

УДК 621.752.3

DOI: 10.25206/1813-8225-2020-169-5-10

П. Д. БАЛАКИН<sup>1</sup>  
О. С. ДЮНДИК<sup>1</sup>  
И. П. ЗГОННИК<sup>1</sup>  
А. В. КРИВЦОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

<sup>2</sup>Федеральный  
научно-производственный  
центр «Прогресс»,  
г. Омск

## ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЕ КРЕСЛО ОПЕРАТОРА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Виброизоляция персонала и агрегатов машин является актуальной проблемой, требующей комплексного подхода в ее разрешении. В статье приведены технические решения системы виброизоляции, отличающиеся конструктивной простотой и имеющие в своем составе упругие элементы с линейной характеристикой жесткости, но с особым расположением к виброперемещениям защищаемого объекта. Показано, что в системах «с перескоком» в определенном диапазоне достигается эффект квазиулевого жесткости опоры с идеальной виброизоляцией объекта. Дополнительно приведено простейшее, технологичное, универсальное техническое решение виброизолирующего кресла оператора транспортной машины.

**Ключевые слова:** виброизоляция, упругий элемент, частота собственных колебаний системы, квазиулевого жесткость.

**Введение.** Глобальной мировой тенденцией развития современного машиностроения является повышение удельной мощности машин, что выражается в увеличении скоростей машин, динамичности трансформируемого силового потока в агрегатах машин при одновременном снижении материалоемкости деталей машин, переходе на использование в конструкции композитов, легких сплавов, что сдвигает в сторону увеличения частоты собственных колебаний элементов машин.

Руководствуясь обозначенной тенденцией, следует отметить, что конструкции современных машин, агрегатов, узлов и элементов машин практически в полной мере используют возможности конструкционных материалов по критериям работоспособности, к которым относятся прочность

и жесткость, что положительно, но, как правило, традиционные технические решения механических систем машин в новых условиях не удовлетворяют критериям виброактивности, что отрицательно влияет на надежность и ресурс машин, систем управления машиной и, что особенно важно, негативно отражается на здоровье обслуживающего персонала и операторов управления машиной. Для некоторых классов машин специального назначения критерий виброактивности агрегатов и узлов машин является определяющим в составе технического задания на проектировании машины.

Удовлетворение критерию минимизации виброактивности предусматривает комплексное выполнение системы инженерных операций от ослабления генерации механических колебаний в источнике,

создания препятствий на путях их распространения, динамического гашения колебаний и до применения активных виброзащитных систем, имеющих в своем составе автономный источник энергии и полный набор элементов автоматики: датчиков, усилителей, исполнительных устройств. Очевидно, что активные системы значительно усложняют конструкцию, технологию изготовления и сервис машины, поэтому по-прежнему актуально решение задач уравнивания динамических нагрузок инерционного происхождения непосредственно по агрегатам машин, рассеяния колебательной энергии демпферами, динамического виброгашения при однорежимной эксплуатации машины, создания конструктивно простых систем виброизоляции.

**Постановка задачи.** Остановимся на поиске рационального технического решения виброизолирующего кресла оператора транспортной машины. На оператора действует широкий спектр вибровозбуждения от энергетической установки, агрегатов и узлов машины и от дорожного полотна. Последнее является низкочастотным и особо опасным, его частоты близки к резонансным частотам внутренних органов и отдельных участков тела оператора.

Экспериментально установлено, что низкие частоты основных транспортных машин укладываются в диапазон (1–30) Гц, а резонансные частоты, например, глаз, лежат в диапазоне (12–27) Гц; грудной клетки (2–12) Гц; ног и рук (2–8) Гц; головы (8–30) Гц; поясничной части позвоночника (4–14) Гц.

При приближении частот вибровозбуждения к резонансным наблюдается ухудшение функционального состояния оператора: снижается острота зрения, ухудшается координация движений, возникает укачивание, затруднение дыхания, ухудшение сердечной деятельности, увеличение времени реакций и др.

