

УДК (UDK) 621.877.3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ С НАТЯЖНЫМ РОЛИКОМMETHODOLOGY FOR CALCULATION OF STATIC FORCE CHARACTERISTIC OF
VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF A SEAT WITH A TENSION ROLLERКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Проблема защиты от вибраций и ударных воздействий операторов наземных транспортно-технологических машин актуальна. Увеличение производительности увеличивает вибрации, которые вызывают заболевания и снижают работоспособность операторов. Низкочастотные и ударные воздействия при взаимодействии машин с опорной поверхностью особенно опасны. Методы защиты от вибраций включают применение виброзащитных опор кабин и виброзащитных систем сидений. Последние наиболее важны в качестве конечного рубежа защиты. Постановка задачи включала в себя разработку надежной и простой пассивной виброзащитной системы сиденья оператора. Система должна иметь средний участок квазиулевого жесткости в статической характеристике. Статическая характеристика должна обладать гладкостью. Приведена конструкция предложенного для решения задачи механизма, которая включает в себя параллелограммный механизм, пружину, трос и ролики. Изложена методика построения статической силовой характеристики предложенного механизма. Исходными параметрами методики являлись размеры механизма, жесткость пружины, масса сиденья. Подъем и опускание правой части параллелограмма изменяют растяжение пружины и соотношение длин участков троса. В методике приведены формулы для расчета координат и моментов сил, создаваемых участками троса. Вычислялся суммарный момент сил, по которому вычислялась вертикальная сила подъема сиденья. Приведен пример полученной по методике статической силовой характеристики механизма. Выполнялось последовательное вычисление вертикальной силы для различных значений высоты подъема сиденья относительно собственного нулевого значения. Преимуществами предложенного механизма являются реализация эффекта квазиулевого жесткости, гладкость статической силовой характеристики. Используется один упругий элемент в виде пружины растяжения, что обеспечивает упрощение конструкции и снижение стоимости. Отпадает необходимость в ограничителях или бойниках. Постоянный контакт троса со всеми роликами увеличивает надежность механизма. Перспективная область применения предложенного

Abstract. The problem of vibration and shock protection of ground transport and technological machine operators is relevant. Increased productivity increases vibrations that cause diseases and reduce the performance of operators. Low-frequency and shock effects during the interaction of machines with the supporting surface are especially dangerous. Vibration protection methods include the use of vibration-protective cabin mounts and vibration-protective seat systems. The latter are most important as the final line of defense. The problem statement included the development of a reliable and simple passive vibration-protective system for the operator's seat. The system must have an average section of quasi-zero rigidity in the static characteristic. The static characteristic must be smooth. The design of the mechanism proposed for solving the problem is presented, which includes a parallelogram mechanism, a spring, a cable and rollers. A technique for constructing a static force characteristic of the proposed mechanism is described. The initial parameters of the technique were the dimensions of the mechanism, the stiffness of the spring, and the mass of the seat. Raising and lowering the right part of the parallelogram changes the extension of the spring and the ratio of the lengths of the cable sections. The technique provides formulas for calculating the coordinates and moments of forces created by the cable sections. The total moment of forces was calculated, based on which the vertical force of seat lifting was calculated. An example of a static force characteristic of the mechanism obtained using the technique is given. A sequential calculation of the vertical force was performed for different values of the seat lifting height relative to its own zero value. The advantages of the proposed mechanism are the implementation of the quasi-zero rigidity effect, smoothness of the static force characteristic. One elastic element in the form of an extension spring is used, which ensures simplification of the design and reduction in cost. There is no need for limiters or bumpers. Continuous contact of the cable with all rollers increases the reliability of the mechanism. A promising area of application of the proposed mechanism is vibration protection systems for seats of ground transport and technological machine operators.

механизма – виброзащитные системы сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

Ключевые слова: виброзащитный, сиденье, ролик, трос, параллелограмм, статическая.

Дата получения статьи: 12.02.2025

Дата принятия к публикации: 20.03.2025

Дата публикации: 25.06.2025

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», 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 и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

Keywords: vibration protection, seat, roller, cable, parallelogram, static.

