

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ДВУХОСНОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Маликов Р.Р.¹, К.Т.Н. Смирнов А.А.¹, Климов А.В.²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, ²Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)
ramil192@mail.ru

Одной из проблем, с которой в настоящее время сталкиваются производители электрического транспорта, является разработка эффективного источника энергии. В настоящее время основным автономным источником энергии электротранспорта является электрический тяговый аккумулятор химического типа, но в силу своей низкой энергоемкости, он не может обеспечить длительный пробег без подзарядки. В предлагаемой статье рассмотрен способ повышения энергоэффективности транспортных средств за счет рекуперации энергии колебаний в системе поддрессоривания при движении по неровностям дорожного покрытия.

Для преобразования механической энергии колебаний в электрическую, ведущие производители мира разрабатывают специальные рекуперативные амортизаторы. В статье рассмотрены конструкции подобных амортизаторов компаний Audi и ZF.

Для количественной оценки энергии колебаний, которую потенциально возможно преобразовать в электрическую в работе использована имитационная математическая модель движения двухосного транспортного средства по неровностям, реализованная в пакете имитационного моделирования MATLAB/Simulink.

В качестве входного воздействия в модели использованы реализации случайных дорожных профилей, которые были получены методом формирующего фильтра по известным из литературы спектральным характеристикам неровностей для различных типов дорог.

В результате проведенных с математической моделью вычислительных экспериментов было определено количество рассеиваемой в системе поддрессоривания энергии при движении транспортного средства с различной скоростью по различным типам дорог. Также для сравнения была определена энергия, затрачиваемая транспортным средством на движение с различной скоростью по дороге с асфальтобетонным покрытием.

Сравнение полученных значений энергии позволяет сделать вывод о перспективности применения рекуперации энергии колебаний в системе поддрессоривания особенно для транспортных средств, способных двигаться с высокими скоростями по грунтовым дорогам.

Ключевые слова: рекуперация, колесная машина, амортизатор, математическая модель, рассеиваемая энергия.

Введение

В настоящее время одной из основных проблем развития автотранспортной индустрии является ужесточение экологических требований к уровню выбросов вредных веществ. Основным источником загрязнения после теплоэнергетики являются автотранспортные средства.

В этой связи ведущие автомобильные компании мира работают над созданием транспортных средств с гибридными и электрическими силовыми установками, а также систем и агрегатов транспортных средств, способных осуществлять рекуперацию энергии.

На данный момент в развитых странах решению этой проблемы уделяется значительное

внимание. Речь идет, прежде всего, о создании новых типов экологически чистых транспортных средств для больших городов, а также курортных зон и разнообразных заповедников.

Поэтому многие производители транспорта ищут варианты решения проблемы энергоэффективности. Одним из перспективных направлений повышения экономичности автомобилей, является создание в их подвесках эффективных систем рекуперации. На неизбежные колебания поддрессоренной массы движущегося автомобиля, естественно, затрачивается часть энергии силовой установки. Эту энергию без вреда для снижения эффективности функционирования подвески можно по-

лезно использовать для заряда тягового аккумулятора в электромобилях или гибридных автомобилях, либо бортовой аккумуляторной батарее в традиционных автомобилях. Поэтому многие производители и разработчики колесного транспорта работают над созданием системы поддрессоривания на основе энергоэффективного амортизатора с рекуперативным эффектом.

Так, например, компания Audi разработала адаптивную подвеску eRot, в состав которой входит ротационный амортизатор (рис. 1). Устройство работает следующим образом. Преобразование поступательного движения колеса во вращательное движение ротора генератора происходит посредством зубчатых передач. Генератор, в свою очередь, заряжает аккумулятор [1].

Также известно, что компания ZF совместно с корпорацией Levant Power разрабатывают регенеративную подвеску GenShock, с использованием гидравлического цилиндра и гидромотора (рис. 2). Идея устройства заключается в том, что жидкость, находящаяся в гидроцилиндре, под действием колебаний поступает в гидромотор, который в свою очередь приводит в действие генератор. Вырабатываемая электроэнергия генератором накапливается в аккумуляторе [2].

