкция пассивной виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма, которая позволяет обеспечить указанный эффект квазинулевой жесткости. Для практического применения разработанной виброзащитной системы сиденья необходимо решить задачу назначения и оптимизации ее основных конструктивных параметров.

Материалы и методы. В качестве целевой функции при оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья было принято среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья в неподвижной системе координат. Для разработанной расчетной схемы виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма были выделены независимые конструктивные параметры, оказывающие влияние на среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья. Чтобы уменьшить размерность задачи, часть параметров была связана алгебраическими зависимостями или зафиксирована. Необходимость уменьшения числа независимых варьируемых параметров была обусловлена сравнительно большим временем моделирования отдельного процесса перемещения машины по микрорельефу опорной поверхности при помощи разработанной комплексной имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитными опорами кабины оператора и с виброзащитным механизмом сиденья оператора. В качестве независимых были выделены горизонтальная длина звена параллелограмма, коэффициент вязкости демпфера механизма и горизонтальный размер от оси вращения до ограничивающих роликов механизма.

Результаты. Была разработана методика выбора и оптимизации конструктивных параметров виброзащитного механизма, представленная в виде блок-схемы, включающая в себя этап локальной оптимизации коэффициента вязкости демпфера и горизонтального размера от оси до ограничивающих роликов Симплекс-методом. Получения каждого отдельного значения целевой функции при локальной оптимизации выполнялось путем обработки результатов дискретных значений ускорения сиденья, полученных моделированием перемещения машины на имитационной математической модели. Приводятся примеры применения разработанной методики с различными наборами исходных данных.

Обсуждение и заключение. Применение разработанной методики позволяет однозначно определить значения конструктивных параметров виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма, в том числе геометрические размеры, коэффициент вязкости демпфера, а также в качестве вторичных выходных параметров жесткость и размеры пружины растяжения механизма.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вибрации, виброзащита, параллелограммный механизм, методика, квазинулевая жесткость

© Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербаков В. С., 2023

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

БЛАГОДАРНОСТИ: авторы статьи выражают благодарность за нелегкий труд и экспертное мнение рецензенту, работавшему с данной статьей.

Статья поступила в редакцию 02.02.2023; одобрена после рецензирования 01.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербakov В. С. Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазинулевой статической характеристикой // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 180-193. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

EDN: WKLWVO

OPTIMIZATION METHOD FOR MAIN PARAMETERS OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM IN MOTOR GRADER SEAT WITH QUASI-ZERO STATIC CHARACTERISTIC

Mikhail S. Korytov*, Irina E. Kashapova, Vitalii S. Shcherbakov
Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia

kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

iriska-97-17-13@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. One of the urgent tasks facing the developers of land transport and technological machines is to reduce the vibration effects on the human operator. Vibration impacts are caused mainly by the interaction of the working bodies with the working environment and the running equipment of machines with the microrelief of the supporting surface on which the machine moves. To reduce vibration impacts, vibration protection systems of the cab and operator's seat are used. The designs of vibration protection systems of seats with the effect of quasi-zero stiffness are promising. The design of a passive vibration protection system of an operator's seat based on a parallelogram mechanism, which makes it possible to provide the specified effect of quasi-zero stiffness, is proposed. For practical application of the developed vibration protection system of a seat, it is necessary to solve the problem of assignment and optimization of its main design parameters.

Materials and methods. RMS vertical acceleration of a seat in a stationary coordinate system was taken as the target function for optimizing the design parameters of the vibration protection system of a seat. For the developed calculation scheme of the seat vibration protection system based on a parallelogram mechanism, independent design parameters that influence the mean square vertical acceleration of the seat were identified. To reduce the dimensionality of the problem, some of the parameters were bound by algebraic dependencies, or fixed. The need to reduce the number of independent varying parameters was due to the relatively long simulation time of the individual process of moving the machine along the microrelief of the supporting surface using the developed complex simulation mathematical model of a motor grader with vibration-proof supports of the operator's cabin and with a vibration-proof mechanism of the operator's seat. The horizontal length of the parallelogram link, the ductility factor of the damper mechanism, and the horizontal dimension from the rotation axis to the limiting rollers of the mechanism were selected as independent.

Results. A methodology for selecting and optimizing the design parameters of the vibration protection mechanism, presented in the form of a flowchart, which includes the stage of local optimization of the viscosity factor of the damper and the horizontal dimension from the axis to the limiting rollers by the Simplex method, has been developed. Obtaining each individual value of the target function in the local optimization was performed by processing the results of discrete values of seat acceleration obtained by simulating the movement of the machine on a simulation

© Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

mathematical model. Examples of the application of the developed technique with different sets of initial data are given.

Discussion and conclusions: The application of the developed technique makes it possible to unambiguously determine the values of design parameters of the vibration protection system based on the parallelogram mechanism, including geometric dimensions, the viscosity factor of the damper, as well as, as secondary output parameters, the stiffness and dimensions of the tensile spring of the mechanism.

KEYWORDS: vibrations, vibration protection, parallelogram mechanism, technique, quasi-zero stiffness

ACKNOWLEDGMENTS: The authors of the article express their gratitude for the hard work and expert opinion to the reviewers who worked with this article.