Date of manuscript reception: 12.02.2025

Date of acceptance for publication: 20.03.2025

Date of publication: 25.06.2025

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Department of Automobile transport, 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 at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Kashapova – Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

1. Введение

Вопросы защиты от производственных вибраций и ударных воздействий операторов наземных транспортно-технологических машин продолжают оставаться весьма актуальными. Это происходит по ряду причин. Несмотря на меры защиты, длительное воздействие производственных вибраций и ударных нагрузок может привести к развитию различных заболеваний, таких как вибрационная болезнь, радикулит, остеохондроз и другие [1, 2].

Производственные вибрации и ударные воздействия могут снижать работоспособность операторов наземных транспортно-технологических машин, вызывать усталость, снижение концентрации внимания и координации движений. Это приводит к ошибкам в работе, снижению производительности выполняемых ими работ, повыша-

ет вероятность возникновения аварийных ситуаций и травм [3 - 5].

Тенденции развития и совершенствования наземных транспортно-технологических машин заключаются в увеличении их производительности, мощности, скорости перемещения, развиваемых ускорений и т.д. Это увеличивает вибрационные и ударные нагрузки на операторов [6 - 8].

Таким образом, вопросы защиты от производственных вибраций и ударных воздействий остаются актуальными для обеспечения безопасности и здоровья операторов наземных транспортно-технологических машин, соблюдения санитарных норм, повышения производительности и снижения экономических потерь.

Источниками вибраций, воздействующих на сиденье оператора наземной транспортно-технологической машины, являются двигатель внутреннего сгорания, рабочий орган машины, взаимодействующий с обрабатываемой сре-

дой, наконец, колесный или гусеничный движитель машины, взаимодействующий с опорной поверхностью, по которой перемещается машина [9, 10]. Низкочастотные и ударные воздействия со стороны движителя особенно опасны для операторов, поскольку зачастую имеют большую амплитуду.

Для защиты операторов от вибраций и ударных воздействий применяют виброзащитные опоры и подвески кабин на базовом шасси машины [11], а также виброзащитные системы и механизмы сидений операторов на полу кабины [12].

Активные и пассивные виброзащитные системы сидений различаются наличием и отсутствием подвода внешней энергии соответственно [10, 13]. Несмотря на большие возможности, которые имеют активные виброзащитные системы, пассивные системы на основе простых конструктивных элементов пружин, рычагов, тросов, и т.п., не требуют затрат энергии, обладают большой надежностью и невысокой стоимостью [10].

Перспективные виброзащитные системы сидений с эффектом квазиулевого жесткости, которые могут быть как активными, так и пассивными, обеспечивают защиту операторов от низкочастотных и ударных воздействий [10, 12, 13]. Это обуславливает целесообразность разработки конструкции подобной системы для защиты сиденья оператора от вертикальных колебаний. Причем предпочтительной в условиях необходимости экономии ресурсов и снижения себестоимости самих машин, и выполняемых ими работ, представляется именно пассивная виброзащитная система.

2. Постановка задачи

Необходимо разработать конструкцию пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины от низкочастотных вертикальных колебаний и ударных нагрузок, имеющую в статической силовой характеристике средний участок квазиулевого жесткости, близкий к горизонтальному. В статической силовой характеристике должны также присутствовать два крайних наклонных уча-

стка, ограничивающих изменение локальной координаты, т.е. деформации виброзащитного механизма, при выходе за границы участка квазиулевого жесткости. Предпочтительно, чтобы статическая силовая характеристика виброзащитной системы имела вид гладкой или непрерывно дифференцируемой функции.

Для конструкции виброзащитной системы сиденья, удовлетворяющей указанным требованиям, необходимо разработать методику расчета статической силовой характеристики.

3. Конструкция механизма виброзащитной системы сиденья

На рис. 1 показана предложенная конструкция виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма, пружины, троса и роликов [14].