Простая виброизоляция разделением оператора от источника вибровозбуждения линейным упругим элементом малой жесткости дает техническое решение этой части кресла значительных габаритов и больших перемещений оператора относительно органов управления машиной, что усложняет управление машиной.

Рациональность технического решения кресла оператора транспортной машины будем оценивать по степени сложности конструкции и ее технической реализуемости, причем остановим внимание на применении в опорной части линейных упругих элементов, размещенных особым образом так, чтобы комбинация таких элементов в совокупности образовывала «мягкую» опору с нелинейной характеристикой и, возможно, с участками, в которых возникает эффект квазинулевой жесткости [1–6].

**Теория.** Как известно, в виброзащитной системе наличествуют три обязательные составные части, а именно: источник вибровозбуждения (возмущения) — И, объект виброзащиты (О) и виброизолирующее устройство (ВУ).

Как правило, источник и объект представляют собой твердыми телами, а доминирующее виброперемещение является одноосным и совершается вдоль некоторой общей оси «х». На рис. 1 приведена блок-схема виброзащитной системы, а) с силовым возбуждением  $F = F(t)$ , б) с кинематическим возбуждением  $x = x(t)$ .

Для моделирования виброзащиты оператора будет использована схема (рис. 1б), по которой несущая масса создает кинематическое возбуждение

$x = x(t)$ , а оператор (О) является несомым и разделен от несущего тела виброизолирующим устройством.

Виброизолирующее устройство (ВУ) предназначено для ослабления колебательной энергии, идущей от источника (И), а в идеале в исключении ее воздействия на объект. Обычно виброизолирующее устройство представляется безынерционным, а внутренние реакции  $R$  и  $R'$  по условиям задачи должны быть минимальными. По сути, ВУ представляет собой буферную развязку И и О по прохождению колебаний, но сохраняющую функциональную связь И и О.

Для одноосного виброизолятора реакции  $R$  и  $R'$  совпадают по величине и противоположны по знаку  $\bar{R} = -\bar{R}'$ , величины реакций линейного виброизолятора пропорциональны как относительно смещению  $\delta$  источника и объекта, так и скорости деформаций  $\dot{\delta}$  виброизолирующего устройства, т. е.

$$R = c\delta + v\dot{\delta}, \quad (1)$$

где  $c$  и  $v$  — жесткость упругой связи и коэффициент демпфирования виброизолятора. При  $v=0$  виброизолятор будет чисто упругим, конструктивно простым, поэтому при создании виброизолирующего кресла будем придерживаться именно схемы с минимальным демпфированием.

Как следует из (1), при ограниченной деформации  $\delta$  минимизация  $R$  может быть достигнута за счет малой жесткости «с» упругих элементов, но при этом жесткость должна быть достаточной, чтобы обеспечить восприятие статической нагрузки, в нашем случае веса оператора.

Тем не менее эффективность виброизолятора косвенно может быть оценена по собственной частоте системы с виброизолятором, при этом чем меньше значение собственной частоты, тем система для цели виброизоляции потенциально более эффективна.

Для одноосной линейной системы собственная частота  $k_0$  определяется известным выражением [7–9]

$$k_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (2)$$

где  $m$  — масса несомого объекта.

Поскольку  $m = \frac{G}{g}$ , где  $G$  — вес объекта,  $g$  — ускорение свободного падения, а  $c = \frac{G}{\delta_{cm}}$ , где  $\delta_{cm}$  — статическая деформация виброизолятора, тогда

$$k_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}}. \quad (3)$$

Коэффициент демпфирования системы будет таким:

$$n = \frac{v}{2m}. \quad (4)$$

При силовом возбуждении амплитуда силы реакции  $R_0$ , передаваемой на объект, будет такой:

$$R_0 = \frac{H\sqrt{k_0^4 + 4n^2p^2}}{\sqrt{(k_0^2 - p^2)^2 + 4n^2p^2}}, \quad (5)$$

