

Модель (рис. 1), предложенная в данной работ, отражает взаимосвязи между крутильными колебаниями силового агрегата и трансмиссии, вертикальными, продольно-угловыми колебаниями масс автомобиля и силового агрегата, упругими элементами подвески, шин и опор агрегата. В предложенной модели также учитываются возмущающие воздействия на автомобиль со стороны неровностей дороги [3].

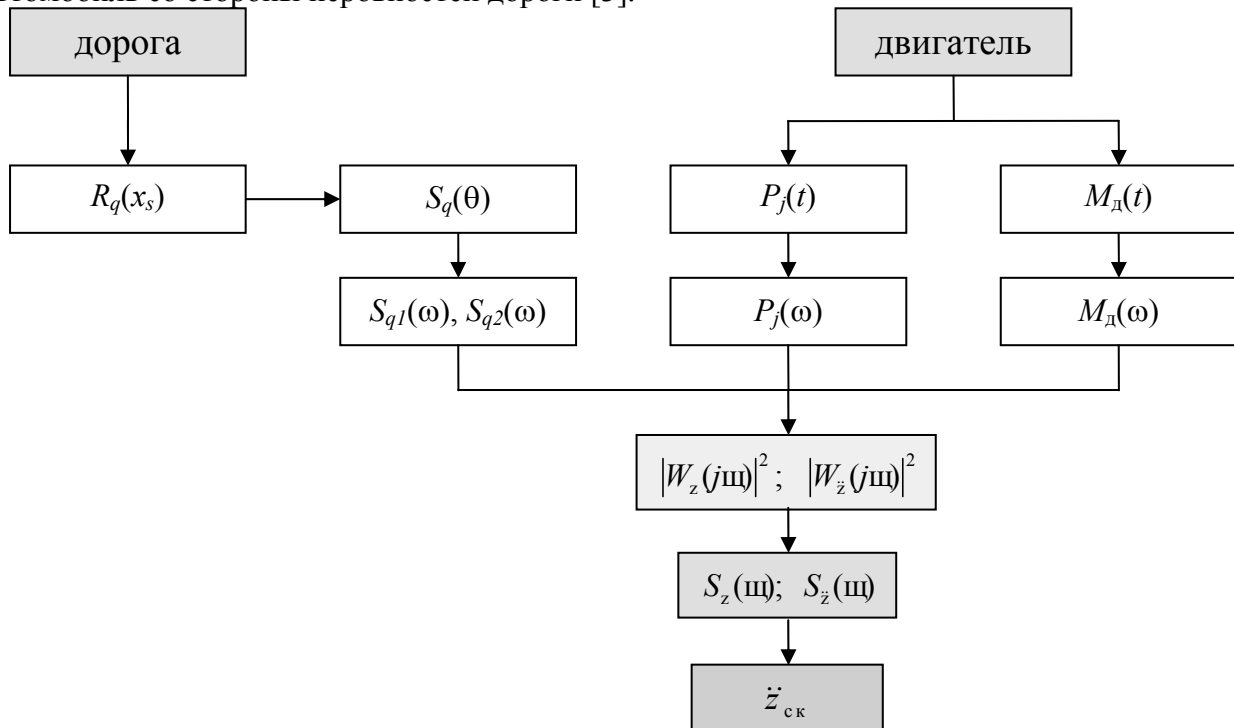


Рис. 2. Схема для расчёта колебаний силового агрегата автомобиля

Систему дифференциальных уравнений, описывающую данную модель, можно записать в виде [1] (рис. 2):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_i + \mathbf{K}\dot{\mathbf{u}}_i + \mathbf{C}\mathbf{u}_i = \mathbf{Q}(t), \quad (1)$$

где: \mathbf{u}_i – вектор-столбец перемещений и угловых колебаний масс;
 \mathbf{M} – матрица инерционных коэффициентов частей автомобиля;
 \mathbf{C} – матрица коэффициентов жёсткостей и крутильных жёсткостей;
 \mathbf{K} – матрица коэффициентов демпфирования;
 $\mathbf{Q}(t)$ – вектор-столбец возмущающих сил и моментов.