В классических конструкциях подвесок демпфирование колебаний, возникающих при движении по неровностям, осуществляется частично пневматической шиной и в основном амортизатором. Тепловая энергия, выделяющаяся при демпфировании, рассеивается в окружающую среду. Основной задачей данной работы является оценка количества энергии, выделяю-

щейся в результате работы амортизатора, с помощью моделирования динамической системы.

Для решения этой задачи была создана имитационная математическая модель движения КМ по неровностям. В качестве среды компьютерного моделирования была выбрана графическая среда имитационного моделирования Simulink, интегрированная в систему MatLab.

Математическая модель прямолинейного движения КМ

Задачи плавности хода обычно решаются построением динамической системы, эквивалентной системе поддрессоривания КМ. Динамическая система дает возможность оценить перемещения любой точки автомобиля относительно дорожной поверхности.

В данной работе стоит задача оценки рассеиваемой амортизатором энергии в результате демпфирования колебаний. Для решения этой задачи выбрана плоская расчетная схема движения колесной машины по неровностям (рис. 3) [3].

Для упрощения построения динамической системы были приняты следующие допущения:

- моделируется прямолинейное движение КМ с постоянной скоростью;
- используются линейные характеристики упругого элемента (УЭ) и демпфирующего элемента (ДЭ);
- силы трения в направляющем устройстве подвески не учитываются;
- расчет производится для автомобиля с полной массой.

Динамическая модель строится на основании дифференциальных уравнений движения поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

