

РАЗДЕЛ I

**ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ**

УДК 623.438.3

**МЕТОД РАСЧЁТА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

С.В. Баглайчук, В.А. Нехаев, В.А. Николаев
Омский государственный университет путей сообщения, Россия, г. Омск

***Аннотация:** Изложены основы расчёта значений конструктивных параметров виброзащитного устройства. Создан метод расчета значений конструктивных параметров виброзащитного устройства с учетом накладываемых на них функциональных ограничений квазиинвариантных с точностью ε систем подвешивания механических и других объектов. Из-за меньшего числа переменных нам удалось заменить целевую функцию требованием равенства модулей сил, развиваемых в основной пружине и в корректоре жёсткости.*

***Ключевые слова:** виброзащитное устройство, человек-оператор, виброзащитный ход, основной упругий элемент.*

Введение

Защиту экипажа от отрицательного действия механических колебаний обеспечивает подвеска ходовой части транспортных средств специального назначения (ТССН). Большинство динамических воздействий в ТССН воспринимается операторами через сиденья, поэтому важна индивидуальная защита каждого члена экипажа с помощью систем вторичного поддрессоривания с определенными упругими и демпфирующими характеристиками. Это обуславливает необходимость выбора оптимальных значений конструктивных параметров виброзащитного устройства.

Метод расчёта значений конструктивных параметров виброзащитного устройства

На рис. 1 показана скелетная схема предлагаемого виброзащитного устройства, состоящая из торсионных валов, передаточных рычагов и подвижного узла, имеющего форму цилиндра и соединённого с подвижным основанием, например, кресла человека-оператора.

Здесь нужно заметить, что школа учёных-механиков Иркутского государственного университета путей сообщения, возглавляемая доктором технических наук, профессором Сергеем Викторовичем Елисеевым, в конце

прошлого года (2015 г.) предложила некоторое механическое устройство, состоящее из рычагов и подвижных масс, которое тоже можно настроить так, чтобы образовалась динамическая квазиулевая жёсткость в определённой области [1].

Проектируя подвижный узел, необходимо удовлетворить следующим условиям: - нечетная симметрия его силовой характеристики; - поверхность катания обязана быть гладкой, чтобы не затруднялся переход системы из одного положения равновесия в другое; - не допустимы резкие изломы поверхности катания. Другими словами, должны существовать первая и вторая производная от кривой, описывающей форму подвижного узла [6 – 8]. Следовательно, в качестве подвижного узла можно взять цилиндр любой высоты. Ибо этот параметр не имеет принципиального значения для теоретических исследований, но важен с практической точки зрения, чтобы поперечный удар по креслу не выбивал подшипники катания, которыми оборудуются нижние концы передаточных рычагов, с поверхности катания.

Расчётная схема виброзащитного устройства, использующего принцип «перескока» для компенсации внешнего возмущения, представлена на рис. 2.

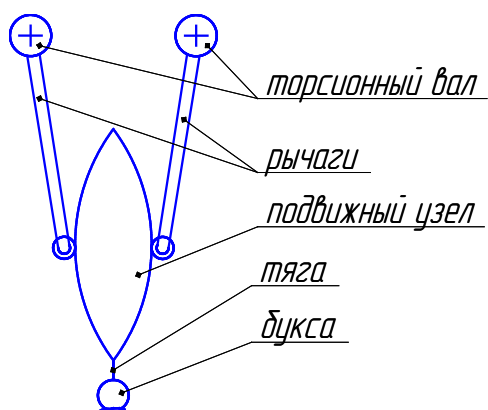


Рис. 1. Скелетная схема предлагаемого виброзащитного устройства

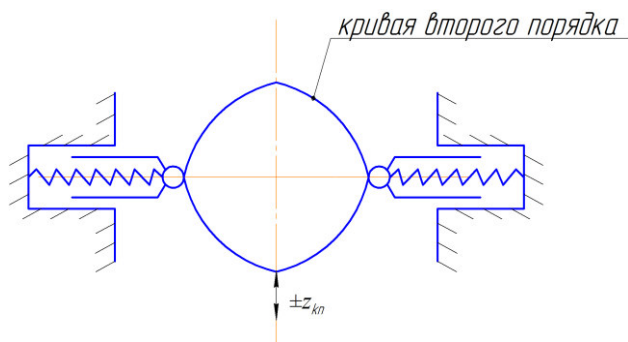


Рис. 2. Расчётная схема виброзащитного устройства, основанного на принципе «перескока»

