

УДК (UDC) 62-752.2

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРАЛЛЕЛОГРАММНОГО МЕХАНИЗМА С ЭФФЕКТОМ
КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ В ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ КРЕСЛА
ОПЕРАТОРА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫAPPLICATION OF THE PARALLELOGRAM MECHANISM WITH THE EFFECT OF
QUASI-ZERO STIFFNESS IN THE VIBRATION PROTECTION SYSTEMS OF THE
OPERATOR'S CHAIR OF A ROAD CONSTRUCTION MACHINEКорытов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Для защиты от вибраций операторов строительных и дорожных машин перспективным направлением является использование пассивных виброзащитных систем на основе механизмов с квазинулевой жесткостью. Пассивные системы виброизоляции, обладая меньшей сложностью по сравнению с активными, требуют менее частого обслуживания, дешевле в изготовлении и надежнее активных. Актуальной остается проблема подбора оптимальной, наиболее надежной и простой конструкции механизма с эффектом квазинулевой жесткости. Наибольшее распространение при этом получило использование элементов, создающих отрицательную жесткость. Это требует наличия в механизме также элементов с положительной жесткостью, что усложняет конструкцию. Более перспективны конструкции механизмов, где элементы с отрицательной жесткостью не выделены в отдельную структуру. В таких механизмах, как параллелограммный, исследуемый в настоящей работе, участок с квазинулевой жесткостью может обеспечиваться всего одной пружиной растяжения, что упрощает конструкцию и снижает стоимость всей виброзащитной системы. Методом прямого аналитического вывода для представленной схемы параллелограммного механизма с одной пружиной получены аналитические выражения силы растяжения пружины, необходимой для компенсации силы тяжести кресла с оператором от высоты подъема кресла и длины пружины. В качестве примера приведены полученные по предложенной методике графические зависимости силы растяжения пружины от высоты подъема кресла и от собственной длины пружины. Установлено, что статическая силовая характеристика пружины представляет собой прямую, проходящую через начало координат. То есть нулевой силе соответствует нулевая длина пружины, что технически не осуществимо. Предложено использовать механизм, замещающий пружину растяжения, что позволит обеспечить заданную силовую характеристику.

Ключевые слова: вибрация, виброзащита, механизм параллелограммный, квазинулевая жесткость.

Abstract. For vibration protection of operators of construction and road machines, a promising direction is the use of passive vibration protection systems based on mechanisms with quasi-zero rigidity. Passive vibration isolation systems, being less complex than active ones, require less frequent maintenance, are cheaper to manufacture and more reliable than active ones. The problem of selecting the optimal, most reliable and simple design of the mechanism with the effect of quasi-zero rigidity remains urgent. In this case, the most widespread use of elements that create negative stiffness. This requires elements with positive stiffness in the mechanism, which complicates the design. More promising structures of mechanisms, where elements with negative stiffness are not separated into a separate structure. In mechanisms such as the parallelogram, studied in this work, a section with quasi-zero stiffness can be provided with just one tension spring, which simplifies the design and reduces the cost of the entire vibration protection system. By the method of direct analytical inference for the presented diagram of a parallelogram mechanism with one spring, analytical expressions are obtained for the tensile force of the spring necessary to compensate for the force of gravity of the chair with the operator on the height of the chair and the length of the spring. As an example, the graphical dependences of the spring tensile force on the chair lift and on the spring's own length are given as an example. It was found that the static force characteristic of the spring is a straight line passing through the origin. That is, the zero force corresponds to the zero spring length, which is not technically feasible. It is proposed to use a mechanism that replaces the tension spring, which will provide a given power characteristic.

Keywords: vibration, vibration protection, parallelogram mechanism, quasi-zero stiffness.

Дата принятия к публикации: 23.03.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Date of acceptance for publication: 23.03.2021
Date of publication: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Почекуева Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Pochekueva – postgraduate of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Вопросам снижения вибрационных динамических воздействий со стороны строительных и дорожных машин на их операторов, вызывающих профессиональные заболевания последних [1], посвящено множество научных работ российских [2] и зарубежных [3] ученых.

Вибрации рабочих органов, шасси и кресла с человеком-оператором строительных и дорожных машин вызывают не только ухудшение их рабочих характеристик [4], в том числе вследствие увеличения количества ошибок операторов [5], но и, в некоторых случаях, приводят даже к усталостному разрушению рабочих органов и прочих узлов машин [6].