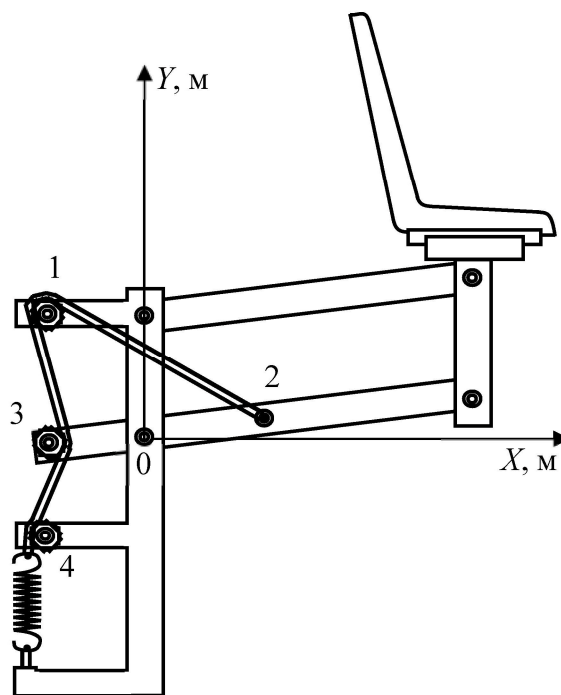


Рис. 1. Предложенная конструкция виброзащитной системы сиденья оператора с натяжным роликом [14]

Предложенная конструкция (рис. 1) является логическим продолжением и развитием идеи, реализованной в параллелограммной конструкции виброзащитной системы [10]. В то же время, предложенная конструкция, в

отличие от описанной в [10], обеспечивает гладкость функции статической силовой характеристики.

Координаты точек 0...4 (рис. 1) используются при построении статической силовой характеристики. Пружина растяжения не обязательно должна располагаться вертикально. Допустимо ее расположение под любым углом для уменьшения габаритных размеров всего механизма. Натяжным роликом является ролик 3.

Дальнейшим этапом, необходимым как для математического моделирования динамики [15], так и для практического использования механизма предложенной конструкции, является построение зависимости вертикальной силы, действующей на сиденье с оператором со стороны виброзащитного ме-

ханизма, от вертикальной координаты сиденья относительно оси X , являющейся горизонтальной осью локальной системы координат OXY .

4. Методика построения статической силовой виброзащитной системы сиденья оператора

Согласно особенностям разработанной конструкции, подъем и опускание правой части параллелограммного механизма, где закреплено сиденье, с дополнительным натяжным роликом 3 на нижнем звене, приводят к изменению общей длины гибкого нерастяжимого троса, выделенного на рис. 1 двойной линией.

