

10. Nakasone Y., Yoshimoto S., Stolarski T. A. Engineering analysis using ANSYS software. Elsevier Butterworth-Heinemann: Oxford, 2006. – 480 p.

11. Standard Test Method for Ignition Loss of Cured Reinforced Resins. – Active Standard ASTM D2584 ASTM International. – West Conshohocken: PA, 2011. – 3 p.

12. Pinfold M. K. Composite mechanical properties for use in structural analysis. – PhD thesis, University of Warwick: UK, 1995. – 275 p.

13. Belezandez T., Neipp C., Ndez A. B. Numerical and Experimental Analysis of a Cantilever Beam: a Laboratory Project to Introduce Geometric Nonlinearity in Mechanics of Materials // International journal of engineering education. – 2003. – No. 19. – P. 885–892.

14. Liu J. Y., Rammer D. R. Analysis of wood cantilever loaded at free end // Wood and Fiber Science. – 2003. – No. 35. – P. 334–340.

Получено 22.11.15

15. Modeling and analysis of laminated composite leaf spring under the static load condition by using FEA / M. Raghavendra, S. A. Hussain, V. Pandurangadu, K. Palanikumar // International Journal of Modern Engineering Research. – 2012. – No. 2. – P. 1875–1879.

16. Krishan K. Computer aided FEA comparison of mono steel and mono GRP leaf spring // International Journal of Modern Engineering Research. – 2012. – No. 1. – P. 155–158.

17. Smith W. F. Principles of materials science and engineering, 3 Sub edition (August 1995), Mcgraw-Hill College. – 892 p.

18. Lo K. H., Chim E. S.-M. Compressive strength of unidirectional composites // Journal of Reinforced Plastics and Composites. – 1992. – No. 11. – P. 838–896.

19. Naga S. A. R., Elsayed T. A., Soliman E. S. M. M. An approach to Design a Composite Mono Leaf Spring Using FEA // Vestnik ISTU. – 2014. – No. 62. – P. 28–32.

УДК 629.113

Р. А. Мусарский, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

АНАЛИЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ*

В настоящее время применяются амортизационные стеллы, позволяющие осуществлять над амортизатором как периодическое, так и импульсное перемещение. В результате стендового испытания получают характеристику в виде гистерезисной петли (рис. 1) [1].

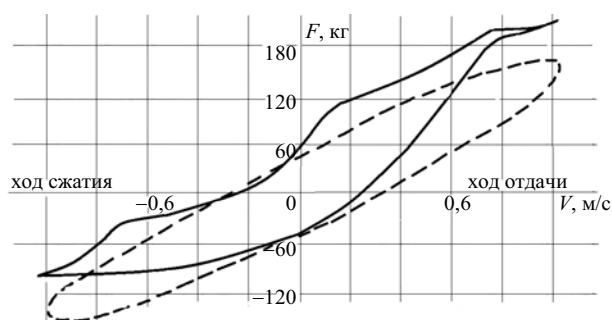


Рис. 1. Зависимость силы сопротивления гидравлического амортизатора легкового автомобиля среднего класса от скорости перемещения его элементов, полученная на стенде

Из рис. 1 видно, что характеристика сопротивления нелинейная, гистерезисная. Пунктиром обозначена аппроксимация петли гистерезиса, если имитировать силу амортизатора в виде суммы сил двух линейных элементов: только упругого и только демпфирующего (модель Фойгта – Кельвина). Более

точно характеристику сопротивления гидравлического амортизатора можно представить в виде следующей аналитической аппроксимации:

$$F(x, \dot{x}, \Delta t^\circ) = \eta(\Delta t^\circ) [F_d(\dot{x}) + F_y(x)]. \quad (1)$$

Здесь x и \dot{x} – относительное перемещение и скорость перемещения элементов амортизатора; Δt° – разность температуры поверхности амортизатора и окружающей среды; $F_d(\dot{x})$ – демпфирующая составляющая силы сопротивления амортизатора; $F_y(x)$ – упругая составляющая силы сопротивления амортизатора; $\eta(\Delta t^\circ)$ – тепловой коэффициент, учитывающий падение силы сопротивления при повышении вязкости амортизационной жидкости при ее нагревании.

Ниже приведены рис. 2, 3 и 4, иллюстрирующие отдельно каждую из этих характеристик.

Заметим, что обычно исследователи не принимают во внимание сложную гистерезисную характеристику сопротивления гидравлических амортизаторов и ограничиваются рассмотрением только демпфирующей характеристики. Более того, большинство исследований рассматривают линейную демпфирующую характеристику и ограничиваются коэффициентом демпфирования амортизатора.

© Мусарский Р. А., 2016

* Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г (Постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года № 218).