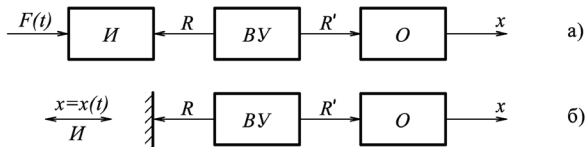


Рис. 1. Принципиальные варианты виброзащитной системы

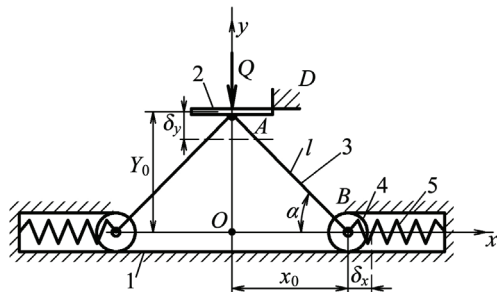


Рис. 2. Расчетная схема опоры

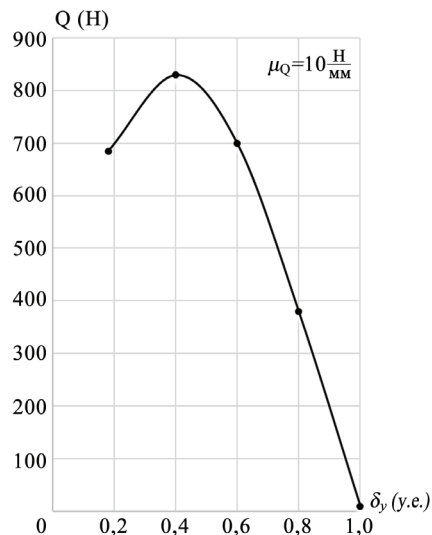


Рис. 3. Силовая характеристика опоры

где  $H$  и  $p$  — амплитуда и частота вынуждающей силы.

Эффективность виброизолятора определяется отношением  $k_R = \frac{R_0}{H}$  или  $k_R = cx_0/H$ , где  $x_0$  — максимальное относительное смещение несомого тела (объекта).

При кинематическом возбуждении внешнее силовое возбуждение  $F(t) = 0$ , а наводимые колебания основания (рис. 1б) принимают гармоническими  $x = x_0 \sin pt$ , тогда амплитуда  $A$  ускорения объекта будет такой:

$$A = \frac{x_0 p^2 \sqrt{k_0^4 + 4n^2 p^2}}{\sqrt{(k_0^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}. \quad (6)$$

Для чисто упругого виброизолятора  $v = 0$ , следовательно,  $n = 0$ , тогда

$$A = \frac{x_0 p^2 k^2}{k_0^2 - p^2},$$

а эффективность виброизолятора дополнительно оценивается коэффициентом виброизоляции  $k$

$$k = \frac{A}{x_0 p^2}, \quad (7)$$

который зависит от частоты  $p$  вибровозбуждения и для целей виброизоляции желательно, чтобы значение коэффициента имело значение  $k \leq 1,0$ .

**Техническое решение виброизолятора.** Обратимся к рис. 2, на котором приведена расчетная схема упругой опоры, состоящей из нижнего основания 1 и верхней площадки 2, на которой размещается объект, между основанием и верхней площадкой размещены четыре симметричных в плане рычага 3, один конец которого шарнирно соединен с верхней площадкой, второй содержит оси роликов 4, имеющих возможность перемещения в пазах основания. Это перемещение воспринимают линейные пружины 5 сжатия. Принята система координат  $ХОУ$  с началом в точке  $O$ . Начальное положение схемы определяют координаты  $x_0$  и  $y_0$ , значение ко-

торых для исключения масштабного фактора принято равным одной условной единице, т. е.  $x_0 = y_0 = 1,0$  у. е., причем в начальном положении  $\alpha_0 = 45^\circ$ ,  $\delta_x = \delta_y = 0$ , начальное верхнее положение платформы фиксируется односторонним упором  $D$ . Жесткость отдельной пружины сжатия в расчетах принята равной  $c = 1600$  Н/у.е. В исходном положении пружины не нагружены. При движении верхней площадки это движение передается посредством рычагов 3 на ролики 4, оси которых вызывают деформацию линейных пружин 5 сжатия. Поскольку в опоре имеет место преобразование движения, то суммарная жесткость опоры окажется нелинейной, что, несомненно, скажется на частоте собственных колебаний опоры с объектом.