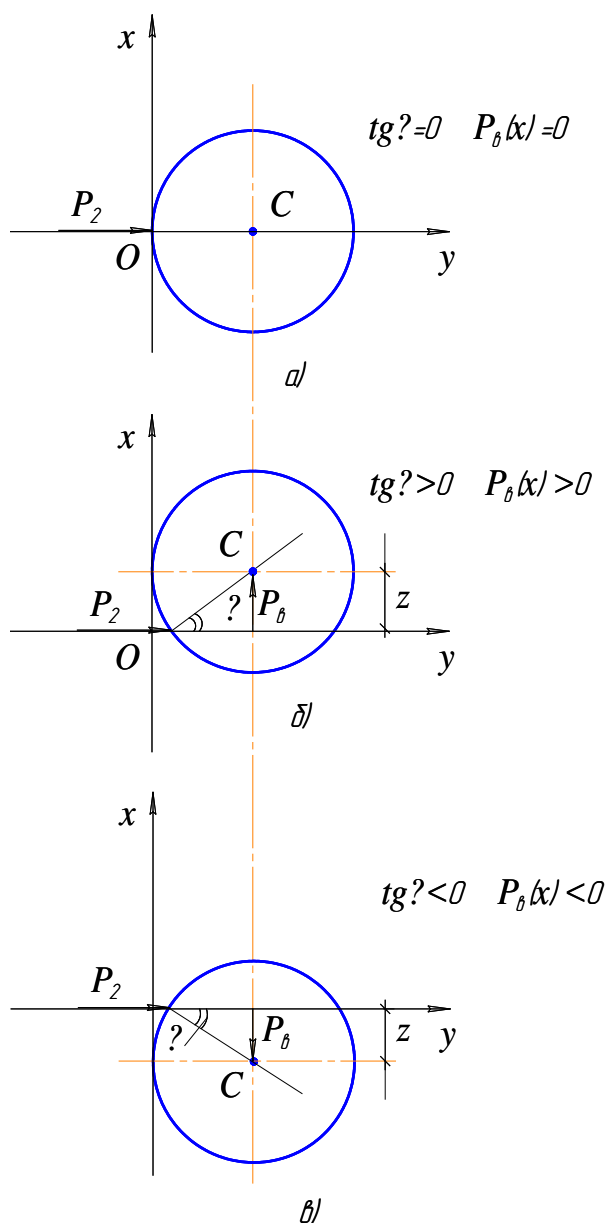


Рис. 3. Силовые схемы для вывода P_δ

Итак, примем, что форма подвижного узла виброзащитного устройства – поверхность цилиндра, которая представляется следующим уравнением:

$$f(x, y) = R^2 - x^2 - y^2 = 0, \quad (1)$$

Здесь удовлетворяются такие требования:

$$\begin{cases} x(y) = 0; \\ \frac{dy}{dx} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Доказано [2 – 5], что устройство данного типа будет выполнять свои функции, если оно обладает максимальной потенциальной энергией в положении статического равновесия. По мере перемещения подвижного узла виброзащитного устройства вверх или вниз, возникает горизонтальная сила, определяемая выражением

$$P_\delta(x) = 2c_k [\Delta - y(x)], \quad (3)$$

здесь Δ – начальное поджатие упругих элементов; c_k – жёсткость торсионных валов;

$y(x)$ – горизонтальное перемещение подвижного узла виброзащитного устройства.

Далее необходимо найти закон изменения вертикальной силы виброзащитного устройства, действующей навстречу силе, возникающей в линейной пружине подвешивания кресла человека–оператора. Для этого обратимся к рис. 3, на котором показаны положение статического равновесия кресла рис. 3, а, движение подвижного узла вверх рис. 3, б и вниз рис. 3, в.