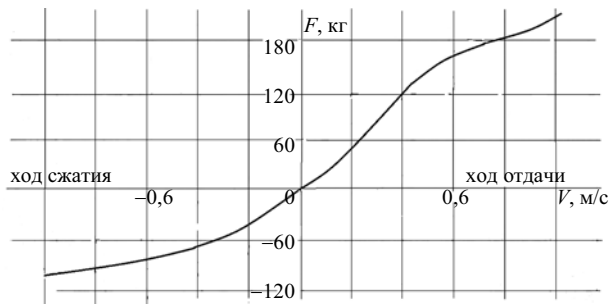


Рис. 2. Демпфирующая характеристика амортизатора

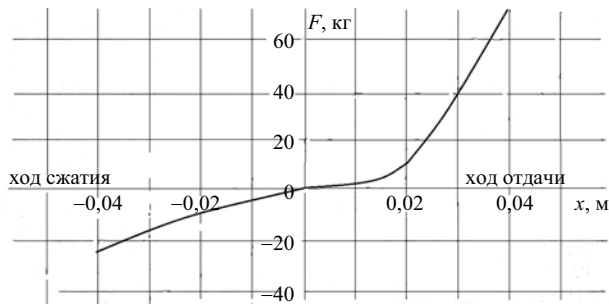


Рис. 3. Упругая характеристика амортизатора

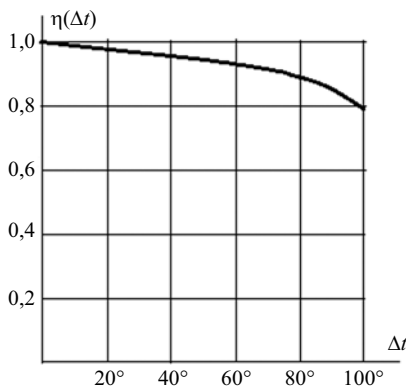


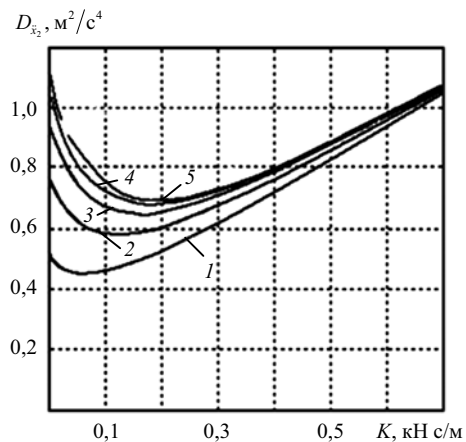
Рис. 4. Тепловой коэффициент амортизатора

Влияние характеристики сопротивления амортизатора на динамические процессы в подвеске автомобиля

Следует различать влияние характеристики сопротивления амортизатора на динамические процессы в подвеске в двух принципиально разных режимах движения: при переходном режиме колебаний, например, когда автомобиль наезжает на единичную неровность, и при стационарном установившемся режиме колебаний при проезде дороги, представляющей стационарный случайный микропрофиль. В первом случае принято коэффициент демпфирования выбирать исходя из значения коэффициента аperiodичности [2, 3]. Во втором случае решается задача оптимизации, в которой коэффициент сопротивления амортизатора находится из условия минимизации дисперсии вертикальных ускорений поддресоренной массы [4].

Из рис. 5 видно, что зависимость дисперсии ускорений поддресоренной массы от коэффициента демпфирования амортизатора имеет ярко выражен-

ный минимум. Для разных скоростей движения значение коэффициента демпфирования амортизатора, дающее минимальное значение дисперсии ускорений, меняется.

Рис. 5. Зависимость дисперсии ускорений поддресоренной массы от коэффициента демпфирования амортизатора для разных скоростей движения: 1 – $V = 5$ м/с; 2 – $V = 10$ м/с; 3 – $V = 15$ м/с; 4 – $V = 20$ м/с; 5 – $V = 25$ м/с

Это ставит задачу определения одной нелинейной характеристики сопротивления амортизатора, которая была бы статистически эквивалентна линейной, оптимальной при каждой скорости движения в диапазоне эксплуатационных скоростей [5].

Амортизатор как преобразователь энергии механических колебаний в тепловую энергию. Габаритные размеры амортизатора

Амортизатор можно рассматривать как термодинамическую систему, предназначенную для преобразования одной формы энергии – механической – в другую – тепловую. Скорость изменения внутренней энергии амортизатора E можно найти, записав формулу первого начала термодинамики:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dR}{dt} - \frac{dQ}{dt}, \quad (2)$$

где R – работа, производимая над амортизатором внешними силами; dQ/dt – скорость рассеивания тепла в окружающее пространство.