В отличие от [1] и [2], предлагаемая схема опоры не содержит несущего упругого элемента с линейной характеристикой, эта функция возложена на те же корректирующие пружины 5, что позволяет полнее оценить нелинейные свойства этого виброизолирующего устройства.

Система уравнений геометрических и силовой статической связей в опоре по рис. 2:

$$\begin{aligned} (y_0 - \delta_y)^2 + (x_0 + \delta_x)^2 &= l^2; \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{(y_0 - \delta_y)}{(x_0 + \delta_x)}; \quad \sin \alpha = \frac{y_0 - \delta_y}{l}; \\ 4c\delta_x \operatorname{tg} \alpha &= Q. \end{aligned} \quad (8)$$

Система уравнений (8) позволяет установить зависимость усилия  $Q$  от перемещения верхней площадки, тем самым определяется позиционное изменение жесткости предлагаемой опоры и границы зоны рациональной эксплуатации кресла оператора. Статическое нагружение  $Q$  опоры определяется силой веса оператора, для качественного анализа характеристик опоры по (8) примем  $Q = 700$  Н. Алгоритм анализа предусматривает пошаговое принятие  $\delta_y$  ( $\delta_y = 0,2$  у.е.,  $\delta_y = 0,4$  у.е.,  $\delta_y = 0,6$  у.е.,  $\delta_y = 0,8$  у.е.,  $\delta_y = 1,0$  у.е.); по соответствующему  $\delta_y$  определяется  $\alpha = \arcsin \frac{y_0 - \delta_y}{l}$ ; по  $\delta_x$  и усилию  $Q$ , способному вызвать задаваемое перемещение

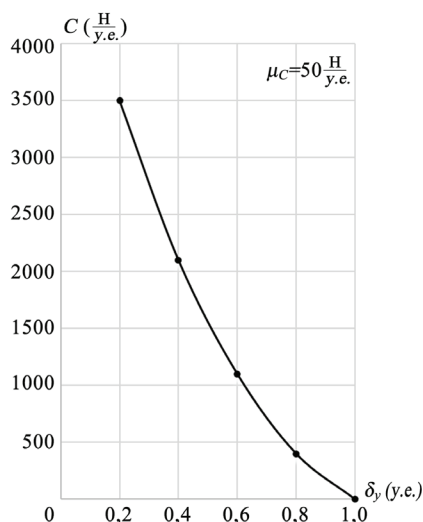


Рис. 4. Изменение жесткости опоры от деформации

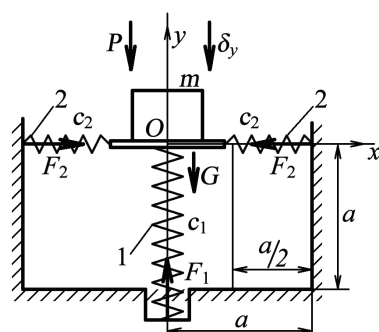


Рис. 5. Расчетная схема опоры с «перескоком»

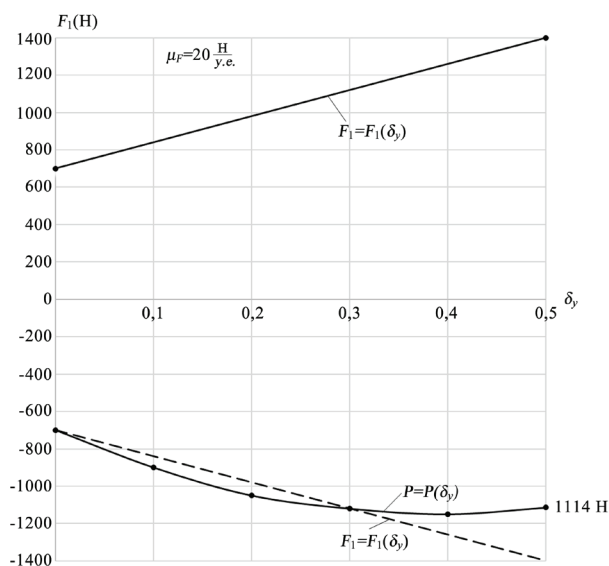


Рис. 6. Силовые характеристики опоры

$\delta_y$  окончательно определяется жесткость опоры  $C$  в целом  $C = \frac{Q}{\delta_y}$  и частота  $k_0$  собственных колебаний системы с объектом массой 70 кг.