The article was submitted 02.02.2023; approved after reviewing 01.03.2023; accepted for publication 21.04.23.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Korytov Mikhail S., Kashapova Irina E., Shcherbakov Vitalii S. Optimization method for main parameters of vibration protection system in motor grader seat with quasi-zero static characteristic. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (2): 180-193. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193>

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы защиты от вибраций операторов строительных, дорожных, землеройных и других наземных транспортно-технологических машин получили широкое развитие и освещение в научной литературе у нас в стране и за рубежом [1, 2, 3, 4]. Это объясняется значимостью и актуальностью данных вопросов, от решения которых во многом зависят работоспособность и здоровье оператора [5, 6, 7, 8], а также производительность и точность выполняемых работ [9, 10].

Основными источниками вибраций, возникающих при работе наземных транспортно-технологических машин, являются рабочие органы машин, взаимодействующие с рабочими средами, и элементы ходового оборудования, взаимодействующие с микро-рельефом опорной поверхности.

К оператору вибрации передаются через кабину и сиденье, чем обусловлено два основных способа защиты от вибраций: виброизоляция кабины [11, 12, 13, 14] и, соответственно, виброизоляция сиденья оператора [15]. Указанные способы взаимно дополняют друг друга и, как правило, применяются совместно. Поскольку наибольшую опасность для операторов представляют перемещения и вибрации сиденья в вертикальном направлении, в системах виброизоляции сидений целесообразно использовать эффект квазинулевой жесткости [16, 17]. При этом пассивные системы виброизоляции [18] обладают большей надежностью и долговечностью по сравнению с активными системами [19], поскольку имеют более простую конструкцию, в них отсутствуют сложные электротехнические компоненты и т.д.

В СибАДИ была разработана конструкция пассивной виброзащитной системы сиденья оператора землеройно-транспортной машины на основе параллелограммного механизма, троса и роликов (рисунок 1), отличительной особенностью которой является возможность обеспечения участка квазинулевой жесткости в средней части статической силовой характеристики [20].

Для практического применения разработанной виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма необходимо решить задачу назначения и оптимизации ее основных конструктивных параметров.

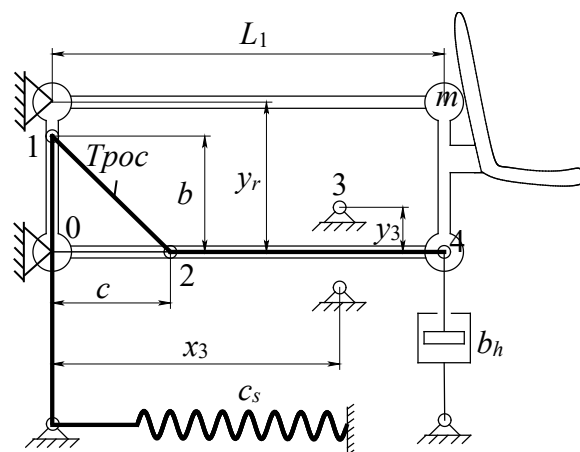


Рисунок 1 – Схема конструктивных параметров виброзащитного механизма сиденья
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Scheme of design parameters of the vibration protection mechanism of the seat
Source: compiled by the authors.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Задача оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья является многопараметрической. При ее решении необходимо проводить оценку поведения системы при стохастических внешних воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера, то есть на имитационной модели [21, 22]. 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. Целесообразно уменьшить размерность задачи, введя допущения, ограничения, и зафиксировав часть параметров виброзащитной системы либо связав их аналитическими зависимостями.

На схеме виброзащитного механизма (см. рисунок 1) независимыми параметрами, оказывающими влияние на среднее квадратичное 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 . Масса с оператором m в описываемых исследованиях не оптимизировалась, так как являлась заданным параметром и принимала фиксированное значение. Конструктивно амортизатор может иметь исполнение, показанное на схеме, 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 $b_{sh} = b_h \cdot L_1^2$.

Размер u_r боковых звеньев параллелограмма оказывает влияние только на габаритную высоту виброзащитного механизма и напряжения, возникающие в материале его звеньев, но не оказывает влияния на перемещение механизма и вертикальное ускорение a_s . Размер u_3 оказывает влияние на a_s , но определяется высотой зоны квазиулевого жесткости h_{qz} , которая на схеме не показана, и не является независимым.

Результаты предварительных исследований, которые не приводятся ввиду ограниченного объема статьи, показали, что увеличение величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} в статической силовой характеристике механизма всегда, при прочих равных условиях, снижает среднее квадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s . Поэтому целесообразно придание этому параметру максимального значения с учетом заданных ограничений.

Размер x_3 конструктивно должен находиться в пределах между размерами c и L_1 (см. рисунок 1). Было принято допущение о равенстве размеров $c=b$, поскольку эти два параметра равнозначны, 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, на размер x_3 накладываются следующие ограничения:

$$(c + 0.05) \leq x_3 \leq (L_1 - 0.05). \quad (1)$$

Расстояния в 0.05 м необходимы для сохранения постоянного контакта троса с роликами при перескоках троса и исключения контакта роликов друг с другом.

