

## СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОЛЕБАНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Канд. техн. наук, доц. ГУРСКИЙ Н. Н., СЛАБКО Ю. И.,  
докт. техн. наук, проф. ФУРУНЖИЕВ Р. И., канд. техн. наук, доц. ХОМИЧ А. Л.*

*Белорусский национальный технический университет*

Вопросам анализа динамических качеств мобильных машин посвящено большое количество работ [1–25]. В развитие теории, исследование колебательных процессов и проектирование поддрессирования мобильных машин существенный вклад внесли Е. А. Чудаков, Р. В. Ротенберг, Я. М. Певзнер, Н. Н. Яценко, А. А. Хачатуров, П. В. Аксенов, И. С. Цитович, А. А. Силаев, А. Д. Дербаремдикер, Г. А. Смирнов, Р. И. Фурунжиев.

Основополагающий труд по теории и расчету колебаний и плавности хода автомобиля – работа Р. В. Ротенберга [12]. Также общая теория движения колесных машин рассмотрена в исследованиях П. В. Аксенова [2], А. И. Гришкевича [1], Г. А. Смирнова [14] и др. Основы виртуального проектирования систем виброзащиты впервые изложены в монографиях Р. И. Фурунжиева [16, 17].

Основы теории и расчета гидропневматической подвески телескопического типа транспортных средств разработаны Ю. Б. Беленьким. Теоретические и экспериментальные исследования гидропневматической подвески, проведенные на ПО «МТЗ» под руководством В. А. Коробкина [10], позволили создать компактную, хорошо зарекомендовавшую себя гидропневматическую подвеску, устанавливаемую ныне на всех моделях специальных быстроходных гусеничных шасси. Влияние температурных факторов на колебания гусеничных машин с пневматической системой виброзащиты, воздействие диссипации энергии на нагрев пневматических упруго-диссипативных элементов и плавность хода гусеничных машин, а также траковой частоты на диссипацию энергии

амортизаторами и шинами катков и рассеиваемую ими мощность рассмотрены Н. Н. Гурским, В. А. Коробкиным, Р. И. Фурунжиевым [4, 5].

Основы спектральной теории поддрессирования и статистических расчетов колебаний мобильных машин изложены в фундаментальной работе А. А. Силаева [13]. Колебания, плавность хода, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей изложены в работе Н. Н. Яценко и О. К. Прутчикова [22 и др.]. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля рассмотрены В. С. Шупляковым [21]. Основы теории, проектирования и конструирования грузовых автомобилей изложены в трудах М. С. Высоцкого [3].

А. А. Хачатуров и его ученики изучали проблемы динамики системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» на ЭВМ [8 и др.]. Колебания сосредоточенно-распределенных конструкций многоопорных машин с учетом упругости несущей системы рассмотрены в работах Р. И. Фурунжиева, Н. Н. Гурского и Ризы И. Фурунжиева [20 и др.].

Основы виртуального проектирования мобильных машин рассмотрены в работах Р. И. Фурунжиева [16, 17 и др.]. Автор привел математические модели, критерии и ограничения, алгоритмы анализа и оптимизации, методику и примеры компьютерного анализа и оптимизации колебаний колесных машин. Методы математического моделирования технических систем представил В. П. Тарасик [15].

Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин изложены в исследованиях А. А. Дмитриева, В. А. Чобитка и А. В. Тельминова [9]. Основные теоретиче-

ские и прикладные вопросы компьютерного моделирования систем виброзащиты многоопорных колесных и гусеничных машин, математические и программные средства виртуального проектирования исследованы Р. И. Фурунжиевым и Н. Н. Гурским [6, 7, 18, 23].

Многие задачи системного характера, связанные с анализом колебательных процессов, сопровождающих движение мобильных машин и рассмотренные различными авторами, реализованы на уровне системы поддержки принятия решений в программном комплексе ADMOS [19, 24 и др.].

В данной работе рассматриваются основные этапы исследования колебаний мобильных машин средствами программного продукта ADMOS [19], включающие в себя обоснование и выбор расчетной схемы, построение математических моделей, компьютерное моделирование, анализ и оптимизацию проектных решений, а также интерпретацию полученных результатов.