Из рассмотрения силовых треугольников имеем

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_e}{P_2};$$

или

$$P_e(x) = P_2(x) \operatorname{tg} \varphi = 2c_k [\Delta - y(x)] \operatorname{tg} \varphi. \quad (4)$$

Известно, что $\operatorname{tg} \varphi = dy/dx = x/R$. Учитывая данное соотношение, а также то, что $y(x) = \sqrt{R^2 - x^2}$, нетрудно получить окончательное выражение для вертикальной силы проектируемого виброзащитного устройства, основанного на так называемом принципе «перескока»:

$$P_e(x) = -2c_k \left(\Delta - \sqrt{R^2 - x^2} \right) \frac{x}{R}. \quad (5)$$

Таким образом, вертикальная сила виброзащитного устройства зависит от трёх параметров: c_k – жёсткость дополнительного упругого элемента, приведённая к концу передающих рычагов, Δ – начальное поджатие дополнительных упругих элементов, R – радиус подвижного узла. Знак минус в формуле (5) указывает на то, что компенсирующая сила направлена навстречу динамической реакции основного упругого элемента. Значения этих конструктивных параметров выбираются из условия жёсткости основного упругого элемента и необходимого защитного хода устройства.

Вычислим производную от P_e по перемещению x :

$$\frac{dP_e}{dx} = -2c_k \left[\frac{d}{dx} \left(\Delta - \sqrt{R^2 - x^2} \right) \frac{x}{R} + \left(\Delta - \sqrt{R^2 - x^2} \right) \frac{d}{dx} \left(\frac{x}{R} \right) \right] = 0;$$

После несложных преобразований, получим величину защитного хода устройства

$$x = D = R\alpha\sqrt{1 - \alpha^2}, \quad (6)$$

где $\alpha = R/\Delta$.

Отсюда следует, что для того, чтобы защитный ход был положительной величиной (это физически необходимо), величина, α должна быть меньше единицы. Следовательно, максимальная вертикальная компенсирующая сила:

$$P_{e \max} = 2c_k \left[\Delta - R\sqrt{1 - \alpha^2} (1 - \alpha^2) \right] \alpha\sqrt{1 - \alpha^2}. \quad (7)$$

Разумеется, желательно иметь большой виброзащитный ход, который, как видно, зависит от радиуса подвижного узла R и коэффициента α . Полагая, что величина R выбрана из габаритных соображений, найдём величину α из условия экстремума:

$$\frac{dD}{d\alpha} = 0; \quad (8)$$

или

$$\begin{cases} \sqrt{1 - \alpha^2} - \frac{1}{2} \frac{2\alpha^2}{\sqrt{1 - \alpha^2}} = 0; \\ 1 - \alpha^2 - \alpha^2 = 0; \\ 2\alpha^2 = 1; \\ \alpha = \frac{1}{\sqrt{2}} \approx 0,707. \end{cases} \quad (9)$$

Тогда формула для защитного хода примет вид

$$D = 0,5R. \quad (10)$$

На факт определения максимального значения защитного хода виброзащитного устройства, основанного на принципе «перескока», указывает рис. 4.