Мощность и производительность новых моделей строительных и дорожных машин в последнее время имеют тенденцию к увеличению [7].

При этом на первый план выходят вопросы безопасности и неразрывно связанные с ними вопросы сохранения здоровья операторов [8].

Поскольку основными путями передачи вибрации от двигателя и рабочих органов строительных и дорожных машин оператору являются места соединения кабины операторо-

ра с шасси и сиденья с кабиной, особое значение приобретают системы виброизоляции кабин и сидений [9]. Виброизоляция кабин ограничена рамной конструкцией последних, поэтому виброизоляция сидений операторов в любом случае является обязательной мерой виброзащиты [10].

В случае отсутствия виброизоляции кабины в некоторых конструкциях строительных и дорожных машин виброизоляция кресла становится особенно важной [11].

Для виброизоляции кабин и кресел операторов наибольшее распространение получили пассивные (не использующие внешнюю энергию) системы виброзащиты, как наиболее простые, недорогие и надежные, не требующие постоянного технического обслуживания [12]. Хотя активные (использующие подвод внешней энергии) системы виброизоляции имеют ряд преимуществ перед пассивными [13].

Перспективным направлением совершенствования виброзащитных систем как активного, так и пассивного типов является использование в их статических силовых характеристиках участков с квазиулевой жесткостью [14]. Они позволяют наиболее эффективно защитить оператора от низкочастотных колебаний [15].

На участке квазиулевой жесткости сила, действующая на кресло оператора со стороны виброзащитного механизма кресла, является постоянной или близка к постоянному значению [16].

Актуальной и до конца не решенной остается задача поиска оптимальной, наиболее простой и надежной конструкции механизма, реализующего эффект квазиулевой жесткости. Подобные механизмы, если говорить о пассивных системах, могут иметь самую разную конструкцию, в том числе на основе кулачков [17], тарельчатых пружин [18] и др. Основным направлением остается при этом использование элементов механизма, создающих отрицательную жесткость [19].

Элементы с отрицательной жесткостью предполагают также наличие в виброзащитном механизме элементов с положительной жесткостью, что усложняет конструкцию, увеличивает в ней количество пружин или других упругих элементов. С этой точки зрения, перспективными являются виброзащитные механизмы, в которых элементы с отрицательной жесткостью не выделяются в отдельную структуру. Такие механизмы могут иметь минимальное количество пружин, в

пределе всего одну, что упрощает их конструкцию и снижает стоимость. Одним из таких механизмов является параллелограммный. Он известен достаточно давно [20], несмотря на это, его применение не утратило актуальности и сегодня.

Преимуществами данного механизма являются: возможность использования одной пружины для обеспечения эффекта квазиулевой жесткости в большом диапазоне вертикальных перемещений, и сохранение угловой ориентации виброзащищаемого объекта при перемещениях.

Целью настоящей работы является определение условий, при которых параллелограммный механизм с одной пружиной обеспечивает постоянное значение вертикально направленной силы.

2. Постановка задачи

Имеется виброзащитная система кресла человека-оператора строительной (дорожной) машины, построенная на основе параллелограммного механизма (рис. 1).

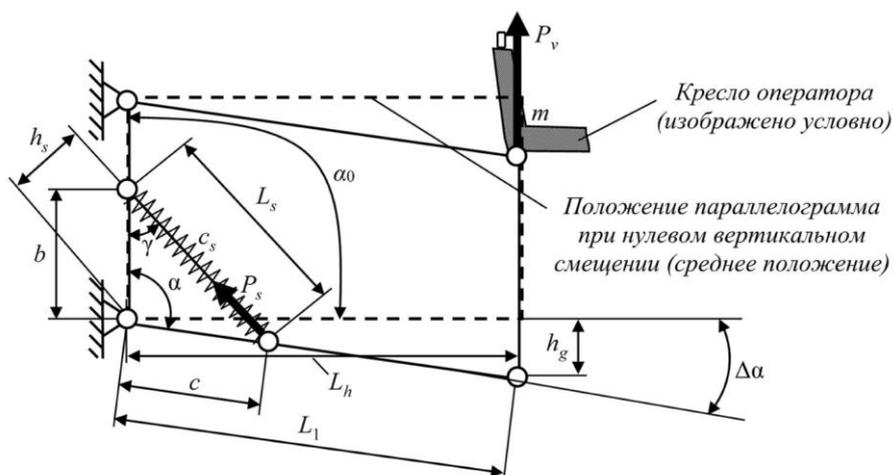


Рис. 1. Расчетная схема параллелограммного механизма виброзащитной системы кресла с пружиной растяжения