**Моделирование колебаний мобильных машин.** В ряде случаев динамическая модель мобильной машины может быть представлена в виде системы недеформируемых тел (сосредоточенных масс), соединенных упруго-диссипативными связями в дискретном числе точек (рис. 1).

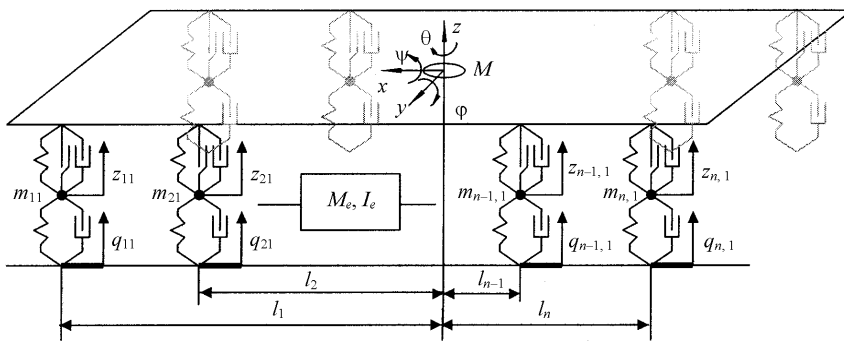


Рис. 1. Расчетная схема пространственных колебаний многоопорной машины

Такая динамическая модель позволяет решать задачи плавности хода, устойчивости, проходимости, управляемости, анализа колебательных процессов (динамических нагрузок) в трансмиссии и др.

Уравнения движения машины при условии недеформируемости несущего основания имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} M_0 \ddot{x} - \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n c_{li} \left( \varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) + P_W + P_h + P_\alpha &= 0; \\ M \ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\ J_y \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=6}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0; \\ I_e + c_v (\varphi_e - \varphi_{li}) &= M_e; \\ I_{li} - c_v (\varphi_e - \varphi_{li}) + c_{li} \left( \varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$l = 1, 2; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = 1, 2, 3,$$

с начальными условиями при  $t \geq t_0$  :

$$\begin{aligned} x|_{t=t_0} &= x_0; \quad \dot{x}|_{t=t_0} = \dot{x}_0; \\ z|_{t=t_0} &= z_0; \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\ \varphi|_{t=t_0} &= \varphi_0; \quad \dot{\varphi}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0; \\ \psi|_{t=t_0} &= \psi_0; \quad \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\ \theta|_{t=t_0} &= \theta_0; \quad \dot{\theta}|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0; \\ z_{il}|_{t=t_0} &= z_{0il}; \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}; \\ i &= \overline{1, n}; \quad l = 1, 2; \\ \varphi_{il}|_{t=t_0} &= \varphi_{0il}; \quad \dot{\varphi}_{il}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_{0il}; \\ i &= \overline{1, n}; \quad l = 1, 2. \end{aligned}$$

Здесь  $M_0$  – общая масса машины;  $M_0$  – амортизированная масса;  $J_y$  – момент инерции относительно оси тангажа,  $J_x$  – то же относительно оси крена;  $J_z$  – то же относительно оси рыскания;  $l$  – индекс борта;  $i$  – то же номера опоры;

$j$  – то же характеристики упруго-диссипативного элемента ( $j = 1$  соответствует упругому элементу,  $j = 2$  – амортизатору,  $j = 3$  – условно-

му элементу сухого трения);  $P_{jil}$  – нелинейная характеристика восстанавливающей силы элемента  $il$ -подвески;  $l_{il}$  – расстояние по горизонтали от центра масс до оси  $il$ -го колеса;  $b_{il}$  – расстояние в поперечной плоскости от центра  $il$ -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена;  $M_e$  – крутящий момент двигателя;  $I_e$  – то же инерции двигателя;  $c_{il}$  – тангенциальная жесткость шины;  $I_{il}$  – момент инерции  $il$ -го колеса;  $r_{il}$  – радиус  $il$ -го колеса;  $\varphi_{il}$  – момент инерции  $il$ -го колеса.

Силы, действующие на машину при поступательном движении, представлены на рис. 2.