Силовая характеристика  $Q = Q(\delta_y)$  опоры представлена на рис. 3, по которому можно установить

границы зоны эксплуатации виброизолирующей опоры для объекта массой  $m = 70$  кг или весом 700 Н. Для предлагаемой опоры зона рациональной эксплуатации находится в границах  $\delta_y = (0,2 - 0,6)$  у.е.

На рис. 4 приведены результаты расчета изменения жесткости опоры от деформации  $\delta_y$ . В зоне эксплуатации опоры частота  $k_0$  собственных колебаний системы будет в пределах  $k_0 = (7,12 \dots 4,09)$  с<sup>-1</sup> или  $f = (1,13 \dots 0,65)$  Гц, что свидетельствует о способности предлагаемой схемы опоры выполнить виброизолирующую функцию в расчетной зоне эксплуатации.

Опора с подобным расположением упругих элементов является опорой с переменной жесткостью, причем жесткость уменьшается с увеличением деформации. Это свойство, безусловно, интересно с научной точки зрения [10]. Для инженерного приложения, в том числе в качестве кресла оператора транспортной машины, необходимо предусмотреть ограничение по зоне эксплуатации. В нашем примере предельное перемещение  $\delta_y$  верхней платформы допустимо до  $\delta_y = 0,6$  у.е., что следует обеспечить специальным нижним упором (на рис. 2 не показан).

Инженерный интерес имеет более сложная схема с несущим упругим элементом с линейной характеристикой жесткости. Несущий элемент 1 (рис. 5) в исходном состоянии воспринимает весовую нагрузку от силы веса защищаемого объекта и его статическая деформация такова, что корректирующие упругие элементы 2, имея свою начальную деформацию сжатия, расположены горизонтально перпендикулярно векторам силы веса и внешнего силового возбуждения (рис. 5). Такую схему следует отнести к схемам с «перекосом», силовый эффект которого состоит в том, что в исходном состоянии корректирующие упругие элементы взаимно уравновешены и не имеют проекции на вертикальной оси ОУ. При внешнем силовом воздействии силой  $P$  по оси ОУ в любом направлении и возникновении смещения  $\delta_y$  объекта, сила сжатия корректирующих элементов образует проекцию по оси ОУ, активно влияющую на систему сил, создающих движение объекту виброзащиты. Рассмотрим силовые соотношения в опоре по рис. 5.

Примем начальные условия:  $a = 1,0$  у.е.; масса защищаемого объекта 70 кг, его вес  $G = 700$  Н; начальная деформация несущего элемента 1 под действием силы веса объекта  $\Delta_1 = 0,5$  у.е., начальная деформация каждого из корректирующих элементов 2 в исходном положении ( $y=0$ )  $\Delta_2 = 0,5$  у.е.

Жесткость несущего упругого элемента  $C_1 = \frac{700 \text{ Н}}{0,5 \text{ у.е.}} = 1400 \frac{\text{Н}}{\text{у.е.}}$ .

Жесткость отдельного корректирующего упругого элемента  $C_2 = 500 \frac{\text{Н}}{\text{у.е.}}$ .

Уравнение силовой статики в исходном положении:

$$C_1 \Delta_1 - mg = 0. \quad (9)$$

Рассмотрим раздельное действие сил на подвижную платформу, задавая ее смещение  $\delta_y$  по вертикали с шагом 0,1 у.е.