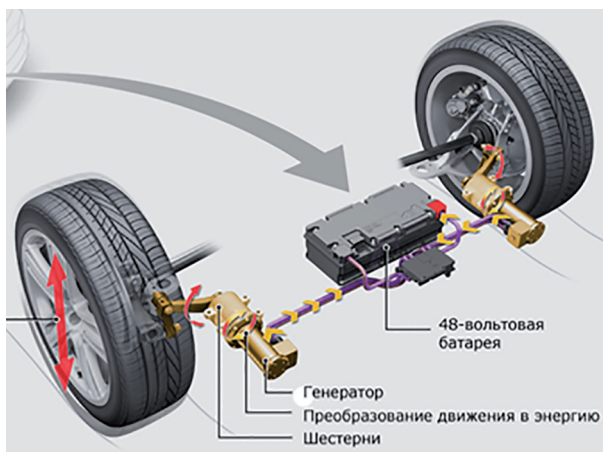


Рис. 1. Регенеративная подвеска eRot

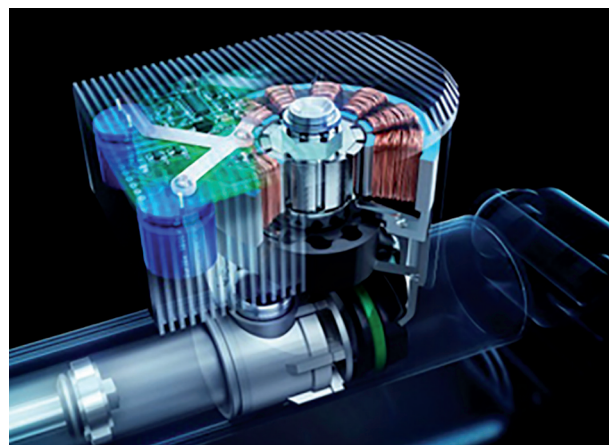


Рис. 2. Регенеративный амортизатор GenShock

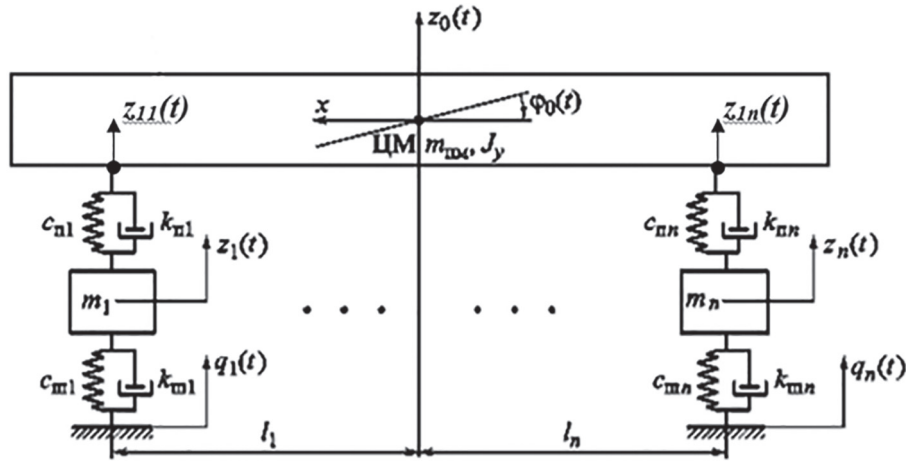


Рис. 3. Расчетная схема движения колесной машины по неровностям

Определим основные дифференциальные уравнения расчетной динамической системы:

$$m_i \ddot{z}_i + (k_{ni} + k_{ui}) \dot{z}_i + (c_{ni} + c_{ui}) z_i - k_{ni} (\dot{z}_0 + l_i \dot{\phi}_0) - c_{ni} (z_0 + l_i \phi_0) = k_{ui} \dot{q}_i + c_{ui} q_i; \quad (1)$$

$$m_{nm} \ddot{z}_0 + \dot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{ni} + z_0 \sum_{i=1}^n c_{ni} + \dot{\phi}_0 \sum_{i=1}^n k_{mi} l_i + \phi_0 \sum_{i=1}^n c_{mi} l_i = \sum_{i=1}^n (k_{ni} \dot{z}_i + c_{ni} z_i); \quad (2)$$

$$J_y \ddot{\phi}_0 + \dot{\phi}_0 \sum_{i=1}^n k_{mi} l_i^2 + \phi_0 \sum_{i=1}^n c_{mi} l_i^2 + \dot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{mi} l_i + z_0 \sum_{i=1}^n c_{mi} l_i = \sum_{i=1}^n (k_{mi} \dot{z}_i + c_{mi} z_i) l_i. \quad (3)$$

Принятые обозначения: $z_i(t)$, $z_0(t)$ — обобщенные координаты, характеризующие вертикальные перемещения массы поддрессоренной части, приходящейся на переднюю (заднюю) ось, центра масс поддрессоренной части колесной машины; $\phi_0(t)$ — обобщенные координаты, характеризующие угловые перемещения массы поддрессоренной части относительно ее центра масс; $q_i(t)$ — кинематическое возмущение на колеса i -й оси; m_{nm} — масса поддрессоренной

части; J_y — момент инерции массы поддрессоренной части относительно оси y , проходящей через центр масс; k_{ni} , k_{ui} — приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью коэффициенты демпфирования подвесок и шин i -й оси; c_{ni} , c_{ui} — приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью коэффициенты жесткости подвесок и шин i -й оси; l_i — расстояние от центра масс поддрессоренной части относительно поперечной оси, причем значение l_i принимают положительным если i -я ось расположена слева от центра масс, в противном случае l_i имеет отрицательное значение; i — номер оси; $n = 2$ — количество осей [1].

Уравнения (1) определяют перемещения неподдрессоренных масс; уравнение (2) — перемещения центра масс автомобиля; уравнение (3) — угловые перемещения центра масс.

Для определения кинематического возмущения $q_i(t)$, строится система (рис. 4), состоящая из: генератора белого шума, формирующего фильтра случайного процесса и фильтра сглаживающей способности шины. Как правило, моделирование кинематического возмущения осуществляется путем формирования случайного процесса $q_{ex}(t)$, с заданной спектральной плотностью $S(\omega)$.

Для формирования случайного процесса используется формирующий фильтр, соответствующий заданной спектральной плотности (см. табл. 1) [4].

В таблице: D — дисперсия; α — коэффициент, характеризующий степень нерегулярности микропрофиля; β — коэффициент, характеризующий узкополосность случайной функции микропрофиля дороги.



Рис. 4. Система, определяющая кинематическое возмущение

Таблица 1

Корреляционная функция, спектральная плотность и формирующий фильтр,
используемые при формировании случайного процесса

Корреляционная функция	Спектральная плотность	Формирующий фильтр
$R_x(t) = D e^{-\alpha t } \cos \beta t$	$S_x(\omega) = D \frac{2\alpha(\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2)}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2\omega^2}$	$W_\phi(s) = \sqrt{2\alpha D} \frac{s + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{s^2 + 2\alpha s + \alpha^2 + \beta^2}$

Для шоссейной дороги высокого качества [3]: $D = 0,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\alpha = 0,08$; $\beta = 0,143$.