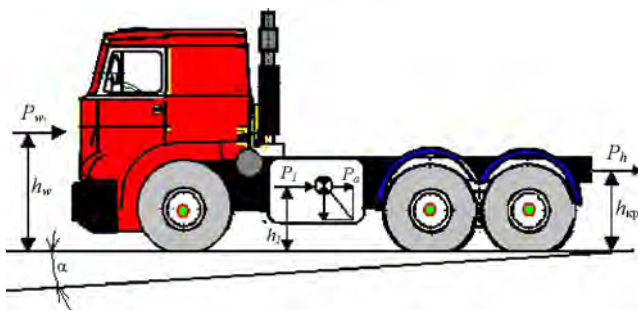


Рис. 2. Силы, действующие на машину

Система (1) позволяет достаточно полно выполнить статистический анализ с учетом основных видов колебаний корпуса – вертикальных, продольно-угловых, продольных, поперечно-угловых. За счет ограниченного количества наблюдаемых переменных система состоит из небольшого числа уравнений, и для ее решения не требуется значительных временных ресурсов компьютера. Система (1) может быть дополнена уравнениями, описывающими узлы машины вторичного поддрессоривания. На рис. 3 приведена компьютерная модель объекта исследования.

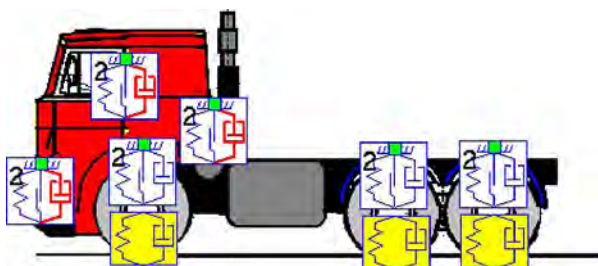


Рис. 3. Компьютерная модель трехосного магистрального тягача

**Статистический анализ колебаний.** При проведении численного эксперимента влияния среды (дорожных воздействий) на узлы и агрегаты машины система поддержки принятия решений ADMOS предоставляет возможность решения задач амплитудно-частотного, спектрального, третьоктавного и энергетического анализов. На рис. 4–7 приведены результаты компьютерного моделирования колебаний трехосной колесной машины.

**Амплитудно-частотный анализ** демонстрирует рис. 4.

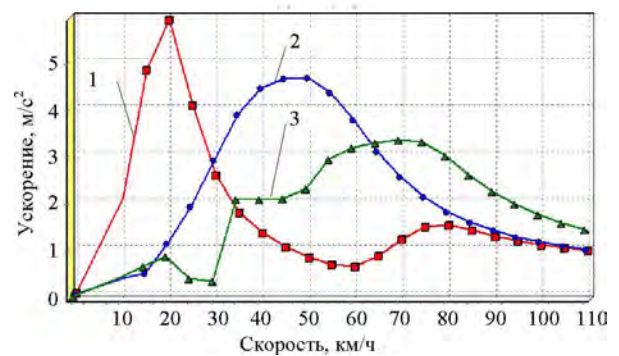


Рис. 4. Амплитудно-скоростные характеристики вертикальных ускорений в центре масс кабины при движении машины по синусоидальному профилю дороги с различными длинами неровностей: 1 –  $A = 0,015$  м;  $L = 2,00$  м; 2 –  $0,015$ ;  $5,00$ ; 3 –  $0,015$  м;  $7,00$  м

Спектральный анализ представлен на рис. 5.

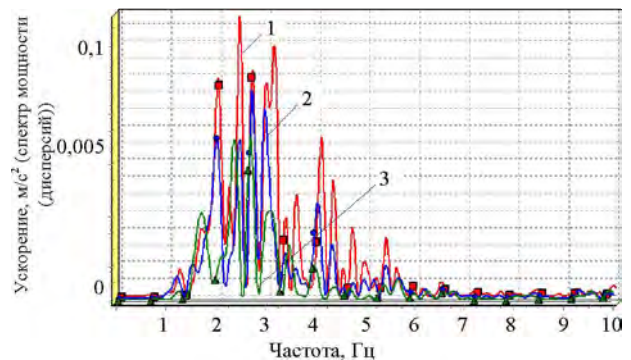


Рис. 5. Частотные характеристики вертикальных ускорений в центре масс кабины при движении тягача по асфальту: 1 –  $v = 60$  км/ч; 2 –  $70$ ; 3 –  $80$  км/ч

**Третьоктавный анализ.** В соответствии с требованиями международных стандартов при оценке качества машины используются среднеквадратические значения ускорений на сиденье

водителя в соответствующих третьоктавных полосах частот.