Поскольку, в основном, имеет место передача тепла конвекцией, для определения отданного амортизатором тепла запишем закономерность охлаждения тел, предложенную Ньютоном:

$$\frac{dQ}{dt} = \beta (T_n^0 - T_c^0) W, \quad (3)$$

где $\beta = \frac{0,8\lambda_f}{\sqrt{v_f} 0,5\pi} \sqrt{\frac{v}{d}}$ – коэффициент теплоотдачи

конвекцией, зависящий от скорости движения v , состояния окружающего пространства, размера и формы амортизатора; T_c^0 – абсолютная температура окружающей среды в отдалении от поверхности аморти-

тизатора; T_n^0 – абсолютная температура поверхности амортизатора; W – площадь поверхности наружных стенок амортизатора; λ_f, ν_f – коэффициент теплопроводности и вязкость воздуха; d – диаметр наружной поверхности амортизатора.

Установившийся режим. Если усреднить (2) за интервал времени больший, чем время переходного процесса, то можно заметить, что скорость изменения работы, производимой над амортизатором внешними силами, будет равна плотности рассеиваемой энергии $\frac{dR}{dt} = R_{FV}(0)$.

Среднее приращение внутренней энергии в этом случае равно нулю, и, следовательно, для стационарного случая имеем

$$R_{FV}(0) = \beta W (T_n^0 - T_c^0) = A \sqrt{V} (T_n^0 - T_c^0), \quad (4)$$

где $A = 0,8\lambda W(0,5\pi)^{-1/2}\nu_f^{-1}d^{-1}$.

Как видно из уравнения (4), с его помощью можно оценить требуемые габаритные размеры амортизатора. Действительно, еще на стадии проектирования можно вычислить взаимную дисперсию $R_{FV}(0)$, задать приемлемую разность температур $T_n^0 - T_c^0$ и оценить площадь поверхности W амортизатора.

Управление системой виброзащиты

Амортизаторы могут значительно повысить плавность хода автомобилей, если сделать их управляемыми [6, 7, 8]. Моделировалось несколько алгоритмов управляемого гашения колебаний.

Первый алгоритм заключается в том, что сила демпфирования приравняется нулю, если силы упругого и демпфирующего элементов направлены в одну сторону. Эффект работы такого алгоритма приведен на рис. 6. Из графика виден значительный эффект применяемого *первого алгоритма* управления.

Второй алгоритм заключается в том, что сила демпфирования демпфера задней подвески приравняется к нулю к моменту времени, соответствующему наезду передней подвеской на препятствие существенной интенсивности. Работа такого алгоритма иллюстрируется рис. 7.

На рис. 8 представлен результат совместного применения двух типов управления. Видно, что дисперсию колебаний при наличии управлений можно снизить практически в 4 раза.

Выводы

1. Даны рекомендации по аппроксимации гистерезисной характеристики гидравлического амортизатора в виде однозначных характеристик: демпфирующей, упругой и температурной.
2. Показано, что дисперсия ускорений поддресоренной массы автомобиля имеет минимум в зависимости от значения коэффициента демпфирования амортизатора подвески.
3. Дано уравнение баланса механической и тепловой энергии амортизатора, определяющее его габаритные размеры.
4. Приведен эффект применения противоударных амортизаторов.
5. Рассмотрен эффект применения управляемых амортизаторов.

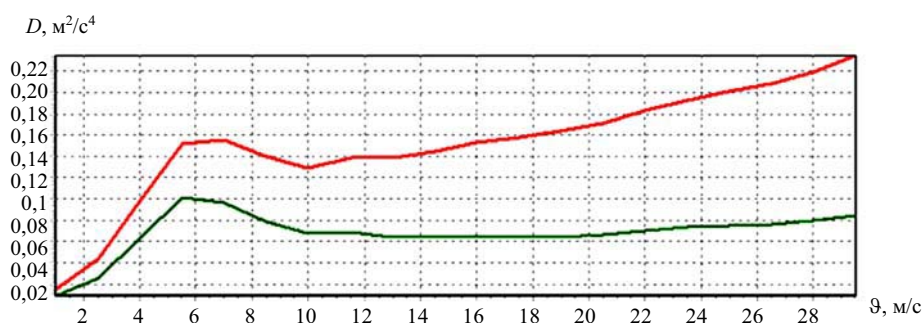


Рис. 6. Графики зависимости дисперсии от скорости движения с управлением (нижний график) и без него (верхний график) при движении КТС по грунту