Для асфальтобетонной поверхности: $D = 5,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\alpha = 0,15$; $\beta = 0$.

Для грунтовой дороги: $D = 47,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\alpha = 0,38$; $\beta = 0,47$.

Для грунтовой дороги в плохом состоянии: $D = 102,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\alpha = 0,45$; $\beta = 0,414$.

Для учета скорости движения автомобиля v вводим коэффициенты α_v и β_v , вместо α и β :

$$\alpha_v = \alpha \cdot v; \quad \beta_v = \beta \cdot v.$$

Дифференциальное уравнение фильтра, моделирующего сглаживающую способность шины, можно записать следующим образом:

$$\dot{q}_1 + \lambda_B \cdot q_1 = \lambda_B \cdot q_{ex}; \quad \lambda_B = \frac{1,1 \cdot v}{l_0},$$

где l_0 – половина длины пятна контакта шины с опорной поверхностью; $q_1(t)$ – сглаженное шинной кинематическое возмущение; $q_{ex}(t)$ – входной сигнал.

Для колес i -й оси возмущение $q_i(t)$ можно представить в виде:

$$q_i(t) = q_1(t - \tau_i),$$

где τ_i – время запаздывания прохождения возмущения под i -й осью относительно первой оси, равно:

$$\tau_i = \frac{(l_1 - l_i)}{v}.$$

Определение энергии, рассеиваемой амортизатором

Мощность $N(t)$, рассеиваемую амортизаторами в тепло, рассчитывают по среднему значению коэффициента сопротивления k_p и относительной скорости хода поршня v_{ni} [5]:

$$N(t) = \sum_{i=1}^n k_{pi} \cdot v^2.$$

Интегрируя мощность по времени, находим энергию $E(t)$, рассеиваемую амортизаторами:

$$E(t) = \int_0^t N(t) dt.$$

Для определения мощности и энергии, необходимо найти скорость перемещения поршня v_{ni} относительно цилиндра в амортизаторах 1-ой и 2-ой осей.

Определяем абсолютную скорость перемещений поддрессированной массы над передней и

Таблица 2

Рассеиваемая амортизатором энергия

Скорость, км/ч	Рассеиваемая амортизатором энергия в течение часа, при движении с постоянной скоростью, кВт · ч			
	Шоссе высокого качества	Асфальтобетонная дорога	Грунтовая дорога	Грунтовая, в плохом состоянии
10	0,022	0,28	2,46	16,0
20	0,070	0,88	7,59	52,3
30	0,147	1,82	16,24	–
40	0,227	2,77	24,70	–
50	0,300	3,70	32,90	–
60	0,380	4,58	–	–
70	0,470	5,47	–	–
80	0,560	6,37	–	–
90	0,650	7,30	–	–
Среднее значение рассеиваемой энергии				
	0,314	3,68	16,78	34,15