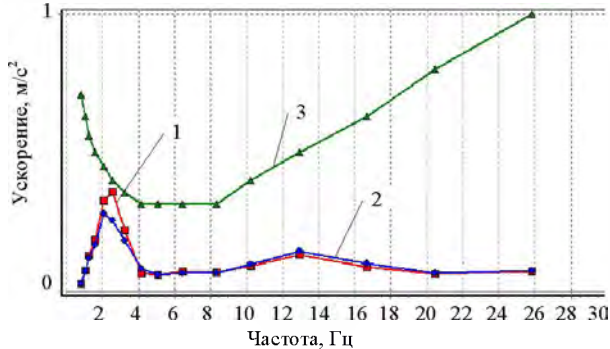


Рис. 6. Третьоктавный анализ виброускорений водителя при движении машины по асфальту со скоростью 70 км/ч: 1 – с начальными параметрами; 2 – с оптимальными параметрами; 3 – ГОСТ по виброускорениям (8 ч)

**Энергетический анализ.** При проектировании шасси мобильных машин необходимо разработать математические модели процессов, определяющих тепловое состояние отдельных элементов, установить количественные зависимости, определяющие эти процессы, что позволит осуществить комплексное решение задачи нагрева отдельных элементов шасси.

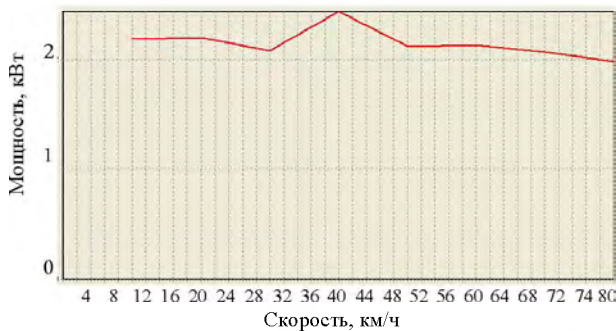


Рис. 7. Зависимость рассеиваемой мощности  $N_E$  от скорости при движении машины по асфальту

При движении часть энергии ходового двигателя затрачивается на колебания машины и превращается в теплоту такими элементами, как амортизатор, сухое трение, шина. В дискретном виде мощности, рассеиваемые амортизатором, сухим трением и шиной соответственно вычисляются по формулам:

$$N_{2il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{2il} \dot{\Delta}_{il})^2}; \quad N_{3il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{3il} \dot{\Delta}_{il})^2};$$

$$N_{5il} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (P_{5il} \dot{\delta}_{il})^2};$$

$$i = \overline{1, n}; \quad l = \overline{1, 2}; \quad \dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il}; \quad \dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il};$$

$$\dot{z}_{pil} = \dot{z} + l_i \dot{\phi} + b_{il} \dot{\psi},$$

где  $N$  – число дискретных временных отсчетов.

Общая мощность, затрачиваемая на колебания, определяется по формуле

$$N_E = \sum_l \sum_i N_{2il} + \sum_l \sum_i N_{3il} + \sum_l \sum_i N_{5il}.$$

**Параметрическая оптимизация.** Сформулируем задачу оптимизации. Пусть  $A = (a_1, \dots, a_m)^T$  – искомый  $m$ -мерный вектор оптимизируемых параметров. Здесь  $T$  – символ транспонирования. Решение задачи оптимизации сводится к отысканию экстремума (наибольшего или наименьшего значения) некоторого функционала  $J(A)$ . Задача отыскания оптимального значения  $A^*$  вектора  $A$ , доставляющего экстремум критерию  $J(A)$ , записывается в виде

$$J(A^*) = \text{extr}_{A \in D_A} J(A),$$

где символ  $\text{extr}$  означает максимум (max) либо минимум (min);  $D_A$  – допустимая область вектора  $A$ ;  $\in$  – символ «принадлежности».