Приняты условные обозначения: h_g – высота подъема/опускания рабочей точки относительно нулевого уровня, соответствующего прямому углу параллелограммного механизма, м; L_1 – постоянная длина горизон-

тальной стороны параллелограмма, м; b, c – размеры радиусов двух точек крепления пружины относительно левой нижней точки качания механизма, м; L_s – текущая длина пружины растяжения, м; L_{s0} – равновесная

длина (в свободном состоянии) пружины растяжения, м; c_s – коэффициент жесткости пружины, Н/м; P_s – сила растяжения пружины, Н; h_s – плечо действия силы растяжения пружины относительно левой нижней точки качания механизма, м; P_v – вертикально направленная возвращающая сила, Н; m – приведенная к правой верхней точке параллелограммного механизма масса полезной нагрузки, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $\Delta\alpha$, α , γ – углы схемы, град; $\alpha_0 = 90$ – левый нижний угол параллелограмма, соответствующий нулевому значению высота подъема/опускания рабочей точки ($h_g = 0 \text{ м}$), град.

Требуется определить силу растяжения пружины, необходимую для компенсации силы тяжести кресла с оператором, в зависимости от высоты подъема полезной нагрузки (кресла с оператором) и длины самой пружины. Таким образом, необходимо найти аналитические выражения статической характеристики пружины $P_s = f(L_s)$ и, в качестве примера, построить данную статическую характеристику пружины растяжения механизма в графическом виде для заданных числовых значений параметров системы.

3. Методика построения статической характеристики пружины растяжения параллелограммного механизма

В основу методики положен метод прямого аналитического вывода текущей длины пружины и силы ее растяжения в зависимости от высоты подъема кресла в статике при постоянной силе тяжести кресла с оператором.

Принято допущение о том, что горизонтальная координата центра масс кресла с человеком-оператором находится над правым отрезком параллелограмма, т.е. над правым верхним вращательным шарниром механизма. Кресло жестко соединено с правым отрезком (стержнем) параллелограммного механизма. Отрезок (стержень) механизма слева жестко связан с кабиной оператора.

Тогда соответствующее определенному значению высоты подъема правой части ме-

ханизма и кресла h_g изменение угла поворота параллелограммного механизма $\Delta\alpha$ будет равно:

$$\Delta\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right). \quad (1)$$

Плечо силы тяжести точки приложения полезной нагрузки относительно левой нижней точки качания механизма:

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(\Delta\alpha)}. \quad (2)$$

Момент силы тяжести, создаваемой полезной нагрузкой относительно левой нижней точки качания механизма:

$$M = m \cdot 9,81 \cdot L_h. \quad (3)$$

Момент силы, создаваемой пружиной, должен уравнивать M , т.е. приравнивается к последнему.

Текущее значение левого нижнего угла параллелограмма:

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha. \quad (4)$$

Текущая длина пружины:

$$L_s = \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\alpha)}. \quad (5)$$

Верхний угол треугольника со сторонами b, c, L_s по теореме косинусов:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_s^2 + b^2 - c^2}{2 \cdot L_s \cdot b}\right). \quad (6)$$

Плечо действия силы растяжения пружины относительно левой нижней точки качания механизма:

$$h_s = b \cdot \sin(\gamma). \quad (7)$$

Необходимая сила растяжения пружины:

$$P_s = \frac{M}{h_s}. \quad (8)$$

Использование зависимостей (1) - (8) в приведенной последовательности позволило получить зависимости статической силовой характеристики механизма от его вертикального перемещения, а также статической силовой характеристики пружины от собственной длины.

4. Пример использования разработанной методики

На рис. 2 в качестве примера представлены статическая силовая характеристика параллелограммного механизма и зависимость плеча силы пружины относительно линии приложения нагрузки при значениях параметров: $m=200$ кг, $b=0,2$ м, $c=0,2$ м, $L_1=0,5$ м.