Результаты исследований (рисунок 2) показали, что минимальные значения среднее квадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , при прочих равных условиях, в основном достигаются при значениях x_3 , равных или достаточно близких к нижнему пределу, то есть при $x_3 \approx (c + 0.05)$.

Из приведенных вычислительных экспериментов было установлено, что коэффициент вязкого трения амортизатора b_h оказывает неоднозначное влияние на среднее квадратичное вертикальное ускорение сиденья a_s (см. рисунок 2).

На выборке наиболее вероятных перемещений автогрейдера по стохастическому профилю микрорельефа были получены зависимости среднее квадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , показанных на рисунке 2.

Выборка была представлена вектором скоростей перемещения машины $v = [1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с, и соответствующим ему вектором среднее квадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности $\sigma_m = [0.06; 0.05; 0.04; 0.03; 0.02; 0.01]$ м.

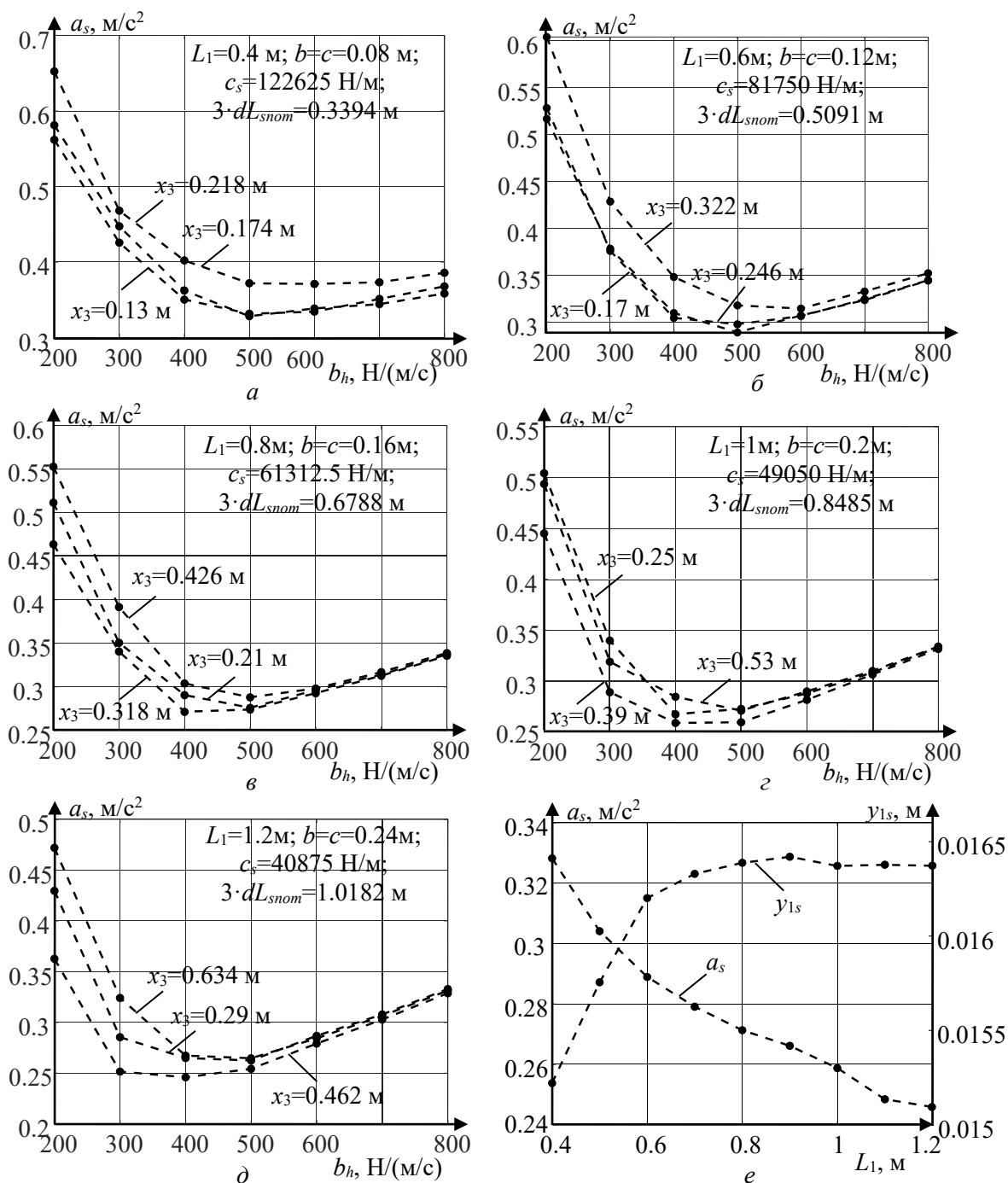


Рисунок 2 – Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , при различных значениях размеров L_1 и x_3 (а-д); зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s и соответствующих им значений среднеквадратичного смещения локального механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} от размера L_1 (е)
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Dependencies of the root-mean-square vertical acceleration of the seat a_s on the coefficient of viscous friction of b_h shock absorber, for various values of L_1 and x_3 (a-d) dimensions; dependencies of local minima of the rms vertical acceleration of the seat a_s and the corresponding values of the rms local deviation of the mechanism of the vibration protection system of y_{1s} seat on L_1 (e) size
Source: compiled by the authors.