Известно, что спектральная плотность на выходе колебательной системы составляет [4]:

$$\mathbf{S}_{\text{вых}}(\omega) = |\mathbf{W}(j\omega)|^2 \mathbf{S}_{\text{вх}}(\omega), \quad (2)$$

где: $\mathbf{S}_{\text{вх}}(\omega)$ – спектральная плотность возмущения системы;

$\mathbf{W}(j\omega)$ – частотная характеристика колебательной системы ($j = \sqrt{-1}$), здесь $\mathbf{W} = \mathbf{D}^{-1}\mathbf{G}$; $\mathbf{D} = (-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\mathbf{C} + \mathbf{K})$ и \mathbf{G} вектор, определяющий характер возмущения колебательной системы.

Для упрощения задачи приняты следующие допущения:

- силовой агрегат, раздаточная коробка и кузов автомобиля являются абсолютно твёрдыми телами с массами, сосредоточенными в центрах инерции;
- эквивалентная колебательная система является линейной;
- рассматриваются только колебания в вертикальной продольной плоскости автомобиля и крутильные колебания в трансмиссии;
- колебания правой и левой части автомобиля протекают одинаково ($\varphi_0^x(t) = 0$).

На рис. 2: $R_q(x_s)$ – корреляционная функция микропрофиля дороги;

$S_q(\omega)$, $S_q(\omega)$ – спектральная плотность микропрофиля дороги

$$S_q(\omega) = \frac{y^2 A_1 b_1}{p(\omega^2 + b^2)} + \frac{y^2 A_2 b_2 (\omega^2 + b_2^2 + v_2^2)}{p[(\omega^2 + b^2 - v_2^2)^2 + 4b^2 v_2^2]} \quad (3)$$

$P_j(t)$, $P_j(\omega)$ – силы инерции двигателя;

$M_d(t)$, $M_d(\omega)$ – крутящий момент двигателя.

Значения коэффициентов, входящих в формулу (3), приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры микропрофиля дорожной поверхности [7]

Коэффициенты корреляционной связи	Y, м	A ₁	A ₂	b ₀₁ , 1/м	b ₀₂ , 1/м	v ₀₂ , 1/м
Асфальтированное шоссе	0,008	0,85	0,15	0,2	0,05	0,6
Крупнобулыжный участок	0,0249	0,668	0,336	1,1	10,60	19,71
Разбитая грунтовая дорога	0,0135	1	0	0,45	0	0

В работах [5] и [6] считали, что силы инерции и крутящий момент двигателя равны:

$$P_j(t) = 4m_j r \omega^2 \lambda \cos(2\omega t) \quad (4)$$

$$M_d(t) = M_0 \sin(2\omega t) \quad (5)$$

где: r – радиус кривошипа; $\lambda = r/l$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

ω – частота вращения коленчатого вала; t – текущее время;

M_0 – принимаем для простоты максимальный крутящий момент двигателя.

$|W_z(j\omega)|^2$ – квадрат модуля частотной характеристики;

$S_z(\omega)$ – спектральная плотность колебания

$$S_z(\omega) = |W_z(j\omega)|^2 S_q(\omega) \quad (6)$$

$$S_z(\omega) = |W_z(j\omega)|^2 S_q(\omega) = \omega^4 |W_z(j\omega)|^2 S_q(\omega) \quad (7)$$

$\ddot{z}_{\text{ск}}$ – среднеквадратическое значение ускорения:

$$\ddot{z}_{\text{ск}} = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} S_z(\omega) d\omega} \quad (8)$$

Разность модуля частотной характеристики виброперемещения силового агрегата и кузова автомобиля в месте передних опор (рис. 1 – C₃₁):

$$W_{\text{са-к}}^{O_1}(j\omega) = W_{\text{са}}^{O_1}(j\omega) - W_{\text{к}}^{O_1}(j\omega) \quad (9)$$

где: $W_{\text{са}}^{O_1}(j\omega)$, $W_{\text{к}}^{O_1}(j\omega)$ – модули частотной характеристики силового агрегата и кузова автомобиля в месте передних опор.