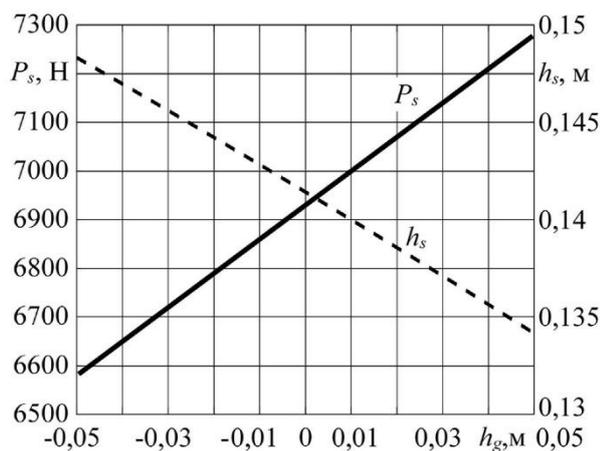


Рис. 2. Пример зависимостей силы растяжения пружины P_s и плеча силы пружины относительно линии приложения нагрузки h_s от высоты подъема полезной нагрузки (кресла с оператором) h_g

На рис. 3 приведен пример собственной статической силовой характеристики пружины параллелограммного механизма при тех же значениях параметров. Утолщенной линией выделена часть характеристики, которую необходимо использовать в пределах рассматриваемого вертикального хода механизма $h_g = [-0,05; +0,05]$ м.

Характеристика представляет собой прямую линию, продолжение которой в сторону уменьшения длины перемещения дает пересечение с горизонтальной осью координат при нулевом значении силы.

Была проведена верификация разработанной методики, которая осуществлялась в следующем порядке. На основе полученных по (5) и (8) значений L_s и P_s , однократно было определено постоянное значение коэффициента жесткости условной пружины c_s :

$$c_s = \frac{P_s}{L_s}. \quad (9)$$

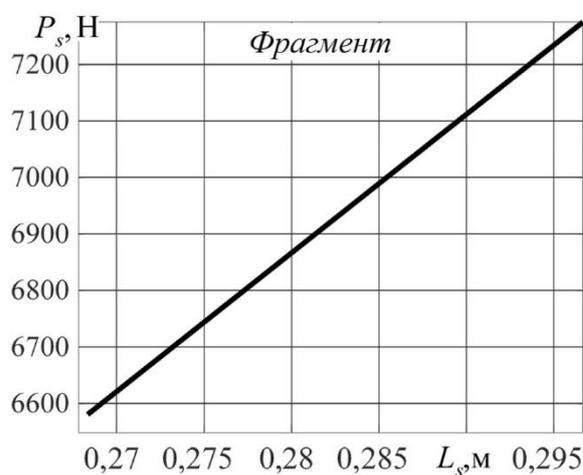
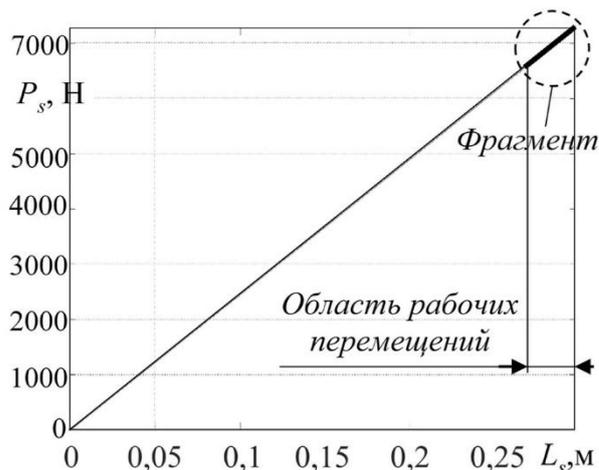


Рис. 3. Зависимость силы растяжения пружины от ее длины (пример)

Значения L_s и P_s для вычисления коэффициента жесткости по формуле (9), были получены при одном и том же постоянном значении вертикального хода механизма h_g , находящемся в рассматриваемых пределах $h_g = [-0,05; +0,05]$ м.

Далее для каждого значения h_g из диапазона определялись параметры $\Delta\alpha$ по (1), L_h - по (2), α - по (4), L_s - по (5), γ по (6), h_s - по (7). После этого на основе текущей длины определялась сила растяжения пружины

$$P_s = c_s \cdot L_s. \quad (10)$$

Далее определялся момент, создаваемый этой силой относительно левой нижней точки качания механизма:

$$M = P_s \cdot h_s. \quad (11)$$

Вычислялась вертикальная сила P_v , создаваемая механизмом:

$$P_v = \frac{M}{L_h}. \quad (12)$$

Таким образом, порядок вычислений при верификации данных, полученных с помощью зависимостей (1) - (8), был следующим: (9), (1), (2), (4), (5), (6), (7), (10), (11), (12).