Время перемещения автогрейдера по случайно заданному микрорельефу при каждом из 6 сочетаний скорости и отклонения профиля составляло $T_{\text{коп}}=1000$ с. Было принято в качестве допущения, что данный набор из 6 сочетаний скоростей и среднеквадратичных отклонений вертикальных координат микропрофиля, представленный в таблице 1, в достаточной мере 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
Источник: составлено авторами.

Table 1
Set of 6 combinations of mean square deviations of the microprofile and auto grader speeds used as a test
Source: compiled by the authors.

№ сочетания	$\sigma_m, \text{м}$	$v, \text{м/с}$
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 таблице 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.

Коэффициент вязкого трения амортизатора b_h в проведенном вычислительном эксперименте варьировался в пределах от 200 до 800 Н/(м/с) с шагом в 100 Н/(м/с). Прочие конструктивные параметры соответствовали автогрейдеру ДЗ-98.

Размер L_1 варьировался в пределах от 0.4 до 1.2 м с шагом 0.1 м. Размеры b и c принимались равными друг другу и составляли постоянную долю в 20% от L_1 : $b = c = 0.2L_1$.

Размер x_3 в описываемом вычислительном эксперименте варьировался в преде-

лах от $(c+0.05)$ до $(0.52L_1 + 0.01)$ м с шагом $(0.16L_1 - 0.02)$ м, то есть x_3 при каждом значении L_1 принимал три значения в долях от L_1 со смещением: $x_3 = [(0.2L_1 + 0.05); (0.36L_1 + 0.03); (0.52L_1 + 0.01)]$.

На рисунках 2, а, б, в, г, д приведено на каждом по три зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h . Указанные зависимости получены при различных значениях размера L_1 : а) $L_1=0.4$ м; б) $L_1=0.6$ м; в) $L_1=0.8$ м; г) $L_1=1.0$ м; д) $L_1=1.2$ м.

На рисунке 2, е даны в качестве примера зависимости локальных минимумов среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s , которые были достигнуты варьированием b_h и x_3 (в означенных выше пределах и с означенными шагами), и соответствующих им значений среднеквадратичного вертикального отклонения локального перемещения механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} , от размера механизма L_1 .

Анализ приведенных на рисунке 2, е зависимостей позволяет сделать вывод, что увеличение длины параллелограммного механизма с 0.4 до 1.2 м позволяет при локальной оптимизации значений b_h и x_3 существенно, на 25% и более, снизить значение среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s при одних и тех же внешних воздействиях. При этом происходит сравнительно небольшое, на 7,5%, повышение среднеквадратичного локального отклонения механизма виброзащитной системы сиденья y_{1s} от собственного среднего положения. То есть незначительно возрастает вертикальный ход механизма (рисунок 3, а). Необходимая жесткость пружины при увеличении длины L_1 падает (рисунок 3, б).

По результатам вычислительного эксперимента можно сделать следующие выводы. Необходимо принимать максимальные, с учетом заданных ограничений, значения размера механизма L_1 . Оптимальные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , согласно рисунку 2, находятся в пределах 400...500 Н/(м/с), причем большие значения b_h из приведенного диапазона соответствуют меньшим значениям L_1 . Поскольку в проведенном вычислительном эксперименте использовались достаточно крупные шаги варьируемых параметров, поиск уточненных оптимальных значений b_h и x_3 требует проведения дополнительной локальной оптимизации.

Методика может быть описана в виде последовательности шагов.

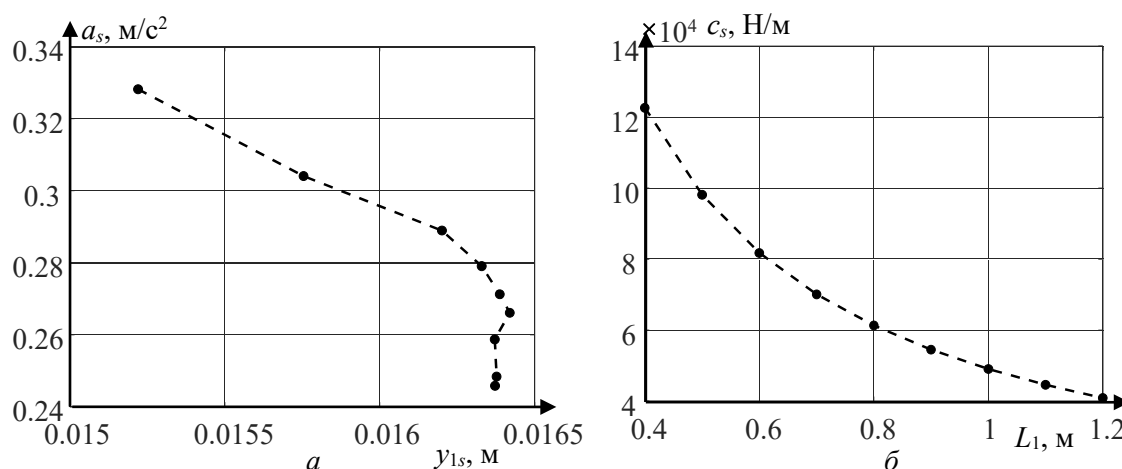


Рисунок 3 – Результаты вычислительного эксперимента в виде зависимости оптимальных значений a_s от соответствующих значений y_{1s} (а) и зависимости жесткости пружины c_s от размера L_1 (б)
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – The results of the computational experiment in the form of the dependence of a_s optimal values on y_{1s} (a) corresponding values and the dependence of c_s spring stiffness on L_1 (b) size
Source: compiled by the authors.