Разность модуля частотной характеристики виброперемещения силового агрегата и кузова автомобиля в месте задней опоры (рис. 1 – C₃₂):

$$W_{\text{са-к}}^{O_2}(j\omega) = W_{\text{са}}^{O_2}(j\omega) - W_{\text{к}}^{O_2}(j\omega) \quad (10)$$

где: $W_{\text{са}}^{O_2}(j\omega)$, $W_{\text{к}}^{O_2}(j\omega)$ – модули частотной характеристики силового агрегата и кузова автомобиля в месте задней опоры.

Дифференциальные уравнения можно решить с помощью программы MATLAB. Результаты решения представлены на рис. 3 и 4.

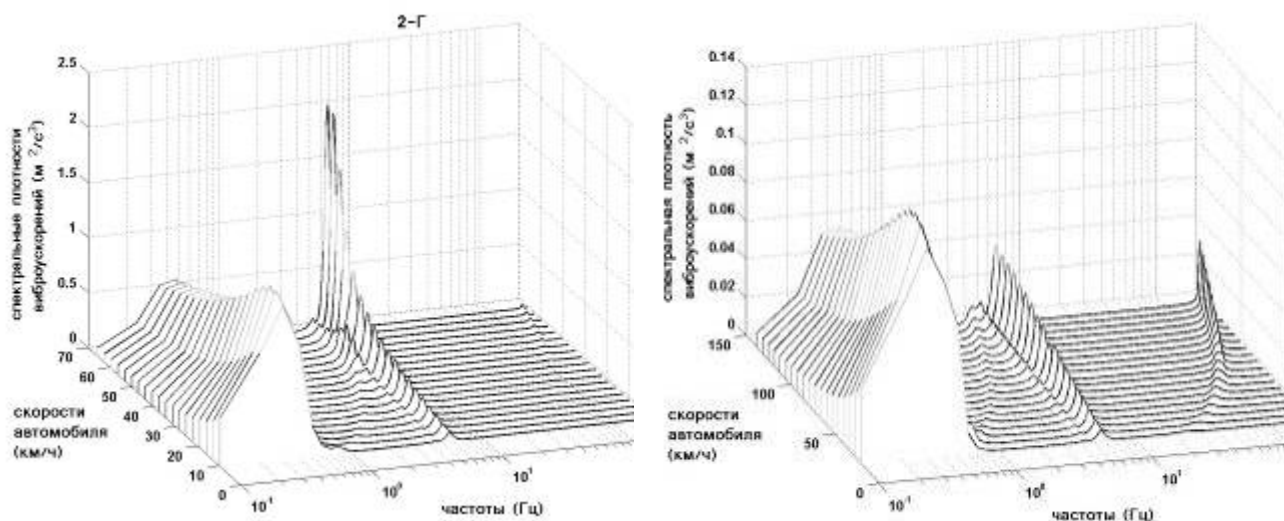


Рис. 3. Спектральная плотность виброускорений силового агрегата автомобиля:
2-Г – при движении на второй передаче на разбитой грунтовой дороге;
4-А – при движении на четвёртой передаче на асфальтированном шоссе.