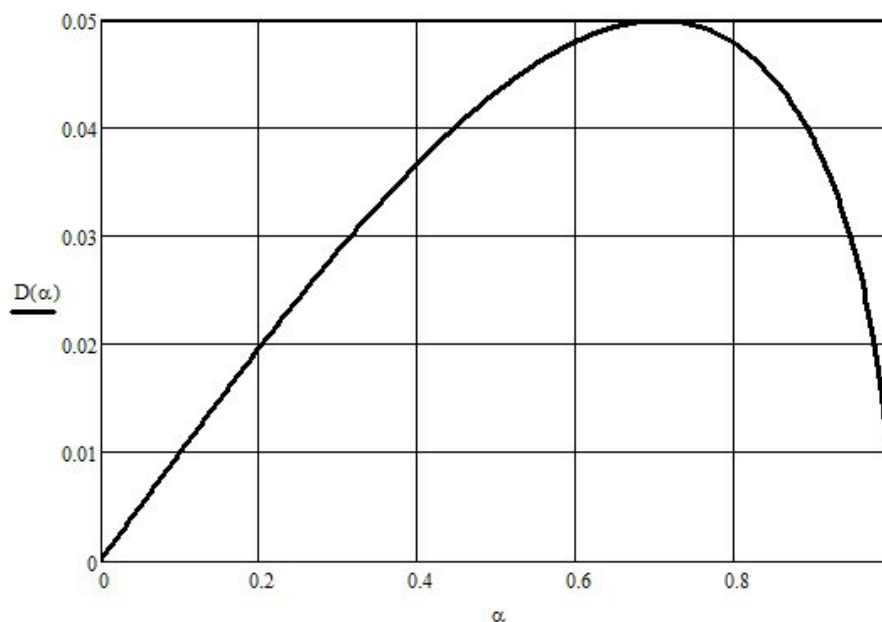


Рис. 4. Поведение функции $f(\alpha)=\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}$

С учётом вышеизложенного, перепишем выражение (7) в виде

$$P_{\text{в max}} = c_{\kappa} (\Delta - 0,866R). \quad (11)$$

Ещё одно ограничение на значения отыскиваемых параметров получим из условия, что выражение (5) должно выражаться в вещественных величинах, т.е.:

$$R \geq x. \quad (12)$$

Пусть c – жёсткость основного упругого элемента системы подвешивания кресла человека–оператора. Тогда из требования равенства силы, развиваемой на защитном ходе виброзащитного устройства, и максимальной силы этого устройства, найдем уравнение для определения жёсткости устройства:

$$cD = c_{\kappa} (\Delta - 0,866R). \quad (13)$$

Откуда

$$c_{\kappa} = \frac{c}{2 \left[\frac{1}{\alpha} - \sqrt{1 - \alpha^2 (1 - \alpha^2)} \right]}. \quad (14)$$

Для выполнения расчётов была написана программа в математическом пакете Mathcad

Если принять оптимальное, с точки зрения максимального виброзащитного хода, значение $\alpha = 0,707$, то упругое поджатие торсионных валов равно $\Delta = 0,141$ м., защитный ход – $D = 0,05$ м., жёсткость виброзащитного устройства – $c_{\kappa} = 4451,258$ Н/м; усилие в основной пружине при перемещении на защитный ход составляет 25 кг. При выполнении численных расчётов принимались значения: вес человека–оператора 75 кг, жёсткость основного упругого элемента подвешивания кресла 4900 Н/м. Таким образом, статический прогиб стандартной системы подвешивания кресла был равен 0,15 м.

Как следует из рис. 5, при перемещении сидения кресла человека–оператора на 0,031 м на защищаемый объект передаётся сила, равная 2,3943 кг, а при отсутствии виброзащитного устройства она была бы такой 15,5 кг. Таким образом, виброзащитное устройство снизило воздействие на объект приблизительно в 7 раз. Видимо, требование полной компенсации усилия в основной пружине на защитном ходе устройства слишком жёсткое, ибо не участке перемещения сидения от 0,04 м до полного защитного хода $D=0,05$ м получаем «отрицательную» жёсткость. Если же компенсировать 75% от полного усилия в основном упругом элементе подвешивания кресла, то получим результат, показанный на рис. 6: здесь на перемещении объекта 0,044 м действующее на него усилие снижается приблизительно в 4 раза.