Несущий упругий элемент будет создавать усилие  $F_1 = C(\Delta_1 + \delta_y)$ , причем при  $\delta_y = 0$ ,  $F_1 = 700$  Н. График функции  $F_1 = F_1(\delta_y)$  представлен верхней частью рис. 6. Вес объекта и усилие от корректирующих элементов создадут силу  $P$

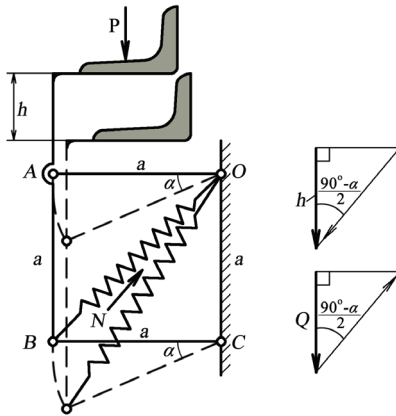


Рис. 7. Механизм кресла оператора

$$P = G + 4C_2(\Delta_2 - \Delta_1)\sin\alpha, \quad (10)$$

где  $\alpha = \arctg \frac{\delta_y}{a/2}$ , удлинение корректирующего элемента  $\Delta_2 = \sqrt{\frac{a^2}{4} + \delta_y^2} - \frac{a}{2}$ .

График изменения силы  $P = P(\delta_y)$  представлен сплошной линией в нижней части рис. 6.

Зеркально отобразив относительно оси  $\delta_y$  график  $F_1 = F_1(\delta_y)$ , получим положение переменных, но разнонаправленных сил  $F_1 = F_1(\delta_y)$  и  $P = P(\delta_y)$ , действующих вдоль оси ОУ. Из графиков (рис. 6) видно, что значения этих сил близки по модулю в широком диапазоне перемещения верхней платформы от  $\delta_y = 0$  до  $\delta_y = 0,4$  у.е., а при  $\delta_y = 0$  и  $\delta_y = 0,3$  имеем полное совпадение модулей этих сил, что свидетельствует о равенстве нулю жесткости рассматриваемой опоры и, как следствие, равенство нулю частоты собственных колебаний системы с объектом, последнее означает, что техническое решение с подобной схемой размещения линейных упругих элементов позволяет создавать эффективные виброизолирующие опоры, в том числе в конструкциях кресел операторов транспортных машин.

Дополнительно обратимся к схеме виброизолирующей опоры, исполненной по рис. 7. Схема построена на использовании упругого элемента с линейной характеристикой жесткости. Упругий элемент встроен как диагональ квадрата в исходном положении и как диагональ ромба в рабочей конфигурации рычажной схемы ОАВС с единым кинематическим размером звеньев, равным  $a$ , т. е.  $OA = AB = BC = OC = a$ . Такое техническое решение опоры является конструктивно простым и перспективным в качестве кресла оператора транспортной машины.

Решим задачу по определению частоты собственных колебаний опоры с оператором, вес  $Q$  которого, как и прежде, принят  $Q = 700$  Н, жесткость упругого элемента должна обеспечить заданное вертикальное перемещение сидения  $h$  кресла, которое, в свою очередь, вызовет деформацию  $\Delta l$  упругого элемента. Связь между  $h$  и  $\Delta l$  получим из геометрических соотношений:

$$\Delta l = \frac{h}{\cos\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right)}. \quad (11)$$

Вес  $Q$  оператора компенсируется силой  $N$  упругого элемента, из условия равновесия имеем:

$$N = \frac{Q}{\cos\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right)}, \quad (12)$$

и расчетная жесткость  $C$  упругого элемента будет такой:

$$C = \frac{N}{\Delta l} = \frac{Q}{h}.$$

Поскольку массы механической системы кресла без оператора незначительны, то в расчете частоты  $k_0$  колебаний они опускаются, тогда с учетом  $m = \frac{Q}{g}$ , где  $g$  — ускорение свободного падения, получим

$$k_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} = \sqrt{\frac{Qg}{hQ}} = \sqrt{\frac{g}{h}}. \quad (13)$$

Ограничим вертикальное перемещение сидения кресла  $h = 0,2$  м, тогда

$$k_0 = \sqrt{\frac{9,8 \frac{M}{c^2}}{0,2 \text{ м}}} = \sqrt{49 \frac{1}{c^2}} = 7 \frac{1}{c} \text{ или}$$

$$f = \frac{k_0}{2\pi} = \frac{7 \frac{1}{c}}{6,28} \approx 1 \text{ Гц,}$$

что свидетельствует об эффективности виброизоляции предлагаемого конструктивно простого и легко реализуемого технического решения виброизолирующего кресла оператора транспортной машины.