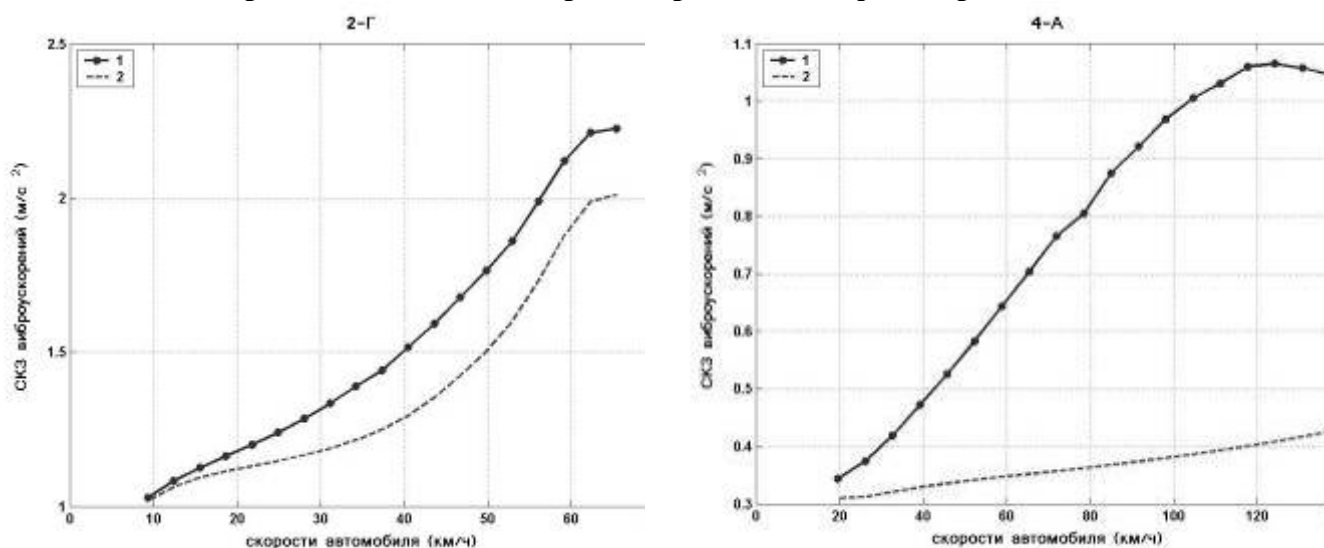


Рис. 4. Среднеквадратичное значение (СКЗ) виброускорений силового агрегата:
2-Г – при движении на второй передаче на разбитой грунтовой дороге;
4-А – при движении на четвёртой передаче на асфальтированном шоссе;
1 - с учетом сил инерции и крутящего момента двигателя;
2 - без учета сил инерции и крутящего момента двигателя.

На рис. 5 показаны результаты расчёта виброускорений силового агрегата автомобиля в местах передней и задней опор автомобиля при движении на второй передаче на разбитой грунтовой дороге, на третьей передаче на крупнобулыжном участке и на четвёртой передаче на асфальтированном шоссе. А также на рис. 6 показаны результаты расчёта разностей виброперемещений силового агрегата и кузова в месте передней и задней опор автомобиля.

Слева показаны результаты в пространственном виде, а справа – их проекция на горизонтальную плоскость. Здесь чем светлее изображение, тем выше значения.

Переходя непосредственно к оптимизации опор силового агрегата, следует отметить, что виброактивность и виброзащита силового агрегата оценивается следующими критериями[2]:

- СКЗ виброускорениями силового агрегата в местах передней и задней опор автомобиля;
- разностями виброперемещений силового агрегата и кузова в месте передней и задней опор автомобиля.

