

УДК 623.438.3

## ХАРАКТЕРИСТИКА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ВОЕННОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

С.В. Баглайчук, В.А. Нехаев, В.А. Николаев

Омский государственный университета путей сообщения (ОмГУПС), Россия, г. Омск.

**Аннотация.** На основании анализа существующих систем виброзащиты обоснована оптимальная характеристика упругого элемента, которой является тангенсоида. Данная характеристика обеспечивает прогрессивное возрастание жесткости при приближении к границам свободного хода виброзащищаемого объекта и позволяет исключить тем самым возникновение пробоя системы поддрессирования объекта (виброизолятора). Данные зависимости позволяют подобрать систему виброзащиты способную улучшить подвеску сиденья механика-водителя военной гусеничной машины, тем самым защитить оператора от динамических воздействий.

**Ключевые слова:** военная гусеничная машина, воздействие, система виброзащиты, силовая характеристика, упругий элемент.

### Введение

Защиту экипажа от отрицательного действия механических колебаний обеспечивает подвеска ходовой части военной гусеничной машины (ВГМ). Большинство динамических воздействий в ВГМ воспринимается операторами через сиденья, поэтому важна индивидуальная защита каждого члена экипажа с помощью систем вторичного поддрессирования с определенными упругими и демпфирующими характеристиками. При выполнении задач экипажем военной гусеничной машины на марше и в наступлении могут возникать удары днища корпуса о твердый грунт (камни, бугры и др.) вызывая непрерывные и импульсное воздействие длительностью 0,05 секунд и менее [1]. Действие их на оператора существенно уменьшается при установке упругого элемента, т.е. при наличии в конструкции подвески сиденья пластичного сдающего устройства, вступающего в работу при ускорениях выше предельно допустимых (порядка  $5g$ ). Также необходимо учитывать индивидуальные параметрические данные оператора и производить настройку системы поддрессирования сиденья на заданную характеристику. При движении военной гусеничной машины подвеска сиденья должна гасить или смягчать механические колебания не только в вертикальном направлении, но также в продольной и поперечной плоскостях. В существующих подвесках сидений при посадке оператора упругие элементы деформируются на 45-50 % полного динамического хода. При этом аккумулируется энергия за счет сжатия упругих элементов. При обратном ходе корпуса машины после пробоя первичной подвески ВГМ оператор приобретает дополни-

тельную скорость, поэтому жесткость подвески сиденья должна возрастать в конце динамического хода [2,3]. Все это обуславливает выбор оптимальной характеристики упругого элемента подвески сиденья.

### Обоснование оптимальной характеристики упругого элемента.

Необходимо отметить, что реальные системы виброзащиты машин, приборов и человека-оператора, как правило, не линейны [4,5]. Нелинейность обусловлена изменением свойств упругого элемента виброзащитного устройства при увеличении его деформации и ограниченности свободного хода. Однако, если нелинейный упругий элемент часто можно рассматривать как линейный, параметры которого, при наличии возмущающего воздействия, имеющего случайный характер. Определяются методом статистической линеаризации, задача выбора величины свободного хода виброизолятора требует особого рассмотрения.

Действительно, если ограничители свободного хода упругого подвеса считать абсолютно жесткими, то можно привести примеры, когда дисперсия виброперегрузки защищаемого объекта будет равна бесконечности при любой отличной от нуля интенсивности вибрации, что не имеет места в линейных системах виброзащиты с ограниченной жесткостью и коэффициентом вязкого трения. Для примера рассмотрим простейшую систему виброзащиты, показанную на (рис 1), где  $x$  – смещение массы  $m$  относительно основания;  $x_1$  – абсолютное смещение основания;  $\Delta$  – свободный ход массы  $m$  в одну сторону от положения статического равновесия.