1. Задание исходных данных. В качестве исходных данных методики выступают следующие параметры.

1.1. Постоянные конструктивные параметры автогрейдера: массы, размеры всех звеньев, включая массу сиденья с оператором m , координаты точек крепления виброзащитного механизма сиденья, коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления упруго-вязких элементов расчетной схемы, в том числе пневмоколесных опорных элементов и виброзащитных опор кабины.

1.2. Параметры выборки внешних воздействий на элементы ходового оборудования: $v = [1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с и соответствующий ему вектор $\sigma_m = [0.06; 0.05; 0.04; 0.03; 0.02; 0.01]$ м.

1.3. Постоянный основной параметр виброзащитного механизма: величина зоны квазинулевой жесткости $h_{qz} = 0.1$ м. Целесообразно задание максимального указанного значения, поскольку проведенные предварительные исследования показали, что меньшие значения h_{qz} существенно увеличивают среднеквадратичное значение вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s . Максимальное значение параметра h_{qz} ограничивалось 0.1 м исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, состояний от сиденья до педалей и руля).

1.4. Предельные величины или ограничения ряда конструктивных размеров и параметров виброзащитного механизма: L_{1max} – максимально допустимая длина горизонтальных

сторон параллелограмма. Данный размер также определяет габаритную длину всего виброзащитного механизма; c_{smax} – максимально допустимая жесткость пружины растяжения виброзащитного механизма.

Последний параметр напрямую связан с диаметром и массой пружины: цилиндрическая пружина с большим диаметром проволоки имеет большую жесткость, то есть увеличение c_{smax} повышает материалоемкость виброзащитной системы сиденья.

Параметры п. 1.4 являются параметрами, задаваемыми потребителем или заказчиком системы виброзащиты сиденья. Они задаются исходя из соотношений между эффективностью виброзащиты и возможностей по увеличению максимального габаритного размера механизма.

1.5. Параметры пружины и ее материала: d_F – диаметр намотки, измеряемый от оси проволоки; n – число витков; G – модуль сдвига, для стали $G = 80$ ГПа.

2. Учитывая, что условие квазинулевой жесткости или горизонтальности среднего участка статической характеристики виброзащитного механизма сиденья имеет вид [20]:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c}, \quad (2)$$

а номинальная деформация пружины в середине хода механизма равна [20]:

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}} \quad (3)$$

Было принято в качестве дополнительного допущения условие равенства размеров виброзащитного механизма: $b = c$.

Подстановка (2) в (3) при соблюдении равенства размеров ($b=c$) дает следующее соотношение:

$$dL_{snom} = b \cdot \sqrt{2} \quad (4)$$

Коэффициент жесткости пружины однократно вычисляется по (2) с подстановкой номинального значения массы m . В случае отклонения фактической массы сиденья с оператором от номинального значения деформация пружины в середине хода механизма вычисляется по (3) многократно, после каждого изменения фактического значения массы, т.е. после смены оператора. С подстановкой в (3) фактического значения массы, которая может быть измерена при помощи дополнительных измерительных средств и приборов. Разность между значениями деформации пружины, полученными по (4) и по (3), в случае отклонения массы от номинальной необходимо использовать для регулировки положения неподвижного конца упругого элемента, т.е. для смещения закрепленного конца пружины вручную или автоматически, что будет являться подстройкой системы под фактическую массу оператора. Статическая характеристика виброзащитной системы при изменениях массы сиденья с оператором в пределах ± 20 кг от рассматриваемого значения меняется незначительно. Это позволяет предположить, что полученные результаты и сделанные далее выводы будут актуальны при изменении значения массы оператора в указанных пределах.

Номинальная деформация dL_{snom} обычных пружин растяжения, как правило, не превышает 50 % от длины пружины L_{s0} в свободном состоянии при отсутствии деформации [23]. При больших степенях деформации увеличивается вероятность появления остаточных необратимых пластических деформаций материала пружины, что недопустимо, так как искажают статические и динамические характеристики виброзащитной системы либо вообще делает ее неработоспособной.

Поэтому было принято допущение о фиксированном соотношении размеров механизма:

$$\frac{b}{L_1} = 0.2 \quad (5)$$

При выполнении равенства (5), величины L_1 и dL_{snom} будут иметь следующее приближительное соотношение:

$$L_1 \approx 3.5 \cdot dL_{snom} \quad (6)$$

Соотношение (6) позволяет, в свою очередь, обеспечить одновременно два необходимых условия: 1) предотвратить необратимые пластические деформации материала пружины; 2) гарантировать отсутствие превышения полной длины пружины L_s над наибольшим размером L_1 параллелограммного механизма. При наиболее рациональном расположении пружины: горизонтально, под параллелограммным механизмом, т.е. под полом кабины. Последнее условие позволяет ограничить габаритную длину всего механизма вместе с пружиной заданным размером L_1 .