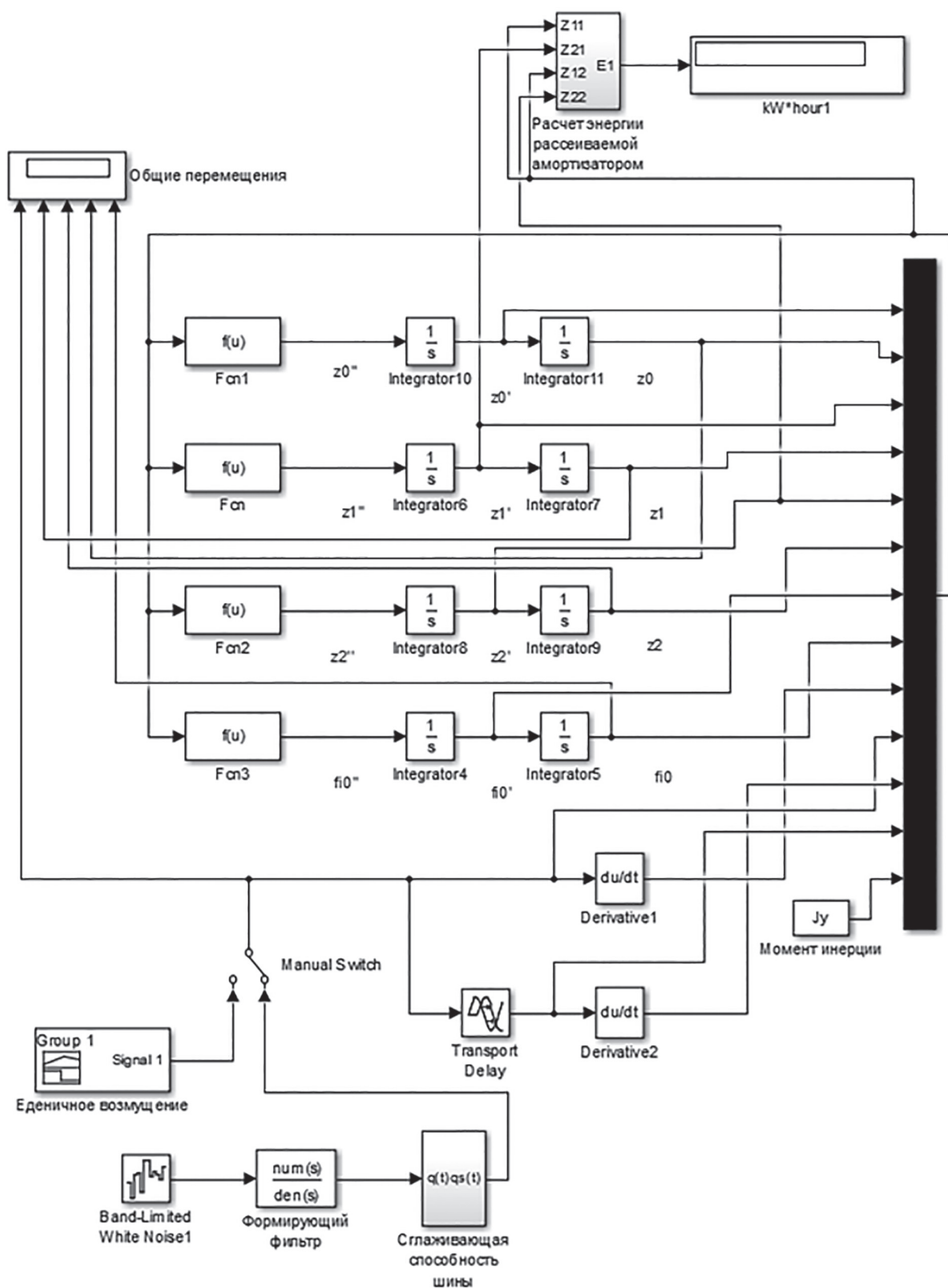


Рис. 5. Блок-схема модели

задней осями с учетом продольно-угловых колебаний:

$$\dot{z}_{li} = \dot{\varphi}_0 \cdot l_i + \dot{z}_0.$$

Вычитая скорость перемещения неподдрессированной массы \dot{z}_i , из скорости перемещения поддрессированной массы над передней и задней осью \dot{z}_{li} , определяем относительную скорость перемещения поршня v_{ni} :

$$v_{ni} = \dot{z}_i - \dot{z}_{li}.$$

На основании вышеуказанных уравнений строится математическая модель в MatLab/Simulink (рис. 5).

Результаты расчетов

Для получения значений рассеиваемой энергии в амортизаторах, проводим расчеты, изменяя параметры скорости v и характеристики дорожного покрытия. Длительность реализации равна одному часу. Полученные данные сведены в таблице 2 и на рис. 6 и 7.

Определение энергии расходуемой на поддержание скорости КМ

Потребная энергия для преодоления автомобилем сопротивления движению находится исходя из мощности, затрачиваемой в единицу времени.