Для указанных выше значений параметров эксперимента значение вертикальной силы P_v , создаваемой механизмом, для всего диапазона значений вертикального перемещения точки приложения нагрузки составило 1962 Н, что при ускорении свободного падения $9,81 \text{ м/с}^2$ с высокой точностью соответствует массе полезного груза $m = 200 \text{ кг}$.

5. Заключение

Анализ полученных зависимостей, в частности, силовой характеристики пружины относительно собственной длины (рис. 3), позволяет сделать вывод о том, что реализация данной характеристики путем прямой установки в механизм пружины растяжения с обычным зацепом невозможна. Величина максимальной деформации винтовых цилиндрических пружин растяжения составляет в большинстве случаев не более 100% от их первоначальной (равновесной) длины. При превышении максимальных допустимых значений деформации возникают необратимые пластические деформации материала пружины, т.е. пружина теряет свои рабочие свойства [21].

Таким образом, пружина с обычным зацепом в рассматриваемом параллелограммном механизме должна иметь нулевую равновесную длину L_s (когда создаваемая пружиной сила $P_s = 0$) и при этом иметь возможность увеличиваться до рабочей длины в 30 см. Условие о нулевой равновесной длине для известных конструкций пружин не может быть выполнено, т.е. подобных пружин не существует.

В этой ситуации может быть предложено, в качестве варианта, следующее решение: использование вместо пружины растяжения дополнительного механизма, который обеспе-

чил бы требуемую статическую характеристику (рис. 3). В настоящей работе конструктивные исполнения данного дополнительного механизма не рассматривались. Другим вариантом решения может быть перенос (сдвиг) одной точки закрепления пружины растяжения со стороны параллелограмма в другое место. Однако предварительные исследования показали, что в этом случае статические силовые зависимости, аналогичные приведенным в данной работе, приобретают некоторую кривизну. То есть, квазиулевая жесткость не будет обеспечиваться в полной мере. Данный вопрос требует проведения дополнительных исследований.

На рис. 4 показаны ограничители хода («отбойники»), которые также должны присутствовать в любом виброзащитном механизме. Данные ограничители могут конструктивно представлять собой обычные пружины с демпферами, связанные с креслом односторонними неударживающими связями.

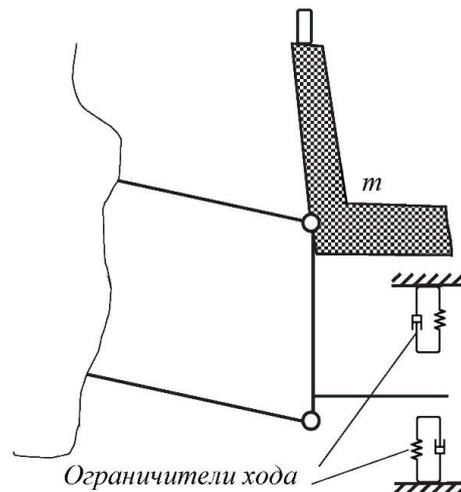


Рис. 4. Принципиальная схема установки ограничителей хода в виброзащитной системе на основе параллелограммного механизма

Использование параллелограммного механизма с заменяющим пружину дополнительным механизмом обеспечит постоянство вертикальной силы во всем заданном диапазоне вертикальных перемещений при сохранении постоянной угловой ориентации кресла, что является его достоинством. А ограничители хода позволят выполнять плавный

останов при выходе за границы заданного диапазона перемещений.

Полученные результаты могут быть интересны исследователям, занимающимся во-

просами разработки виброзащитных систем с эффектом квазиулевого жесткости, в том числе, для строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. 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. P. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
2. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1546. P. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125
3. Jiao X., Zhang J., Zhao H., Yan Y. Research on dynamic stiffness of the damping element in bellows-type fluid viscous damper by a simplified model // *Engineering Computations*. 2020. Vol. 38. No. 1. P. 413-441. DOI: 10.1108/EC-10-2019-0459
4. 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. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
5. Saransh J., Shubham S., Catalin I.P., Deepak R.U. Performance investigation of integrated model of quarter car semi-active seat suspension with human model // *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10. No. 9. P. 3185-3203. DOI: 10.3390/app10093185
6. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. P. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
7. Ivanov S.L., Ivanova P.V., Kuvshinkin S.U. Weather conditions as a factor affecting the performance of modern powerful mining excavators // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1399. P. 044070. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/4/044070
8. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Opera-