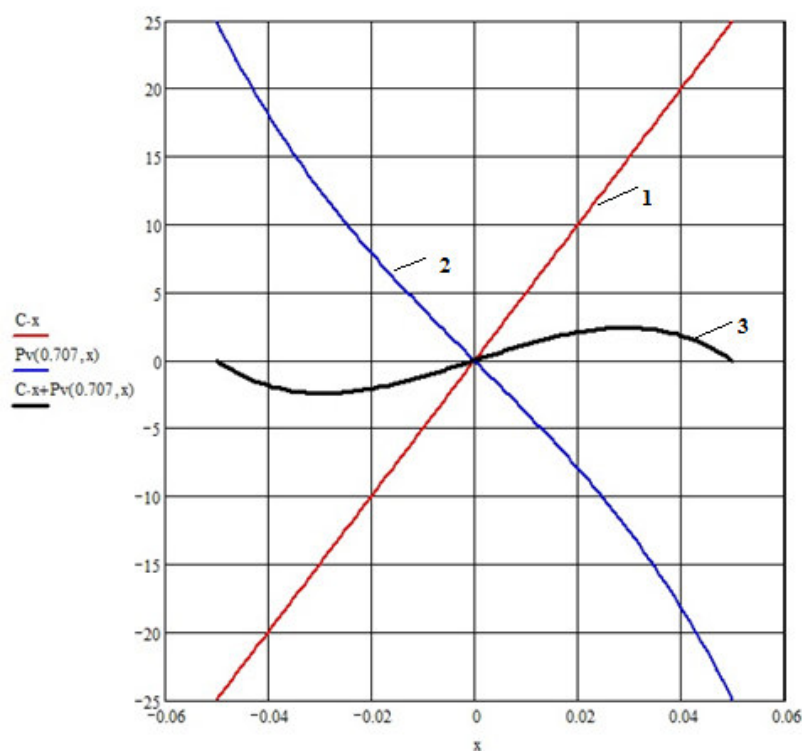
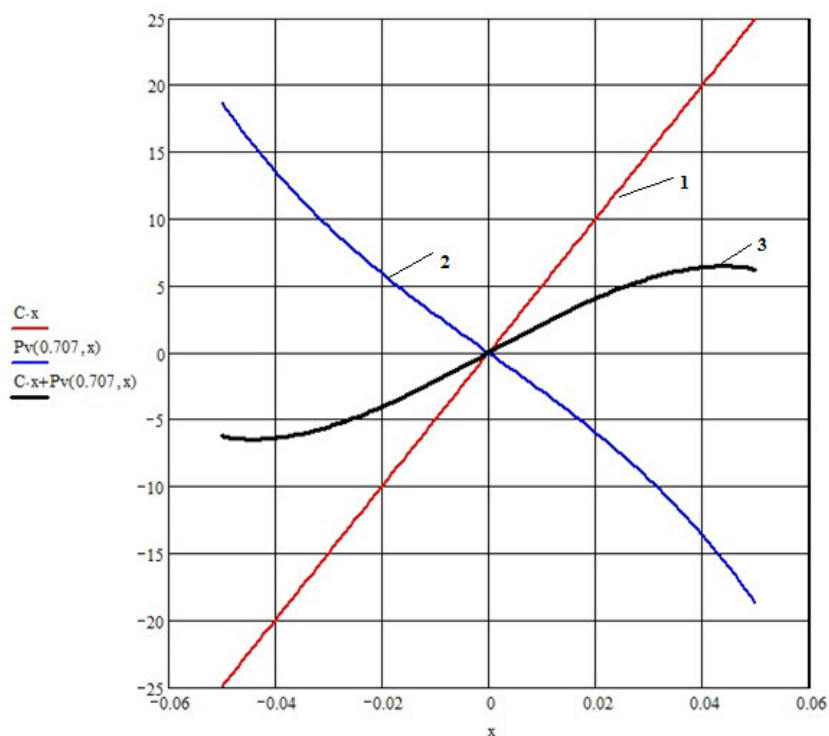


Рис. 5. Силовая характеристика виброзащитного устройства при $\alpha=0,707$ и $R=0,1$ м: кривая 1 – это усилие в основной пружине кресла человека–оператора; кривая 2 – это вертикальное усилие, развиваемое виброзащитным устройством; кривая 3 – это силовая характеристика подвешивания кресла, оборудованного виброзащитным устройством, использующим принцип «перескока»

Рис. 6. Силовая характеристика виброзащитного устройства при $\alpha=0,707$ и $R=0,1$ м и компенсации 75% основного усилия на полном виброзащитном ходе: кривая 1 – это усилие в основной пружине кресла человека–оператора; кривая 2 – это вертикальное усилие, развиваемое виброзащитным устройством; кривая 3 – это силовая характеристика подвешивания кресла, оборудованного виброзащитным устройством, использующим принцип «перескока»



В этом случае имеем жёсткость виброзащитного устройства равную $c_k=3338,468$ Н/м при оптимальном значении $\alpha=0,707$ и $R=0,1$ м, а закручивание торсионных валов и радиус подвижного узла не изменяются.