Таким образом, в вычислительной части методики задаются и вычисляются следующие размеры:

$$L_1 = L_{1max} \quad (7)$$

$$b = c = 0.2 \cdot L_1 \quad (8)$$

Величина бокового звена или высота параллелограммного механизма из соображений обеспечения пропорциональности задается равной

$$y_r = 0.2 \cdot L_1 \quad (9)$$

Далее вычисляется значение жесткости пружины c_s по (2).

Необходимо отметить, что присвоение переменным b и c значений, меньших (8), нецелесообразно, так как, согласно (2), это приводит к экспоненциальному увеличению жесткости пружины c_s , и, соответственно, диаметра ее проволоки и массы. Значения же размеров b и c , большие (8), увеличивают не только полный размер пружины в деформированном состоянии L_s , который в этом случае будет превышать L_1 , но и, как показали предварительные исследования, в этом случае возрастает среднеквадратичное вертикальное ускорение сиденья.

3. В случае, если выполняется условие

$$c_s > c_{smax} \quad (10)$$

необходима коррекция значения коэффициента жесткости пружины:

$$c_s = c_{smax} \quad (11)$$

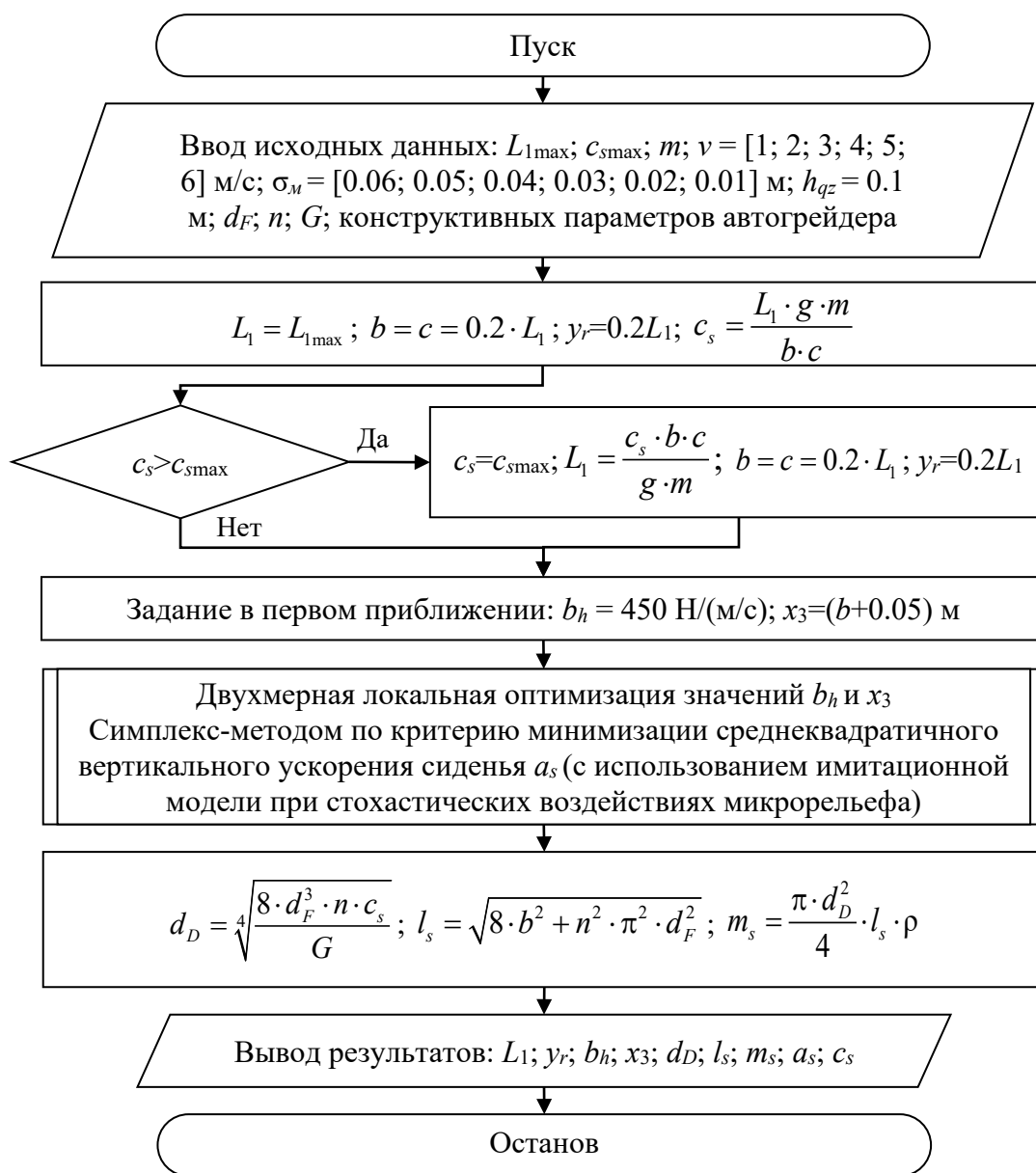


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма методики назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Block diagram of the algorithm of the method for assigning and optimizing the design parameters of the vibration protection system of the seat based on the parallelogram mechanism
Source: compiled by the authors.