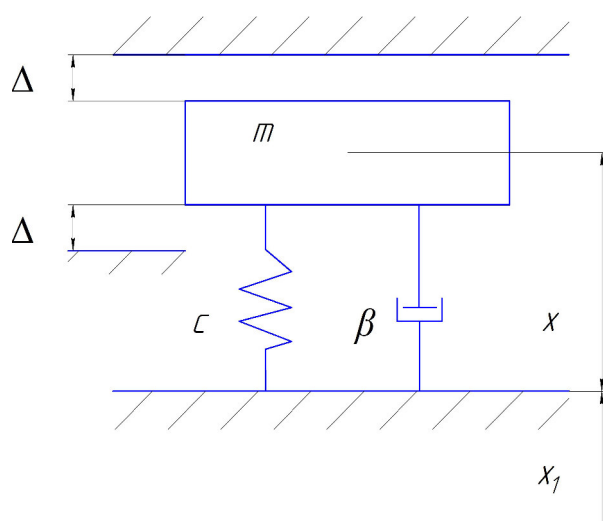


Рис. 1. Расчетная схема механической колебательной системы с ограничителями свободного хода

Полагаем, что пружина и гаситель колебаний линейные, имеют жесткость  $c$  и коэффициент вязкого сопротивления  $\beta$ , а ограничители абсолютно жесткие. Эту систему получим предельным переходом из следующей системы. Характеристика пружины  $f(x)$  состоит из двух участков (рис. 2) и имеет излом при  $|x| = \Delta$ .

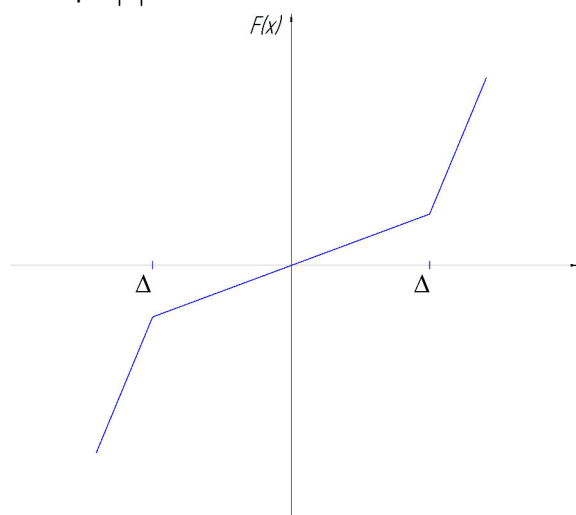


Рис. 2. Билинейная силовая характеристика виброзащитного устройства

Аналитически такую характеристику можно описать следующим образом:

$$F = f(x) = c(x); \quad \text{при } |x| \leq \Delta, \quad (1)$$

$$F = f(x) = cx + c_1(x - \Delta \operatorname{sig} x); \quad \text{при } |x| > \Delta.$$

Систему с жесткими ограничителями получим, как предельный случай при  $c \rightarrow \infty$ .

Уравнение движения такой системы имеет вид

$$\ddot{x} + \frac{\beta}{m} \dot{x} + \frac{1}{m} f(x) = -\ddot{x}_1. \quad (2)$$

Вибрационное ускорение основания полагаем гауссовским стационарным случайным процессом типа белого шума со спектральной

плотностью  $S\left(\omega = \frac{q}{\pi}\right)$  или интенсивностью

$2q$ . Обозначив  $W(u, x)$  – плотность совместного распределения  $u = \dot{x}$  и  $X$ , запишем уравнение Фоккера-Планка-Колмагорова для уравнения (2) [6,7]:

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{f(x)}{m} \cdot \frac{\partial W}{\partial u} - u \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\beta}{m} u \frac{\partial W}{\partial u} + \frac{\beta}{m} W + q \frac{\partial^2 W}{\partial u^2}. \quad (3)$$

При стационарном распределении (исследуем только этот случай)  $\frac{\partial W}{\partial t} = 0$  и плотность  $W(x, u)$ , удовлетворяющая уравнению

(3) и условию  $\lim_{u, x \rightarrow \infty} W(x, u) = 0$ , имеет следующий вид:

$$W(u, x) = \lambda \exp\left(-\frac{\beta u^2}{qm^2}\right) \exp\left(-\frac{\beta}{qm^2} \int_0^x f(\tau) d\tau\right); \quad (4)$$

$$W(x) = \lambda_x \exp\left(-\frac{\beta}{qm^2} \int_0^x f(\tau) d\tau\right); \quad (5)$$

$$W(u) = \lambda_u \exp\left(-\frac{\beta u^2}{qm^2}\right). \quad (6)$$

Здесь  $\lambda, \lambda_x, \lambda_u$  – нормирующие константы такие, что

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} W(x, u) du dx = 1,$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} W(x) dx \geq 1, \quad \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} W(u) du = 1. \quad (7)$$

Ускорение защищаемого объекта можно рассматривать как результат воздействия двух сил: силы, вызванной относительным

смещением массы  $m$  (силы деформации пружины), и силы, развиваемой в демпфере (результат относительной скорости массы  $m$ ). Так как плотность  $W(u)$  не зависит от характеристики пружины  $f(x)$ , то для выяснения влияния ограничителей достаточно исследовать только плотность распределения силы, вызванной деформацией пружины.