Заключение

Таким образом, создана методика проектирования квазиинвариантных до ε систем подвешивания механических и других объектов ТССН. Следует отметить, что в [5] решение аналогичной задачи потребовало использования метода минимизации некоторой целевой функции, равной квадрату разности силы, развиваемой в основной пружине, и вертикальной силы виброзащитного устройства (среднеквадратический критерий) на полном виброзащитном ходе устройства, методом наискорейшего спуска. Здесь же, из-за меньшего числа переменных, целевая функция заменена требованием равенства модулей сил, развиваемых в основной пружине и в корректоре жёсткости.

Библиографический список

1. Елисеев, С.В. Теоретические основы динамических взаимодействий в колебательных системах с кинематическими парами поступательного типа / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин, Е.В. Каимов // Известия Транссиба. – 2014. – № 3. – С. 7 – 17.
2. Современные методы проектирования систем автоматического управления / под ред. Б.Н. Петрова, В.В. Солодовникова и Ю.И. Топчеева. – М.: Машиностроение, 1967. – 704 с.
3. Петров, Б.Н. О реализуемости условий инвариантности // Теория инвариантности и её применение в автоматических системах: труды I Всесоюзного совещания по теории инвариантности, состоявшегося в Киеве 16 – 20 октября 1958 г. – М.: АН СССР, 1959. – С. 59 – 80.
4. Кухтенко, А.И. Проблема инвариантности в автоматике / А.И. Кухтенко. – Киев, Гостехиздат, 1963. – 376 с.
5. Бессекерский В.А. Теория автоматического регулирования / В.А. Бессекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1972. – 768 с.
6. Васильев, В.В. Конструкция многоцелевых гусеничных машин. Теория и движения и динамика многоцелевых гусеничных машин / В.В. Васильев, М.П. Поклад, О.А. Серяков – Омск, 2013. – 436 с.
7. Каудерер, Г. Нелинейная механика / Г. Каудерер. – М.: ИЛ, 1961. – 778 с.
8. Пановко, Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1964. – 336 с.

METHOD CALCULATION CONSTRUCTIVE PARAMETER VIBRATION OF THE PROTECTOR OF THE TRANSPORT FACILITIES OF THE SPECIAL PURPOSE

S.V. Baglaychuk, V.A. Nehaev, V.A. Nikolaev

The Abstract: The Stated bases calculation importances constructive parameter vibration of the protector. Method of the calculation of importances constructive parameter vibration of the protector is Created with provision for superimposed on them functional restrictions of the quasi invariant systems with accuracy under weight mechanical and other object. Because of smaller number variable us to manage to change the target function by requirement equality modules of power, developed in the main spring and in patch acerbity.

The Keywords: vibraprotection device, person-operator, vibraprotection move, the main springy element.

References

1. Eliseev S.V., Artyunin A.I., Kaimov E.V. The Theoretical bases dynamic interaction in oscillatory system with kinematics vapour(pair) of the onward type / notify Transsiba, 2014, 3, p. 7 - 17.
2. The Modern methods of the system designing the autocontrol / under . B.N. Petrova, V.V. Solodovnikova and YU.I. Topcheeva. - M. Machine building, 1967. - 704 p.
3. Petrov B.N. About realize conditions invariantnosti. - In kn.: Theory to invariance and her(its) using in automatic system / Works I All-union counsel on theories of invariance, taken place in Kiev 16 - an October 20 1958. - M.: AN USSR, 1959, p. 59 - 80.
4. Kuhtenko A.I. Problem to invariance in avtomatike. - a Kiev, Gostehizdat, 1963. - 376 p.
5. Bessekerskiy V.A., Popov E.P. Theory automatic regulirovaniya. - M.: Science, 1972. - 768 p.
6. Vasiliev, V.V. The Design of the multi-objective caterpillar machines. The Theory and motion and track record of the multi-objective caterpillar machines / V.V. Vasiliev, M.P. Poklad, O.A. Seryakov - Omsk, 2013. – 436 p.
7. Kauderer G. Nonlinear mechanics. - M.: SILT, 1961. – 778 p.
8. Panovko Y.G., Gubanova I.I. Stability and fluctuations springy sistem. - M.: Science, 1964. – 336 p.