Затем значение L_1 также корректируется по формуле, вытекающей из (2):

$$L_1 = \frac{c_s \cdot b \cdot c}{g \cdot m}. \quad (12)$$

После чего по (8) и (9) выполняется коррекция значений параметров b , c , y_r .

Если условие (10) не выполняется, коррекция значений c_s , L_1 , b , c , y_r также не требуется.

4. В первом приближении, используя массив значений функции $a_s = f(L_1, b_h, x_3)$, полученный при крупных шагах аргументов (см. рисунок 2), назначаются начальные значения аргументов b_h и x_3 для последующей локальной оптимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s :

$$b_h = 450 \text{ Н/(м/с)}; x_3 = (b + 0.05) \text{ м}. \quad (13)$$

5. При помощи Симплекс-метода локальной двумерной оптимизации выполняется уточнение оптимальных значений параметров b_h и x_3 по критерию минимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s .

В процессе локальной оптимизации, а также при помощи имитационной математической модели автогрейдера с виброзащитной системой сиденья [23] выполняется моделирование перемещений машины по описанному выше тестовому набору стохастических микрорельефов опорной поверхности с заданными скоростями (см. п. 1.2).

6. Задаются и рассчитываются параметры пружины растяжения. Известна формула коэффициента жесткости витой пружины из проволоки цилиндрического сечения, она имеет вид [23]:

$$c_s = \frac{G \cdot d_D^4}{8 \cdot d_F^3 \cdot n}, \quad (14)$$

где d_D – диаметр проволоки.

Для снижения материалоемкости целесообразно принять малые значения $d_F = 0.1$ м; $n = 20$. При заданных фиксированных значениях d_F и n диаметр проволоки пружины будет определяться полученной из формулы (14) зависимостью

$$d_D = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot d_F^3 \cdot n \cdot c_s}{G}}. \quad (15)$$

Длина пружины в свободном состоянии принимается равной, с учетом (4) [23]:

$$L_{s0} = 2 \cdot dL_{snom} = 2 \cdot b \cdot \sqrt{2}. \quad (16)$$

Шаг витков спирали пружины h будет равен

$$h = \frac{L_{s0}}{n} = \frac{2 \cdot b \cdot \sqrt{2}}{n}. \quad (17)$$

Длина прутка или проволоки пружины будет вычисляться по зависимости

$$l_s = n \cdot \sqrt{h^2 + (\pi \cdot d_F)^2} = \sqrt{8 \cdot b^2 + n^2 \cdot \pi^2 \cdot d_F^2}. \quad (18)$$

Наконец, масса материала пружины будет равна

$$m_s = \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot l_s \cdot \rho, \quad (19)$$

где $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность стали.

На рисунке 4 приведена блок-схема алгоритма описанной методики.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В таблице 2 приведены два примера использования разработанной методики с различным набором значений исходных данных.

Таблица 2
Примеры использования разработанной методики
Источник: составлено авторами.

Table 2
Examples of using the developed method
Source: compiled by the authors.

		Значения параметров для примера №	
		1	2
Исходные вариативные данные	$L_{1\max}$, м	0.55	0.5
	$c_{s\max}$, Н/м	100000	81750
Результаты	L_1 , м	0.55	0.6
	c_s , Н/м	89182	81750
	b , м	0.11	0.12
	y_r , м	0.11	0.12
	b_h , Н/(м/с) до локальной оптимизации	450	450
	b_h , 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
	d_D , м	0.02055	0.02011
	l_s , м	6.2909	6.2923
	m_s , кг	16.276	15.587
	a_s , м/с ² до локальной оптимизации	0.304	0.295
	a_s , м/с ² после локальной оптимизации	0.293	0.288

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная методика 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, параметры пружины. Назначение большинства параметров проводится на основе ограничения на максимальный габаритный размер параллелограмма, зависящего от габаритной длины кабины и задаваемого заказчиком системы в качестве исходных данных. 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 тестовому набору стохастических микрорельефов.

Увеличение длины параллелограммного механизма с 0.4 до 1.2 м позволяет снизить значение среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s на 25%. При этом среднеквадратичное отклонение перемещения механизма виброзащитной системы сиденья от собственного среднего положения, или ход виброзащитного механизма, повышается сравнительно незначительно, на 7.5 %.