#### Выводы и заключение.

1. Показано, что виброзащитная система с минимальным демпфированием перспективна для целей виброизоляции операторов и агрегатов машин.

2. Доказано, что эффективную систему виброизоляции можно синтезировать применением комплекта упругих элементов с линейной характеристикой жесткости, специально ориентированных и расположенных особым образом по отношению к направлению силового или кинематического возбуждения с целью надления виброизолирующего устройства в целом нелинейными свойствами, реализуемыми в определенном диапазоне эксплуатационных характеристик машины.

3. Частота собственных колебаний является основным критерием оценки эффективности виброизолирующей системы. В системах с «перескоком» направления упругих сил удастся в определенном диапазоне характеристик синтезировать условия квазиузуевой жесткости, что идеально, и востребовано, в частности, для виброзащиты операторов транспортных машин.

4. На базе устройств, использующих преобразование движения и упругих элементов с линейной характеристикой жесткости можно синтезировать конструктивно простые и технологичные системы виброизоляции персонала в широком диапазоне изменения параметров вибровозбуждения.

#### Библиографический список

1. Алабужев П. М., Гритчин А. А., Ким Л. И. [и др.]. Виброзащитные системы с квазиузуевой жесткостью. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.



2. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Виброизоляция опора с эффектом квази нулевой жесткости // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-9-14.

3. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Конструкция и оценка виброизоляции опоры для технологического оборудования с использованием квази нулевой жесткости // Омский научный вестник. 2017. № 5 (155). С. 10–13.

4. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Опора для технологического оборудования с корректором жесткости на базе пневмопружин с резинокордной оболочкой // Проблемы машиноведения: материалы II Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2018. С. 34–38.

5. Zotov A. N., Tachbulatov R. R. Compact low frequency vibration isolator with quasi-zero-stiffness // Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control. 2015. Vol. 34 (4). DOI: 10.1260/0263-0923.34.4.459.

6. Zhou J., Wang X., Mei V. Characteristic analysis of a quasi-zero-stiffness vibration isolator // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 397. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/397/1/012045.

7. Бабаков И. М. Теория колебаний. 3-е изд., стер. М.: Наука, 1968. 560 с.

8. Паковко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Изд. 2-е. М.: Машиностроение, 1967. 320 с.

9. Вибрации в технике. Справочник. В 6 т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Ред. совет: В. Н. Челомей [и др.]; под ред. И. И. Блехмана. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.

10. Балакин П. Д., Михайлик О. С. Управление жесткостью элементов как средство адаптации механических си-

стем // Прикладные задачи механики: сб. науч. тр. / под ред. В. В. Евстифеева. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2003. С. 83–87.

**БАЛАКИН Павел Дмитриевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 5494-0218

AuthorID (РИНЦ): 267798

AuthorID (SCOPUS): 57191041281

**ДЮНДИК Ольга Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение» ОмГТУ.

SPIN-код: 2495-1487

AuthorID (РИНЦ): 739334

AuthorID (SCOPUS): 57200728130

**ЗГОННИК Ирина Павловна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение» ОмГТУ.

SPIN-код: 2954-2847

AuthorID (РИНЦ): 566714

**КРИВЦОВ Александр Владимирович**, инженер-конструктор ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

#### Для цитирования

Балакин П. Д., Дюндик О. С., Згонник И. П., Кривцов А. В. Виброизолирующее кресло оператора транспортной машины // Омский научный вестник. 2020. № 1 (169). С. 5–10. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-169-5-10.

Статья поступила в редакцию: 15.01.2020 г.

© П. Д. Балакин, О. С. Дюндик, И. П. Згонник, А. В. Кривцов