Баглайчук Сергей Владимирович – аспирант Омского государственного университета путей сообщения, начальник учебной лаборатории кафедры (боевых гусеничных, колесных машин и военных автомобилей) Омского автобронетанкового инженерного института. Основные направления научной деятельности: защита человека-оператора и транспортно-технологических машин многоцелевого назначения от внешних возмущений. Общее количество работ: 16. memfis00@rambler.ru.

Нехаев Виктор Алексеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики, Омского государственного университета путей сообщения. Основные направления научной деятельности: динамика транспортных экипажей и транспортных систем, виброзащита. Общее количество работ: 381. NehaevVA@rambler.ru .

Николаев Виктор Александрович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики, Омского государственного университета путей сообщения. Основные направления научной деятельности: динамика

транспортных экипажей и транспортных систем, виброзащита. *Общее количество работ: 386 . Nikolaev1949@rambler.ru .*

УДК 629.3.018.2

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ОПЕРАТОРА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Ю.А. Бурьян¹, В.Н. Сорокин¹, Н.В. Захаренков¹, А.Ф. Зелов²

¹Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия;

²Научно-производственное объединение «Прогресс», г. Омск, Россия

Аннотация. *Статья посвящена разработке структуры и описанию технических решений, использованных при создании стенда для исследования динамики комбинированной системы виброзащиты операторов транспортно-технологических машин, используемых в строительстве. В качестве силовых элементов пассивной и активной систем виброзащиты предлагается использовать резинокордные оболочки. Структура стенда должна позволить оценить вклад как пассивной, так и активной системы виброзащиты в общий процесс подавления колебаний.*

Ключевые слова: виброзащита, резинокордная оболочка, электрогидравлический привод, золотниковый распределитель.

Введение

Виброзащита операторов землеройно-транспортных и других машин, используемых в строительстве и содержании дорог, имеет исключительно важное значение [1]. Кроме того, в настоящее время существенно возросла необходимость в защите от вибраций (микроускорений) научной аппаратуры на космических аппаратах, самолетах и других транспортных средствах.

Для защиты операторов машин, а также технических и биологических объектов от вибрационного возбуждения в области низких частот в настоящее время разработано огромное количество виброзащитных систем (ВЗС), основанных на использовании широкого спектра амортизаторов [2]. Такие ВЗС получили название пассивных. Однако их применение во многих случаях оказывается малоэффективным, например, в инфранизком частотном диапазоне, а также при защите объектов от меняющихся во времени вибрационных спектров.

Для решения задачи снижения низкочастотных вибраций, наиболее опасных для здоровья оператора, находят все большее применение активные виброзащитные устройства.

В системах активной виброзащиты (САВ) формируются воздействия, приложенные не-

посредственно к изолируемому объекту наряду с вынуждающими силами с целью их компенсации. В САВ энергия внешнего источника непосредственно входит в энергетический баланс. Практически всегда активная виброзащита – результат совокупного действия активных и пассивных элементов.

Разработке одного из вариантов построения комбинированной системы виброзащиты с использованием резинокордных оболочек посвящена настоящая работа.

Основная часть (постановка задачи)

В настоящее время широкое распространение получили резинокордные оболочки (РКО) используемые в качестве упругих элементов. Эти устройства обладают высокой грузоподъемностью и надежностью, их номенклатура насчитывает десятки наименований. Возможно также использование РКО в качестве исполнительных механизмов активных виброзащитных систем [3]. Они с успехом заменяют пневмоцилиндры при ограниченном ходе поршня.

К недостаткам РКО в качестве исполнительных устройств активных виброзащитных систем следует отнести одностороннюю направленность действия этих устройств. При подаче давления газа они могут создавать усилие только в одном направлении. Обрат-