В дальнейших исследованиях предполагается проанализировать как спектральный состав внешних воздействий на машины со стороны ходовых элементов, так и спектральный состав вибраций на рабочем месте оператора. Перспективная область использования разработанной методики – проектирование виброзащитных систем и оптимизация конструкции параллелограммного механизма сиденья оператора строительной, дорожной или подъемно-транспортной машины.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. Pp. 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. Pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020. Vol. 15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. Pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
6. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. 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. Vol. 14. No. 3. Pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
7. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
8. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. Pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
9. Линник Д. А., Булгаков В. И. Математическая модель и программа моделирования колебаний масс колесного трактора с поддресоренной кабиной // *Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии*. 2020. № 2. С. 122–127.
10. Чернышев В. Д. Исследование показателя виброзащиты элементов транспортной машины // *Научно-исследовательский центр «Вектор развития»*. 2021. № 5. С. 187–189.
11. 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. Pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
12. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. Pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900
13. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency // *Journal of vibration and control*. 2014. Vol. 20. No. 5. Pp. 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260
14. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. Vol. 22. No. 5. Pp. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345
15. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. 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. Pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
16. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. No. 1. Pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
17. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. Pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
18. Feng Zhao, J. C. Ji, Kan Ye, Quantian L. 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
19. 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. UNSP 106259. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106259
20. Кобытов М. С. Кашапова И. Е., Щербаков В. С. Условие квазиулевої жорсткості статическої силовий характеристики паралелограмного механізма віброзахисної системи сидіння // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т.19, № 2 (84). С. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155
21. Кобытов М. С. Щербаков В. С. Почекуева И. Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участием квазиулевої жорсткості оператора строительного-дорожного машины // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 4. С. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496
22. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. Pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015
23. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

REFERENCES

1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021; 1791: 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. 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
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; 21. No. 3: 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation. *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020;15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; 21. No. 3: 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
6. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. 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; Vol. 14. No. 3: 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
7. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018; 944: 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
8. Teterina I. A., Korchagin P. A., Letopolsky A. B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019; 9783319956299: 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
9. Linnik D. A., Bulgakov V. I. Matematicheskaja model' i programma modelirovanija kolebanij mass kolesnogo traktora s podressorennoj kabinoj [Mathematical model and program for modeling mass oscillations of a wheeled tractor with a sprung cab]. *Vestnik Belorusskoj gosudarstvennoj sel'skohozjajstvennoj akademii*. 2020; 2: 122-127. (in Russ.)
10. Chernyshev V. D. Issledovanie pokazatelja vibrozashhity jelementov transportnoj mashiny [Study of the vibration protection index of the elements of the transport machine. *Nauchno-issledovatel'skij centr "Vektor razvitiya"*. 2021; 5:187-189. (in Russ.)
11. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. 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
12. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020: 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900
13. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency. *Journal of vibration and control*. 2014; Vol. 20. No. 5: 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260
14. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region. *Journal of Vibroengineering*. 2020; Vol. 22. No. 5: 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345
15. Dhanjee K. C., Sanjay K. P., Vivekanand K., Netai C. K. 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: Pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
16. Burian Y. A., Silkov M. V., Trifonova E. N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*. 2019; Vol. 2141. No. 1: 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
17. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*. 2021; 494: 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
18. Feng Zhao, J. C. Ji, Kan Ye, Quantian L. Increase of quasi-zero stiffness region using two pairs of oblique springs. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020; Vol. 144: 106975. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.106975
19. 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. UNSP 106259. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106259
20. Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S. 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.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155>
21. Korytov M. S. Shcherbakov V. S. Pochekueva I. E. Imitacionnaja model' vibrozashhitnogo mehanizma kresla s uchastkom kvazinulevoj zhestkosti operatora stroitel'no-dorozhnoj mashiny [Simulation model of the vibration protection mechanism of a chair with a section of quasi-zero stiffness for an operator of a road-building machine]. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2020; 4: 486-496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496
22. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Ots D. A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019; 1260: 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

23. Ponomarev S. D., Andreeva L. E. *Raschet uprugih jelementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1980: 326.

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Корытов М. С. Разработка имитационной математической модели, разработка методики, разработка блок-схемы методики, обработка результатов вычислительных экспериментов.

Кашапова И. Е. Исследование состояния вопроса, написание введения, разработка программного кода для реализации методики, проведение вычислительных экспериментов.

Щербakov В. С. Общая идея работы, разработка методики, редактирование текста статьи, написание заключения.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Mikhail S. Korytov. Simulation mathematical model development, method development, method flowchart, development, results of computational experiments processing.

Irina E. Kashapova. State of the problem research, writing an introduction, developing a program code

for the implementation of the method, conducting computational experiments.

Vitalii S. Shcherbakov. General idea of the work, method development, editing the text of the article, writing the conclusion.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Корытов Михаил Сергеевич – д-р техн. наук, доц., проф. каф. АТ, SPIN-код: 2921-4760.

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант, аспирант каф. АиЭМ, SPIN-код: 8011-6829.

Щербakov Виталий Сергеевич – д-р техн. наук, проф., проф. каф. АиЭМ, SPIN-код: 6171-2320.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Mikhail S. Korytov – Dr. of Sci., Associate Professor, Professor of the Automobile Transport Department, SPIN-код: 2921-4760.

Irina E. Kashapova – Postgraduate student, Automation and Energy Engineering Department, SPIN-код: 8011-6829.

Vitalii S. Shcherbakov – Dr. of Sci., Professor, Professor of the Automation and Energy Engineering Department, SPIN-код: 6171-2320.