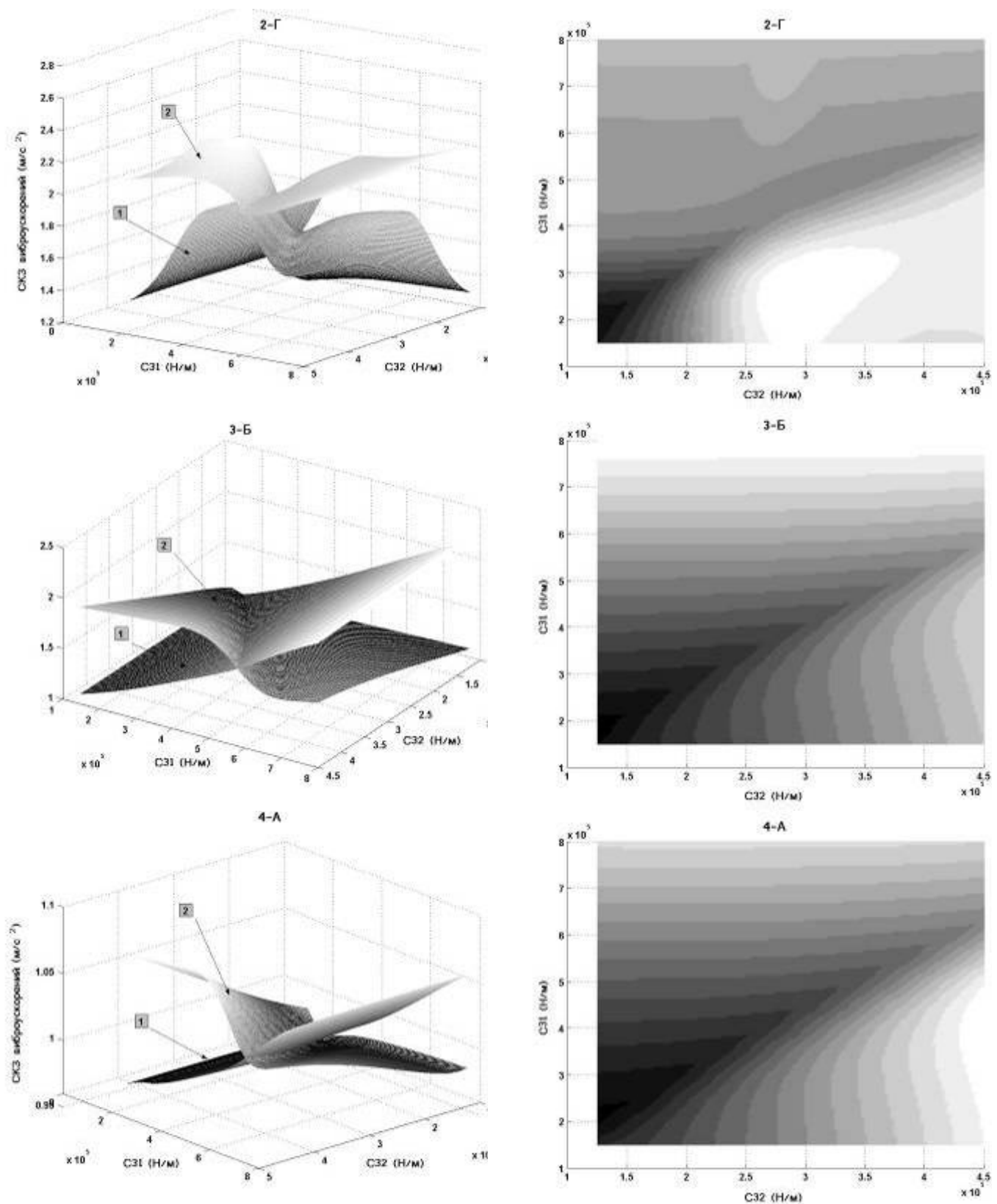


Рис. 5. Среднеквадратичное значение виброускорений силового агрегата:
2-Г – при движении на второй передаче на разбитой грунтовой дороге;
3-Б – при движении на третьей передаче на крупнобулыжном участке;
4-А – при движении на четвёртой передаче на асфальтированном шоссе;
1 – в месте передних опор силового агрегата;
2 – в месте задней опоры силового агрегата.