Задача отыскания максимума любой функции  $J(A)$  сводится к отысканию минимума заменой функции  $J(A)$  функцией  $-J(A)$ . Поэтому, не снижая общности, в дальнейшем будем говорить о минимизации функции  $J(A)$ , а задачу отыскания вектора  $A^*$ , доставляющего минимум функции  $J(A)$ , запишем так:

$$J(A^*) = \min_{A \in D_A} J(A). \quad (2)$$

Смысл условия (2) очевиден: при минимизации значение критерия  $J(A^*)$ , соответствующее оптимальному вектору  $A^*$ , меньше, чем значение  $J(A)$ , вычисленное для любых других векторов  $A$ .

Ограничения на оптимизируемые параметры, называемые ограничениями 1-го рода, вида



$$a_{i\min} \leq a_i \leq a_{i\max}, \quad i = 1, \dots, m, \quad (3)$$

записывают следующим образом:  $A \in D_A$ .

Выбор критерия определяется заказчиком, ГОСТ или другими требованиями. Так, в качестве критерия плавности хода колесных машин принимается среднеквадратичное значение вертикальных ускорений  $\ddot{x}(t)$  амортизированной массы в заданной точке. В [2] предлагается система критериев, а также приведены результаты оптимизации по ним многоопорных колесных шасси.

В общем случае на некоторые функции  $h_j(A, t)$ , характеризующие качество оптимизируемой системы, наложены ограничения вида

$$h_j(A, t) \leq 0, \quad j = 1, \dots, k, \quad (4)$$

где  $k$  – число ограничений 2-го рода.

Ограничения вида

$$h_j(A, t) > 0, \quad j = 1, \dots, k,$$

заменой  $h_j(A, t) = -h_j(A, t)$  сводятся к выражению (4).

Ограничения вида

$$h'_j(A, t) \leq b_j, \quad j = 1, \dots, k,$$

где  $b_j$  – константа или функция, не зависящая от вектора  $A$ , заменой

$$h_j(A, t) = h'_j(A, t) - b_j,$$

также сводятся к выражению (4). Таким образом, к выражению вида (4) сводятся любые ограничения.

Параметрическая оптимизация в ADMOS предполагает следующую последовательность шагов:

- в визуальном режиме на расчетной схеме (рис. 3) выделяются упруго-диссипативные элементы, а также их параметры, включаемые в список оптимизируемых параметров;
- на выбранные параметры накладываются ограничения 1-го рода – интервальные значения;
- устанавливаются вероятности непробоев и независимый подвесок, а также вероятности неотрывов колес – ограничения 2-го рода;
- на схеме выбора наблюдаемых фазовых координат указывается переменная, дисперсия которой принимается в качестве критерия оптимизации;
- выбирается метод оптимизации и устанавливаются его параметры.

Пример окна управления процессом оптимизации приведен на рис. 8, а результаты оптимизации показаны на рис. 9.

**Оптимизируемые параметры и наблюдаемые величины**

Также значение	Наименование параметра, размерность	Минимальное значение	Начальное значение	Максимальное значение
3553.5	Коеффициент сопротивления амортизатора кабины на ходе скатания, н*с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup> . 1 опора	3000.0	4000.0	7000.0
4494.9	Коеффициент сопротивления амортизатора кабины на ходе отбоя, н*с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup> . 1 опора	4000.0	12735.3	19000.0
5874.5	Коеффициент сопротивления амортизатора кабины на ходе скатания, н*с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup> . 2 опора	1000.0	5145.0	7000.0
9215.1	Коеффициент сопротивления амортизатора кабины на ходе отбоя, н*с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup> . 2 опора	1000.0	10947.5	19000.0

**Также вероятности**

Номер опоры	Вероятность непробоя УЗ при скатании	Вероятность независимости УЗ при отбое	Вероятность невыхода энергии за допуст. значение	Вероятность неотрыва колеса
1	1.000 > (0.980)	1.000 > (0.950)	игнорировать	1.000 > (0.950)
2	1.000 > (0.980)	1.000 > (0.950)	игнорировать	1.000 > (0.950)
3	1.000 > (0.980)	1.000 > (0.950)	игнорировать	1.000 > (0.950)