По плотности распределения  $W(x)$  определим дисперсию силы  $F$ , приложенной к массе  $m$  в результате деформации пружины:

$$\frac{\beta}{qm^2} y \langle F^2 \rangle = \lambda_x \int_{-\infty}^{\infty} [f(x)]^2 \exp \left( -\frac{\beta}{qm^2} \int_0^x f(\tau) d\tau \right) dx. \quad (8)$$

В реальной конструкции тела абсолютно жесткие, при этом частота этих ударов низка, а сила во время удара ограничена [8]. Следовательно, в этом случае поведение системы мало отличается от поведения линейной системы без ограничителей. При большой интенсивности вибрации основания в результате повышения частоты ударов средняя сила, приложенная к массе, может значительно увеличиться.

Так как эти явления не могут быть аналитически описаны при идеализации упоров как абсолютно жестких тел, то целесообразно при постановке задач выбора свободного хода виброизолятора наложить ограничения на характеристику жесткости упругого элемента совместно с упорами, которые обеспечивали бы выполнение следующих требований: максимум относительного смещения защищаемого объекта не должен превосходить допустимую величину свободного хода и при достаточно малой интенсивности вибрации дисперсия  $\langle F^2 \rangle$  должна быть конечной и стремиться к нулю при  $q \rightarrow 0$ .

Очевидно, можно подобрать много характеристик, удовлетворяющих этим требованиям. Выбираем оптимальную в некотором смысле характеристику, а именно: характеристику, обеспечивающую минимум  $\langle F^2 \rangle$  при данных  $\Delta$ ,  $q$  и  $\beta$ . Введем обозначение  $y = \int_0^x f(\tau) d\tau$ . Учитывая, что  $X$  не может превосходить  $\Delta$ , соотношение (8) представим в виде

$$\langle F^2 \rangle = \left\{ \int_0^{\Delta} \exp \left( -\frac{\beta}{qm^2} y \right) dx \right\}^{-1} \int_0^{\Delta} \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 \exp \left[ -\frac{\beta}{qm^2} y \right] dx. \quad (9)$$

Приравняв нулю вариацию функционала (9), получим дифференциальное уравнение для  $y$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{\beta}{2qm^2} \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 = \langle F^2 \rangle \frac{\beta}{2qm^2}, \quad (10)$$

или

$$\frac{df(x)}{dx} - \frac{\beta}{2qm^2} [f(x)]^2 = \langle F^2 \rangle \frac{\beta}{2qm^2}. \quad (11)$$

Решение (11), удовлетворяющее условию  $f(0) = 0$ , имеет следующий вид:

$$f(x) = \sqrt{\langle F^2 \rangle} \operatorname{tg} \frac{\beta \sqrt{\langle F^2 \rangle}}{2qm^2} x. \quad (12)$$

Таким образом, оптимальной характеристикой упругого элемента является тангенсоида. Отметим, что близкими к ней характеристиками обладает упругий подвес, силовая характеристика которого является кубическим полиномом. Подставив (9) в (12) можно определить минимум  $\langle F^2 \rangle$ :

$$\langle F^2 \rangle = \left( \frac{\pi q m^2}{\beta \Delta} \right)^2. \quad (13)$$

### Заключение

Характеристика (12) обеспечивает прогрессивное возрастание жесткости при приближении к границам свободного хода виброзащищаемого объекта, и исключить тем самым возникновения пробоя системы поддрессирования объекта (виброизолятора). Требование ограничения вероятности выхода за допустимый уровень для относительных перемещений в виброизоляторах является очень важным.

Анализируя данные зависимости, возможно, подобрать систему виброзащиты позволяющую улучшить подвеску сиденья механика-водителя военной гусеничной машины, тем самым защитить оператора от динамических воздействий.

### Библиографический список

1. 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.

2. Васильченко, В.Ф. Военная автомобильная техника. Книга первая. Военные автомобили и гусеничные машины. Основы конструкции шасси / В.Ф. Васильченко. – Рязань, 2004. – 432 с.

3. Monroe shock absorber for trucks / Tyres and Access / - 2013. – 80 p

4. Виттенбург, Й. Динамика системы твердых тел / Й. Виттенбург. – М.: Мир, 2002. – 230 с.