Мощность, необходимая для преодоления основного удельного сопротивления движению, равна:

$$N_{dv} = (m_{полн} \cdot g \cdot f_{кач} + P_{\omega}) \cdot v;$$

где $m_{полн} = 1200$ кг – полная масса автомобиля;
 $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;
 $f_{кач}$ – коэффициент сопротивления качения (для асфальтобетонной дороги $f_{кач} = 0,02$);
 P_{ω} – сила сопротивления воздуха, равная:

$$P_{\omega} = \frac{c_x \cdot S_{лоб} \cdot \rho_v \cdot v^2}{2};$$

$c_x = 0,85$ – коэффициент обтекаемости;
 $S_{лоб} = 5,242$ м² – лобовая площадь; $\rho_v = 1,25$ кг/м³ – плотность воздуха.

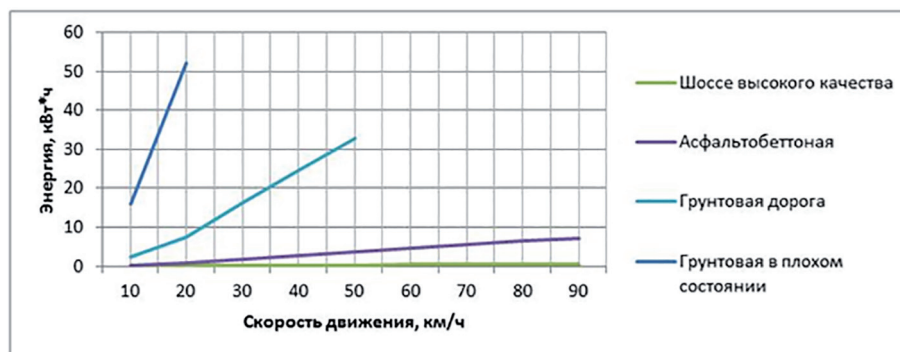


Рис. 6. Рассеиваемая амортизатором энергия

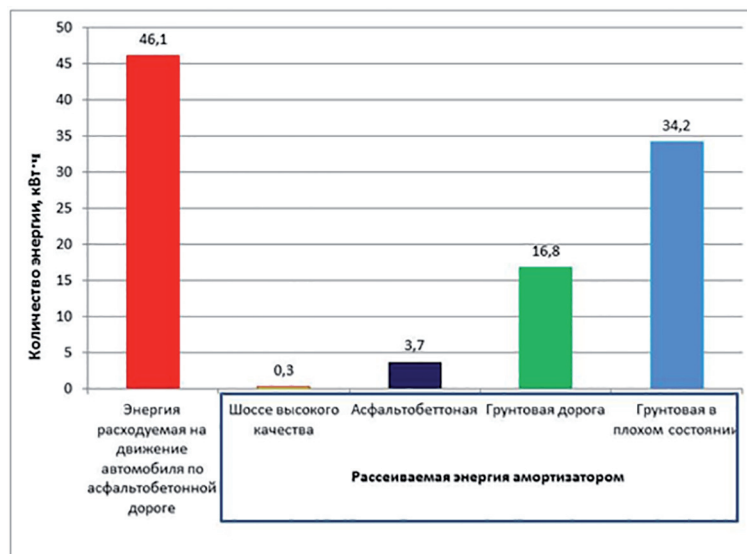


Рис. 7. Среднее значение количества энергии, рассеиваемое амортизатором за 1 час

Таблица 3

Необходимая энергия для поддержания скорости, в течение часа при движении по асфальтобетонной дороге

Скорость, км/ч	Энергия необходимая для поддержания скорости, кВт·ч
10	6,597
20	13,553
30	21,225
40	29,971
50	40,151
60	52,12
70	66,239
80	82,865
90	102,357
Среднее значение энергии, кВт · ч – 46,1	

Результаты расчета при движении по ровной асфальтобетонной дороге с постоянной скоростью приведены в табл. 3 и на рис. 7.

На основании полученных результатов (табл. 2 и 3) средних значений энергии, рассеиваемой амортизатором, и энергии, необходимой для поддержания скорости движения, строится диаграмма (рис. 7).

Выводы

Количество энергии, рассеиваемой амортизатором при движении по шоссе высокого качества, очень мало по сравнению с другими типами покрытий. Поэтому применение рекуперативных амортизаторов в шоссейных автомобилях нецелесообразно.