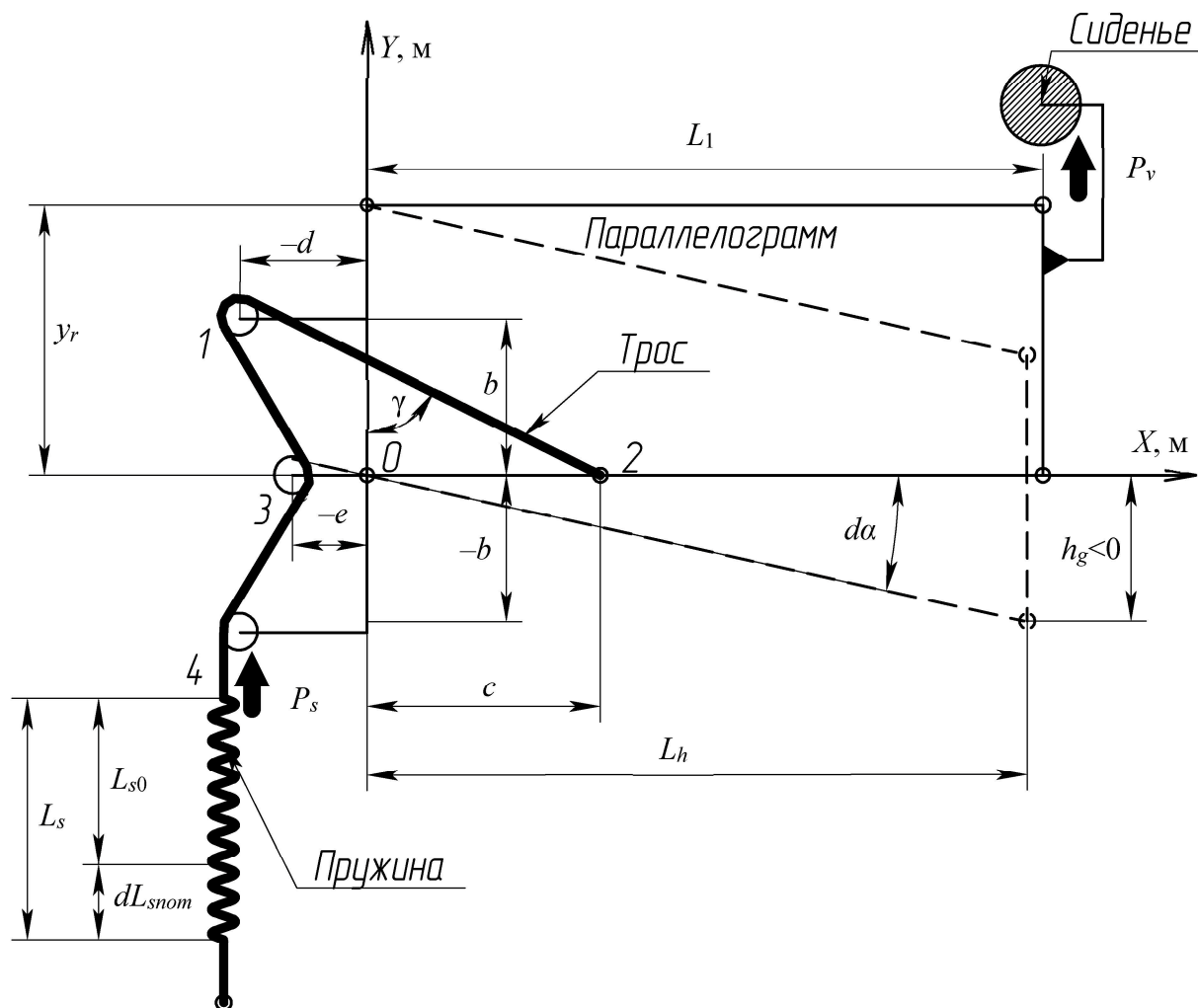


Рис. 2. Расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма с натяжным роликом

На рис. 2 приведена расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма с натяжным роликом 3, которая используется в методике построения статической силовой характеристики предложенной конструкции.

Трос постоянно контактирует с роликами во точках 1, 3, 4 и закреплен в точке 2.

Механизм рассматривался в правой декартовой системе координат OXY , связанной с основанием кабины, где расположено сиденье оператора. Ось OX при горизонтальном расположении основания кабины также располагалась горизонтально и в среднем положении механизма (рис. 2) совпадала с нижним звеном параллелограмма. Начало координат находилось в точке 0. Ось OY при этом всегда совпадает с левым, неподвижным относительно основания, звеном параллелограмма. Координаты x и y всех нумерованных точек механизма имели соответствующие их номерам числовые индексы (x_3 , y_4 и т. п.).

В приведенных ниже формулах использованы следующие обозначения: m – масса кресла с оператором (объект виброзащиты); P_v – сила подъема вдоль вертикально расположенной оси правого звена параллелограмма, создаваемая механизмом; $d\alpha$ – текущее значение угла подъема/опускания механизма; h_g – текущая высота подъема/опускания массы m (локальная координата механизма); L_1 – длина верхнего и нижнего звеньев параллелограммного механизма; y_r – длина боковых звеньев параллелограммного механизма; γ – угол между отрезком троса, соединяющим точки 1 и 2, и левым боковым звеном механизма в середине хода (при прямоугольной форме последнего); L_h – плечо действия силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0 при условии расположения оси OY вдоль гравитационной вертикали; b – вертикальное расстояние между точками 0 и 1 вдоль оси OY ; c – расстояние между точкой 0 и точкой 2 нижнего подвижного звена механизма; d – смещение в горизонтальном направлении (вдоль оси OX) точек 1 и 4 относительно точки 0; e – расстояние между точками 0 и 3 (вдоль оси OX при прямоугольной форме механизма); L_{s0} – длина пружины в свободном состоянии; L_s –

текущая длина пружины; c_s – коэффициент жесткости пружины; dL_{snom} – деформация пружины относительно собственной свободной длины L_{s0} , соответствующая прямоугольной форме параллелограммного механизма; P_s – сила растяжения пружины и натяжения троса.