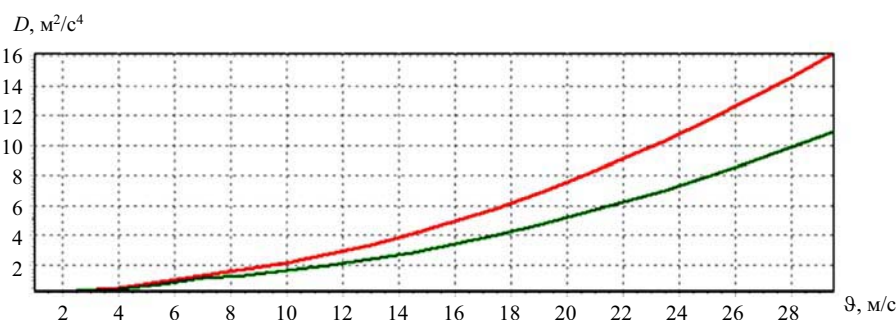


Рис. 7. Зависимость дисперсии от скорости движения с управлением (нижний график) и без него (верхний график) при движении КТС по грунту при применении *второго алгоритма* управления

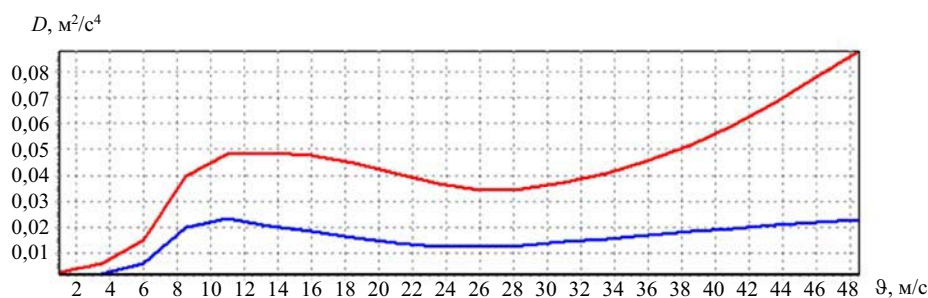


Рис. 8. Зависимость дисперсии от скорости движения:
верхний график – демпфирование без управления; нижний график – с управлением, применяя оба алгоритма

Библиографические ссылки

1. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
2. Исследование работы самонастраивающегося амортизатора / А. Д. Дербаремдикер [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 1. – С. 15–16.
3. Там же.
4. Мусарский Р. А. Синтез параметров подвески экипажа // Изв. вузов. Радиофизика. – 1972. – Т. XV, № 3. – С. 474–479.

5. Там же.
6. Дербаремдикер А. Д. Указ. соч.
7. Гордеев Б. А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синева, О. О. Мугин. – М.: Физматлит, 2004. – 176 с.
8. Мусарский Р. А. Математические модели колесных экипажей: учеб. пособие / НГУ им. Н. И. Лобачевского. – Н. Новгород, 2008. – 163 с.

Получено 26.11.15

УДК 621.7/9+623.44

М. В. Байметов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ВЛИЯНИЕ ПОКРЫТИЙ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Основными функциями покрытия в оружии являются защита от коррозии, а также повышение безотказности работы автоматики. Каждое покрытие имеет свою структуру и особенности, поэтому при расчетах автоматики стрелкового оружия необходимо учитывать силу трения скольжения для каждого конкретного покрытия, так как она существенно влияет на безотказность.

Коэффициент трения зависит от следующих факторов:

- 1) материала трущихся тел и характера смазки, пленки, имеющейся на поверхности;
- 2) конструкции фрикционного сочленения: размера поверхности, геометрического очертания, в основном – от отношения площадей трения контактирующих деталей;
- 3) режима работы – температуры, скорости, нагрузки [1].

Коэффициент трения для одной и той же пары трущихся материалов изменяется в широком диапазоне: так, для стали, трущейся по стали, коэффициент трения в пределах 0,05...0,8 [2].

В рамках работы проводилось исследование трения стали по стали с двумя видами обработки и с различными покрытиями: фрезерование (Ra 6,3 – 5-й класс шероховатости) и шлифование (Ra 1,6 – 7-й класс шероховатости) [3].

В качестве установки, измеряющей усилие, выбрана система Trigger Scan. Система Trigger Scan является инструментом определения характеристик усилия спуска стрелкового оружия. При измерении каждый профиль, отражающий зависимость усилие – ход, появляется в виде кривой на графике: по вертикальной оси – значения усилия (Н), по горизонтальной – ход (мм). Выбираемые единицы измерения указываются в скобках сверху графика, например [Н/мм]. Каждая кривая состоит из отдельных точек, соединенных прямыми линиями. Прибор ставит точки данных через каждые 0,0127 мм хода, что соответствует 3,2 миллисекундам. Рычаг-датчик перемещается на 32 мм с постоянной скоростью 4 мм/с.

Использовались следующие профили деталей: пластина с габаритными размерами 100×60×10 мм и цилиндр диаметром 34 мм и толщиной 10 мм.

На рис.1 представлена схема установки детали на датчике.

Схема нагружения сил представлена на рис. 2.

Для каждого вида обработки проводилось по пять измерений. В результате измерений имеем по пять максимальных усилий страгивания и коэффициентов трения движения.

Пример измерений приведен на рис. 3.