5. Челомей, В.Н. Вибрации в технике. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1981 – 456 с.

6. Ильин, В.А. Основы математического анализа / В.А. Ильин, Э.Г. Позняк. – М.: Наука, 1977. – 213 с.

7. Корн, Г. Справочник по математике (для научных работников) / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 2006. – 290 с.

8. Матвеев, Ю.П. Фоновое воздействие общей и локальной вибрации / Ю.П. Матвеев, В.Н. Потапов. – М.: Профиздат, 1987. – 76 с.

## FEATURE OF THE SPRINGY ELEMENT OF THE LAVALIERE STAY-AT-HOME MILITARY CATERPILLAR MACHINE

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

**Abstract.** On the grounds of analysis existing systems vibroprotection is motivated optimum feature of the springy element, which is tangent. Given feature provides progressive growth to acerbity when approximation to border of the free move vibroprotection object and allows to exclude hereunder origin breakdown systems of under spring object (vibroinsulator). The Data to dependencies allow to select the system vibroprotection capable to perfect the lavalierе stay-at-home mechanics-driver of the military caterpillar machine, hereunder protect the operator from dynamic influence.

**Keywords:** military caterpillar machine, influence, system vibroprotection, power feature, springy element.

## References

1. Vasil'ev V.V., Poklad M.P., Serjakov O.A. *Konstrukcija mnogocel'nykh gusenichnykh mashin. Teorija i dvizhenija i dinamika mnogocel'nykh gusenichnykh mashin* [The Design of the multi-objective caterpillar machines. The Theory and motion and track record of the multi-objective caterpillar machines]. Omsk, 2013. 436 p.

2. Vasil'chenkov V.F. *Voennaja avtomobil'naja tehnika. Kniga pervaja. Voennye avtomobili i gusenichnye mashiny. Osnovy konstrukcii shassi* [The Military car technology. The Book first. The Military cars and caterpillar machines. The Bases to designs carriage]. Rjazan', 2004. 432 p.

3. Monroe shock absorber for trucks / Tyres and Access /2013. 80 p.

4. Vittenburg J. *Dinamika sistemy tverdyh tel* [Track record of the system hard te]. Moscow, Mir, 2002. 230 p.

5. Chelomej V.N. *Vibracii v tehnike* [The Vibrations in tehnike]. Moscow, Mashinostroenie, 1981 456 p.

6. Il'in V.A., Poznjak Je.G. *Osnovy matematicheskogo anali-za* [The Bases of the mathematical analysis]. Moscow, Nauka, 1977. 213 p.

7. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike (dlja na-uchnykh rabotnikov)* [The Bases of the mathematical analysis]. Moscow, Nauka, 2006. 290 p.

8. Matveev Ju.P., Potapov V.N. *Fonovoe vozdejstvie obshhej i lokal'noj vibracii* [Background influence general and local vibracii]. Moscow, Profizdat, 1987. 76 p.

*Баглайчук Сергей Владимирович (Россия, г. Омск) – аспирант Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС); начальник учебной лаборатории кафедры «Боевых гусеничных, колесных машин и военных автомобилей» Омского автобронетанкового инженерного института (644046, г. Омск, пр. Маркса, 35. e-mail: memfis00@rambler.ru).*

*Нехаев Виктор Алексеевич (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор; профессор кафедры теоретической механики Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС). (644046, г. Омск, пр. Маркса, 35. e-mail: NehaevVA@rambler.ru ).*

*Николаев Виктор Александрович (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики, Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС). (644046, г. Омск, пр. Маркса, 35. e-mail: Nikolaev1949@rambler.ru).*

*Baglaychuk Sergey Vladimirovich (Russian Federation, Omsk) – postgraduate student of Omsk state transport university, head of educational laboratory of the department "Military tracked and wheeled machines" of Omsk tank engineering institute (644046, Omsk, Marks Ave., 35. e-mail: memfis00@rambler.ru).*

*Nekhaev Victor A. (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor; professor of the Department of Theoretical Mechanics of the Omsk state transport university (644046, Omsk, pr. Marx, 35. e-mail: NehaevVA@rambler.ru).*

*Viktor Nikolaev (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor, Department of Theoretical Mechanics, Omsk State Transport University. (644046, Omsk, pr. Marx, 35. e-mail: Nikolaev1949@rambler.ru).*