Также в приведенных ниже формулах символами L с двумя числовыми индексами обозначены текущие декартовы расстояния между двумя точками с соответствующими индексам номерами. Например, L_{34} – расстояние между точками 3 и 4. Символами h с тремя числовыми индексами обозначены расстояния от точки (первый индекс) до прямой, заданной двумя точками (второй и третий индексы). Например, h_{021} – расстояние от точки 0 до прямой, заданной точками 2 и 1. Символами M с тремя числовыми индексами обозначены моменты сил, создаваемые относительно оси (первый индекс) силой, действующей вдоль троса на прямой, заданной двумя точками (второй и третий индексы). Например, M_{021} – момент силы, создаваемый относительно оси в точке 0, силой натяжения троса на отрезке 2-1.

Исходными параметрами для расчета являются размеры механизма b , c , d , e , L_1 , y_r , жесткость пружины растяжения c_s , а также масса сиденья с оператором m .

1. Согласно схеме (см. рис. 2) задаются значения координат ряда неподвижных точек, которые равны исходным параметрам, либо рассчитываются на основе их значений:

$$x_1 = -d; \quad y_1 = b; \quad x_4 = -d; \quad y_4 = -b.$$

2. Определяются координаты подвижных точек 2 и 3 при прямоугольной форме параллелограммного механизма:

$$x_2 = c; \quad y_2 = 0; \quad x_3 = -e; \quad y_3 = 0.$$

3. Для середины хода механизма (положение, при котором параллелограммный механизм имеет прямоугольную форму) вычисляются длины отрезков, заданными точками 1-2, 1-3 и 3-4:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2};$$

$$L_{13} = \sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2};$$

$$L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}.$$

4. Для середины хода механизма вычисляется плечо действия силы натяжения троса на точку 2 относительно оси, расположенной в точке 0, как расстояние от точки 0 до прямой 2-1, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{021} = \frac{-(x_1 \cdot y_2 - y_1 \cdot x_2)}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}.$$

5. Вычисляется момент силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0 в середине хода механизма:

$$M_g = m \cdot g \cdot L_1.$$

6. Вычисляется требуемая сила растяжения пружины и натяжения троса в середине хода механизма:

$$P_s = \frac{M_g}{h_{021}}.$$

7. Вычисляется деформация пружины относительно собственной свободной длины в середине хода механизма:

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s}.$$

8. Вычисляется дополнительная корректирующая длина троса, необходимая для вычисления в дальнейшем текущей деформации пружины растяжения:

$$L_{sk} = L_{12} + L_{13} + L_{34} - dL_{snom}.$$

Вычисление параметров по формулам пп. 1...8 проводится однократно.

Вычисления дальнейших пунктов проводятся многократно для элементов, параметры которых заданы в определенных пределах и с определенным шагом вектора значений высоты подъема h_g .

9. Вычисляется текущий угол подъема механизма, соответствующий заданной высоте подъема h_g :

$$d\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right).$$

10. Вычисляется текущее плечо действия силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0:

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(d\alpha)}.$$

11. Вычисляются текущие координаты подвижных точек 2 и 3:

$$x_2 = c \cdot \cos(d\alpha); y_2 = c \cdot \sin(d\alpha);$$

$$x_3 = -e \cdot \cos(d\alpha); y_3 = -e \cdot \sin(d\alpha).$$

12. Вычисляется текущая длина отрезка троса 2-1:

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}.$$

13. Вычисляется текущая длина отрезка троса 1-3:

$$L_{13} = \sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2}.$$

14. Вычисляется текущая длина отрезка троса 3-4:

$$L_{34} = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}.$$

15. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 2 вдоль отрезка троса 2-1, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{021} = \frac{-(x_1 \cdot y_2 - y_1 \cdot x_2)}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}.$$

16. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 3 вдоль отрезка троса 3-1, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{031} = \frac{-(x_1 \cdot y_3 - y_1 \cdot x_3)}{\sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2}}.$$

17. Вычисляется текущее плечо силы, действующей на точку 3 вдоль отрезка троса 3-4, относительно точки 0 поворота нижнего звена механизма, с учетом знака возникающего момента:

$$h_{034} = \frac{-(x_4 \cdot y_3 - y_4 \cdot x_3)}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}}.$$

18. Вычисляется суммарная длина троса между подвижными точками механизма, как сумма текущих длин отрезков между точками 2-1-3-4:

$$L_{\Sigma} = L_{12} + L_{13} + L_{34}.$$

19. С учетом текущей длины троса между роликами механизма, вычисляется текущая деформация (приращение относительно собственной свободной длины) пружины:

$$dL_s = L_{\Sigma} - L_{sk}.$$

20. Вычисляется текущая сила натяжения пружины и троса:

$$P_s = c_s \cdot dL_s.$$

21. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 2-1 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{021} = P_s \cdot h_{021}.$$

При этом знак плеча силы h_{021} будет определять знак момента (положительный при вращении против часовой стрелки, отрицательный при вращении по часовой стрелке).

22. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 3-1 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{031} = P_s \cdot h_{031}.$$

23. Вычисляется момент, создаваемый силой натяжения троса на отрезке 3-4 относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{034} = P_s \cdot h_{034}.$$

24. Вычисляется суммарный момент всех сил относительно оси вращения нижнего звена в точке 0:

$$M_{\Sigma} = M_{021} + M_{031} + M_{034}.$$

25. Вычисляется вертикальная сила подъема вдоль оси правого звена параллелограмма, создаваемая механизмом:

$$P_v = \frac{M_{\Sigma}}{L_h}.$$

Последовательное вычисление в пунктах 9...25 методики вертикальной силы P_v для различных значений h_g , позволяет построить статическую силовую характеристику механизма.

Пример статической силовой характеристики в диапазоне изменения локальной координаты предложенного механизма $h_g = [-0,1...0,1]$ м, приведен на рис. 3.

Характеристика, приведенная на рис. 3, была получена для значений исходных данных: $b=0,02$ м, $c=0,02$ м, $d=0,1$ м, $e=0,0987$ м, $L_1=1$ м, $y_r=0,2$ м, $c_s=15000$ Н/м, $m=200$ кг.

5. Заключение

Предложенный механизм [14], в отличие от других механизмов на основе параллелограммной конструкции, пружины, троса и роликов [10], позволяет не только реализо-

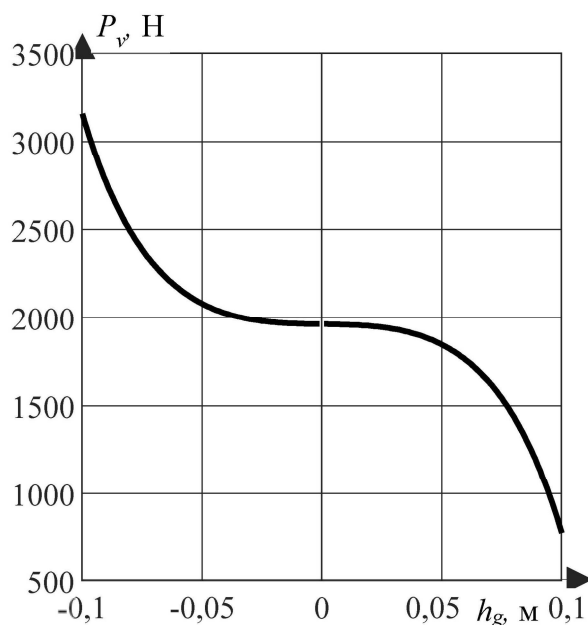


Рис. 3. Статическая силовая характеристика предложенного механизма с натяжным роликом (пример)

вать эффект квазинулевой жесткости в средней части статической силовой характеристики, но и обеспечить гладкость статической силовой характеристики механизма во всем диапазоне изменения локальной координаты. Это, в свою очередь, создает предпосылки для уменьшения скачков ускорений сиденья при выходе локальной координаты за границы среднего участка квазинулевой жесткости.