Амортизаторы с возможностью рекуперации энергии колебаний целесообразно использовать на автомобилях, эксплуатирующихся как на дорогах с твердым покрытием, так и по грунтовым дорогам и местности. Энергия, рассеиваемая амортизаторами при движении автомобиля по плохим грунтовым дорогам и по грунтовым дорогам в удовлетворительном состоянии, соизмерима (составляет 74 % и 36 %, соответственно) с энергией, затрачиваемой на движение автомобиля по дороге с асфальтобетонным покрытием. На асфальтобетонной дороге среднее значение рассеиваемой энергии равно примерно 8 % от расхода энергии на движение автомобиля в этих же условиях.

Мощность бортовых электрических систем грузовых автомобилей составляет 1,5...5 кВт в зависимости от типа и назначения автомобиля. Применение рекуперативных амортизаторов, позволит снабжать энергией электрические системы автомобиля во время движения.

Особо актуально применение рекуперативных амортизаторов на автомобилях, принимающих участие в спортивных гонках Ралли, так как они двигаются с большими скоростями по бездорожью. Также возможно их использование в автомобилях специального назначения, в сельскохозяйственной технике, в карьерных самосвалах и т.д.

Литература

1. Попов Л. Инженеры Audi разработали генерирующую подвеску // Драйв. Режим доступа: <https://www.drive.ru/news/audi/57ab40a3ec05c44268000038.html>.
2. ZF and Levant Power Develop the World's First Fully Active, Regenerative Suspension for Automobiles // ZF Company press information. Режим доступа: <http://revolution-green.com/regenerative-suspension-automobiles/>.
3. Жеглов Л.Ф. Спектральный метод расчета систем поддрессирования колесных машин. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 212 с.
4. Шалыгин А.С., Палагин Ю.И. Прикладные методы статистического моделирования. Изд-во «Машиностроение», 1986. 320 с.
5. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. Проектирование полноприводных колесных машин. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 432 с.

References

1. Popov Leonid. Audi engineers developed generating suspension URL: <https://www.drive.ru/news/audi/57ab40a3ec05c44268000038.html>.
2. ZF and Levant Power Develop the World's First Fully Active, Regenerative Suspension for Automobiles. ZF Company press information. URL: <http://revolution-green.com/regenerative-suspension-automobiles/>.

3. Zheglov L.F. *Spektral'nyy metod rascheta sistem podressorivaniya kolesnykh mashin* [Spectral method of calculation of the suspension systems of wheeled vehicles]. Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2013. 212 p.
4. Shalygin A.S., Palagin Yu.I. *Prikladnye metody statisticheskogo modelirovaniya* [Applied statistical modeling techniques]. Izd-vo «Mashinostroenie» Publ., 1986. 320 p.
5. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Zheglov L.F. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2013. 432 p.

EVALUATION OF ABILITY TO REGENERATE OSCILLATION ENERGY BY THE SUSPENSION SYSTEM OF A TWO-AXLE TRUCK

R.R. Malikov, Ph.D A.A. Smirnov, A.V. Smirnov

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)
ramil192@mail.ru

One of the challenges that currently face manufacturers of electric vehicles is the development of an effective energy source. Currently, the main independent source of energy of electric vehicle is an electric traction battery of chemical type, but due to its low intensity, it cannot provide long mileage without recharging. The article describes a method of improving vehicles' energy efficiency through energy recovery oscillations of the suspension system when driving on uneven road surface.

To convert the mechanical energy of vibrations into electrical, the leading manufacturers of the world are developing special regenerative shock absorbers. The article describes the design of such absorbers designed by companies Audi and ZF.

For quantitative evaluation of vibrational energy that is potentially possible to convert to electric we used a simulation mathematical model of motion of two-axle vehicle on ridges, implemented in the simulation package MATLAB/Simulink.

As inputs in the model was used the implementation of random road profiles that were obtained by the method of forming a filter by known from the literature the spectral characteristics of the irregularities for different types of roads.

As a result of the mathematical model of computational experiments, it was determined the amount of dissipation in the suspension system energy when the vehicle is moving with different speed on different road types. Also for comparison was determined the energy spent by the vehicle at different speeds on the road with asphalt.

The comparison of the obtained energy values allows to make a conclusion about prospects of application of energy recovery oscillations of the suspension system especially for vehicles capable of high speeds on dirt roads.

Keywords: recovery, wheeled vehicle, shock absorber, mathematical model, dissipated energy.