**Динамика поиска**

Номер итерации	Шаг поиска	Критерий качества	% улучшения критерия
0	2.0000	2.291751	
44	0.2500	2.742585	0.6973
45	0.2500	2.501369	0.6973
46	0.2500	2.365795	0.6973
47	0.2500	2.927976	0.6973
48	0.2500	3.135462	0.6973
49	0.2500	2.780530	0.6973
50	0.2500	2.475965	0.6973
50	0.2500	2.475965	0.6973

**Внешняя среда**

Возмущение: случайный профиль дороги  
 Начальная скорость = 10.00км/час;  
 Коэффициент трения = 100.00км/час;  
 Приращение скорости = 10.00км/час;  
 Длина дорожного участка = 100.0м

Рис. 8. Окно управления процессом оптимизации

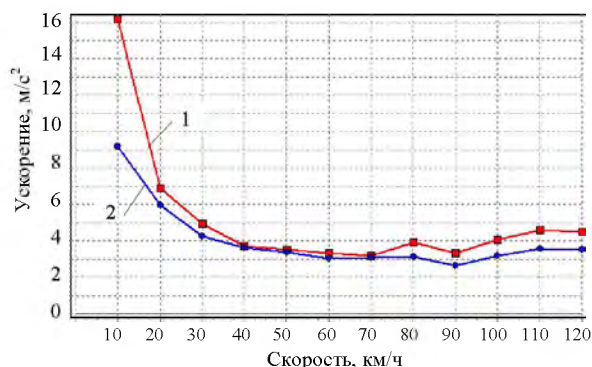


Рис. 9. Зависимость ускорений на полу кабины на месте установки сиденья водителя от скорости при оптимальных параметрах подвески сиденья водителя: 1 – с начальными параметрами; 2 – с оптимальными параметрами

### ВЫВОД

Разработаны математические и программные средства статистического моделирования и оптимизации пространственных колебаний многоопорных транспортных средств. Созданная система поддержки принятия решений позволяет выполнить всесторонний системный анализ колебательных процессов, сопровождающих движение многоопорной мобильной машины в заданных дорожных условиях за короткий отрезок времени и выбрать оптимальные значения параметров упруго-диссипативных характеристик либо других параметров системы.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Автомобили:** Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240 с.
2. **Аксенов, П. В.** Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.
3. **Грузовые автомобили:** проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий [и др.]. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
4. **Гурский, Н. Н.** Влияние температурных факторов на колебания гусеничных машин с пневматической системой виброзащиты / Н. Н. Гурский, В. А. Коробкин, Р. И. Фурунжиев // Проблемы создания информационных технологий. – М.: ООО «Технополиграф», 2005. – Вып. 12. – С. 213–222.
5. **Гурский, Н. Н.** Влияние диссипации энергии на нагрев пневматических упруго-диссипативных элементов и плавность хода гусеничных машин / Н. Н. Гурский,

В. А. Коробкин, Р. И. Фурунжиев // Материалы 59-й междунар. конф. преп. и асп. БНТУ, Минск, 27 апреля 2006 г. – Минск, 2006.

6. **Гурский, Н. Н.** Математические и инструментальные средства виртуального проектирования мобильных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Проблемы создания информационных технологий. – М., 2005. – Вып. 13.

7. **Гурский, Н. Н.** Инструментальная система формирования динамических нагрузок на узлы и агрегаты при виртуальном проектировании мобильных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Материалы 59-й междунар. конф. преп. и асп. БНТУ, Минск, 27 апреля 2006 г. – Минск, 2006.

8. **Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель»** / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

9. **Дмитриев, А. А.** Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1979. – 207 с.

10. **Коробкин, В. А.** Научные основы и создание специальных машин различного назначения на базе многоцелевых гусеничных и колесных шасси: автореф. ... дис. докт. техн. наук / БНТУ. – Минск, 2005. – 98 с.

11. **Свидетельство** об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г. Программное обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем ADMOS: Роспатент / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский.

12. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

13. **Силаев, А. А.** Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машгиз, 1963. – 168 с.

14. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

15. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учеб. для техн. спец. вузов / В. П. Тарасик. – Минск: ДизайнПРО, 1997. – 640 с.

16. **Фурунжиев, Р. И.** Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск: Вышэйш. шк., 1977. – 458 с.

17. **Фурунжиев, Р. И.** Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск: Вышэйш. шк., 1971. – 320 с.

18. **Фурунжиев, Р. И.** Математические и программные средства моделирования, анализа и оптимизации мобильных машин / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский // Информационные технологии в образовании, науке и бизнесе: сб. материалов междунар. конф. – Минск: БНТУ, 1999. – С. 231–235.

19. **Фурунжиев, Р. И.** Программное обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем ADMOS: Роспатент / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г.

20. **Фурунжиев, Р. И.** Сравнительное исследование колебаний многоопорных машин с учетом упругости несущей системы / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский, Риза И. Фурунжиев // Вибротехника. – 1989. – № 2(55). – С. 25–33.

21. **Шупляков, В. С.** Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.

22. **Яценко, Н. Н.** Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.

23. **Fourounjiev, R.** An Algorithms and Visual Ambience for Modeling and Virtual Prototyping Mechatronic Systems / R. Fourounjiev, N. Gursky // Proceedings of the 6th International Conference «Vibroengineering-2006». October

12–14, 2006. – Kaunas, Technologia, Lithuania, 2006. – P. 143–151.

24. **Fourounjiev, R.** Methods and Computing Environment for Research and Designing of Mechatronic Systems / R. Fourounjiev, N. Gursky // Trans. of 3rd International Conference «Mechatronic Systems and Materials (MSM-2007)». 27–29 September, 2007. – Kaunas, Lithuania, 2007. – P. 271–272.

25. **Fourounjiev, R.** Computer-aided Modeling of the Adaptive Intelligent Vehicle Safety Systems / R. Fourounjiev, Y. Slabko. – Trans. of 3rd International Conference «Mechatronic Systems and Materials (MSM-2007)». 27–29 September, 2007. – Kaunas, Lithuania, 2007. – P. 139–140.

Поступила 07.07.2008

УДК 621.396:621.391.82

## ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АНСАМБЛЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ У ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ ОТ РЭС, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ НАД ЗЕМНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

*Канд. техн. наук МОРДАЧЕВ В. И.*

*Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники*

Рост числа радиоэлектронных средств (РЭС) различного назначения, функционирующих на летательных аппаратах (ЛА) и искусственных спутниках Земли (ИСЗ), а также увеличение количества эксплуатируемых ЛА и ИСЗ во всех странах определяет увеличение опасности непреднамеренных радиопомех от этих РЭС, располагаемым на земной поверхности РЭС различных служб. Это в первую очередь касается наземных РЭС фиксированной (радиорелейные станции и линии, системы широкополосного беспроводного доступа), радиоастрономической, радиолокационной и спутниковой служб (земные станции спутниковой связи), поскольку ряд полос частот, выделенных этим службам на первичной основе, используется также другими радиосистемами и радиослужбами (служба космической эксплуатации «Космос – Земля», радионавигационная воздушная и спутниковая (активная) метеорологическая спутниковая, спутниковая служба ис-

следования Земли (активная), спутниковая подвижная «Космос – Земля», воздушная подвижная «Космос – Земля» и т. п.) [1]. Ансамбли радиосигналов (радиопомех), образуемые электромагнитными излучениями (ЭМИ) РЭС ЛА

и ИСЗ на земной поверхности, обладают рядом особенностей, которые следует учитывать при обеспечении электромагнитной совместимости (ЭМС) этих РЭС с наземными РЭС. С увеличением высоты размещения РЭС над земной поверхностью энергетика их ЭМИ у поверхности уменьшается, что также в целом влечет снижение вероятного динамического диапазона сигналов в произвольно выбранной точке поверхности. Вместе с тем, с увеличением высоты подъема РЭС значительно увеличивается зона прямой видимости и соответственно число посторонних радиосигналов на входах радиоприемных устройств (РПУ) наземных РЭС, по уровню превышающих порог восприимчивости