Как и известный виброзащитный механизм [10], предложенный механизм использует только один упругий элемент, т.е. пружину растяжения, в отличие от механизмов, комбинирующих положительную и отрицательную жесткость. Это упрощает конструкцию и снижает стоимость механизма относительно более сложных аналогов. Отсутствует необходимость в ограничителях или отбойниках. Параллелограммная конструкция обеспечивает вертикальность расположения сиденья при любых значениях локальной координаты.

В то же время, еще одним преимуществом предложенного механизма перед механизмами на основе параллелограммной конструкции, пружины, троса и роликов [10], является постоянный контакт троса со всеми роликами механизма. Это делает его более надежным и долговечным.

Применение методики расчета статической силовой характеристики предложенного механизма открывает возможность оптимизации конструктивных параметров механизма для достижения заданной характеристики.

Список литературы

1. Adam S., Jalil N., Rezali K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system // *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. P. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
2. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2022. Vol. 36. P. 55–75.
3. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles // *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. N 1. P. 35–38.
6. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
7. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
8. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018.

Перспективная область применения разработанного механизма с натяжным роликом – виброзащитные системы сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

References

1. Adam S., Jalil N., Rezali K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International journal of industrial ergonomics*, 2020, Vol. 80, pp. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
2. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *J. Mech. Sci. Technol*, 2022, Vol. 36, pp. 55-75.
3. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles. *Coatings*, 2017, Vol. 7, No. 5, pp. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews. *Marine intellectual technologies*, 2019, Vol. 3, No. 1, pp. 35-38.
6. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
7. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245-264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
8. Lagunova Y. A., Komissarov A. P., Lukashu O. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. DOI: 10.1088/1757-

Vol. 327 No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024

9. Tekin A. Assessment of vibration exposure of mine machinery operators at three different open-pit coal mines // *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*. 2022. Vol. 122. No. 5. P. 235–244. DOI: 10.17159/2411-9717/1728/2022

10. Кобытов М.С., Щербакoв В.С., Кашапова И.Е. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы сиденья с трехсегментной статической силовой характеристикой и участком квазиулево́й жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. № 2. С. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

11. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *Journal of Biosystems Engineering*. 2023. Vol. 48. P. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

12. Atindana V.A., Xu X., Huan L. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2023. Vol. 45. P. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., Tao L., Yan Z. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications // *Engineering Structures*. 2024. Vol. 301. P. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

14. Сиденье с квазиулево́й жесткостью / И.Е. Кашапова, В.С. Щербакoв, М.С. Кобытов. - Патент РФ на полезную модель № 211587. Заявл. 22.03.2022, № 2022107415. Опу́бл. 15.06.2022. Бюл. № 17.

15. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

899X/327/5/052024

9. Tekin A. Assessment of vibration exposure of mine machinery operators at three different open-pit coal mines. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*, 2022, Vol. 122, No. 5, pp. 235-244. DOI: 10.17159/2411-9717/1728/2022

10. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Amplitude-frequency characteristics of the vibration-protective seat system with a three-segment static force characteristic and a quasi-zero stiffness section quasi-zero stiffness. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110 (In Russian)

11. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48. pp. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

12. Atindana V.A., Xu X., Huan L. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023, Vol. 45, pp. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications. *Engineering Structures*, 2024, Vol. 301, pp. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

14. Patent RU 211587. Sidenje s kvaziuлево́й zhestkostju [Seat with quasi-zero rigidity]. Kashapova I.E., Shcherbakov V.S., Korytov M.S. Declared 22.03.2022. Published 15.06.2022. (In Russian)

15. Khimich A.V., Lagerev I.A. Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)