References

1. 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
2. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics. / *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1546, pp. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125
3. Jiao X., Zhang J., Zhao H., Yan Y. Research on dynamic stiffness of the damping element in bellows-type fluid viscous damper by a simplified model. *Engineering Computations*, 2020, Vol. 38, No. 1, pp. 413-441. DOI: 10.1108/EC-10-2019-0459
4. 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
5. Saransh J., Shubham S., Catalin I.P., Deepak R.U. Performance investigation of integrated model of quarter car semi-active seat suspension with human model. *Applied Sciences*, 2020, Vol. 10, No. 9, pp. 3185-3203. DOI: 10.3390/app10093185
6. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets. *Engineering failure analysis*, 2018, Vol. 84, pp. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
7. Ivanov S.L., Ivanova P.V., Kuvshinkin S.U. Weather conditions as a factor affecting the performance of modern powerful mining excavators. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1399, pp. 044070. DOI: 10.1088/1742-6596/1399/4/044070
8. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Opera-

tor Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019. Vol. 40. P. 139-250.

9. 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. P. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

10. 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. P. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19

11. Кори́тов, М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 1. С. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

12. Yang S., Han C., Shin C. et al. Dynamic characteristics of passive and semi-active cabin mounts for vibration control of a wheel loader // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2019. Vol. 26. No. 2. P. 239-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2019.098278

13. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 123. P. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

14. 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. P. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117

15. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping // *Archive of applied mechanics*. 2019. Vol. 89. No. 9. P. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

16. Kim J., Jeon Y., Um S. et al. A novel passive quasi-zero stiffness isolator for ultra-

tor Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2019, Vol. 40, pp. 139-250.

9. 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

10. 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

11. Korihtov, M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Sravniteljnihiy analiz pruzhinnikh mekhanizmov vibrozatitnikh kresel dorozhno-stroiteljnikh mashin. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 1, pp. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72 (In Russian)

12. Yang S., Han C., Shin C. et al. Dynamic characteristics of passive and semi-active cabin mounts for vibration control of a wheel loader. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2019, Vol. 26, No. 2, pp. 239-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2019.098278

13. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 123, pp. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

14. 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

15. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping. *Archive of applied mechanics*, 2019, Vol. 89, No. 9, pp. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

16. Kim J., Jeon Y., Um S. et al. A novel passive quasi-zero stiffness isolator for ultra-

precision measurement systems // *International journal of precision engineering and manufacturing*. 2019. Vol. 20. No. 9. P. 1573-1580. DOI: 10.1007/s12541-019-00149-2

17. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero-stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile // *International journal of mechanical sciences*. 2021. Vol. 189. P. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938

18. Кориотов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е. Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазинулевой жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 3. С. 377-387. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387

19. Bian J., Jing X. Analysis and design of a novel and compact X-structured vibration isolation mount (X-Mount) with wider quasi-zero-stiffness range // *Nonlinear Dynamics*. 2020. Vol. 101. No. 4. P. 2195–2222. DOI: 10.1007/s11071-020-05878-y

20. Nathan R.H. A constant force generation mechanism // *Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design*. 1985. Vol. 107. No. 4. P. 508-512. DOI: 10.1115/1.3260755

21. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

precision measurement systems. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2019, Vol. 20, No. 9, pp. 1573-1580. DOI: 10.1007/s12541-019-00149-2

17. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero-stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.105938

18. Korihtov, M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Ispoljzovanie tareljchatihkh pruzhin dlya sozdaniya vibrozathitnogo mekhanizma s uchastkom kvazinulevoyj zhestkosti. *Nauchno-tekhnicheskijj vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 3, pp. 377-387. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387 (In Russian)

19. Bian J., Jing X. Analysis and design of a novel and compact X-structured vibration isolation mount (X-Mount) with wider quasi-zero-stiffness range. *Nonlinear Dynamics*, 2020, Vol. 101, No. 4, pp. 2195–2222. DOI: 10.1007/s11071-020-05878-y

20. Nathan R. H. A constant force generation mechanism. *Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design*, 1985, Vol. 107, No. 4, pp. 508-512. DOI: 10.1115/1.3260755

21. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh ehlementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 326 p.