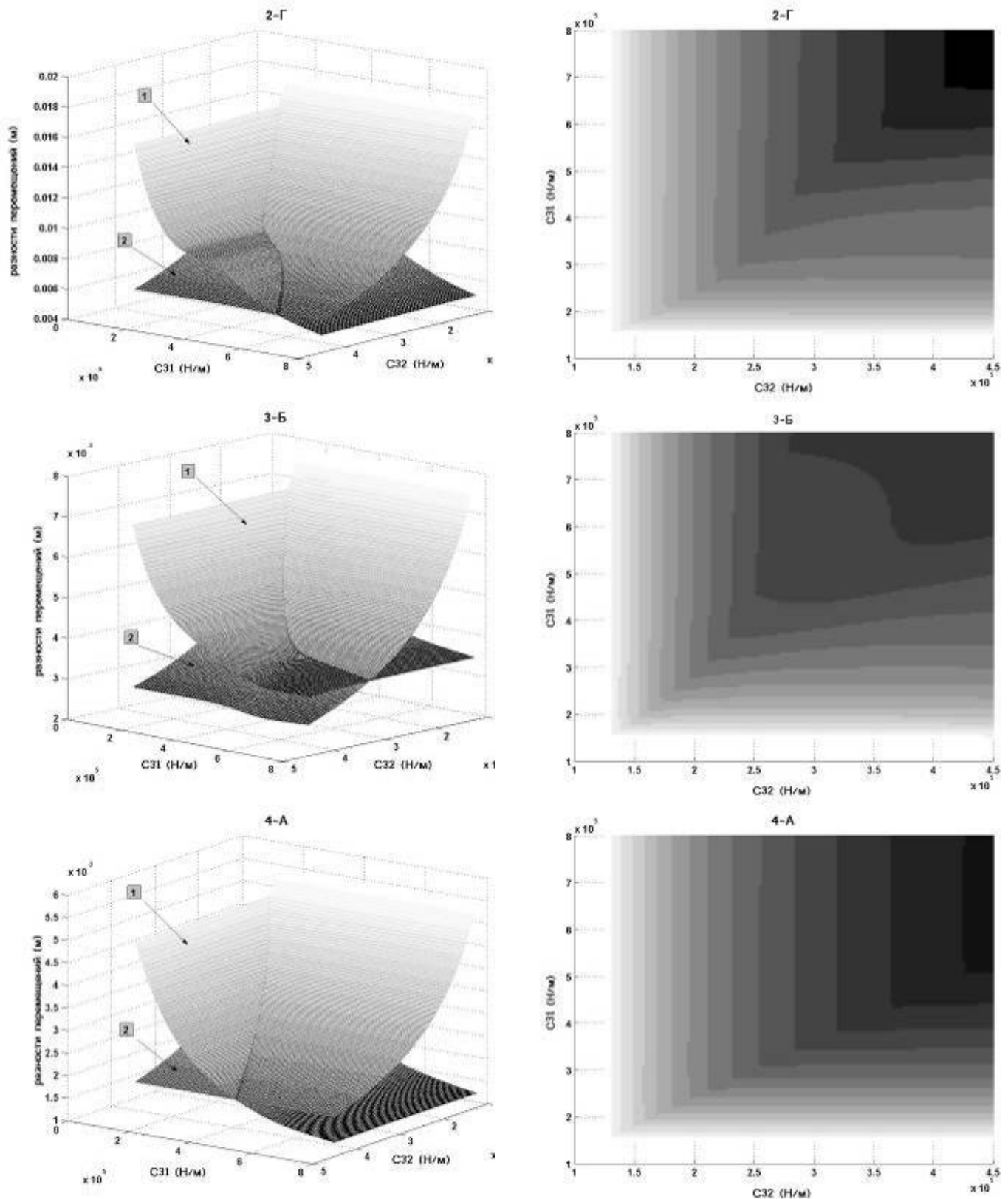


Рис. 6. Разности перемещений силового агрегата и кузова автомобиля:
2-Г – при движении на второй передаче на разбитой грунтовой дороге;
3-Б – при движении на третьей передаче на крупнобульжном участке;
4-А – при движении на четвёртой передаче на асфальтированном шоссе;
1 – в месте передних опор силового агрегата;
2 – в месте задней опоры силового агрегата.

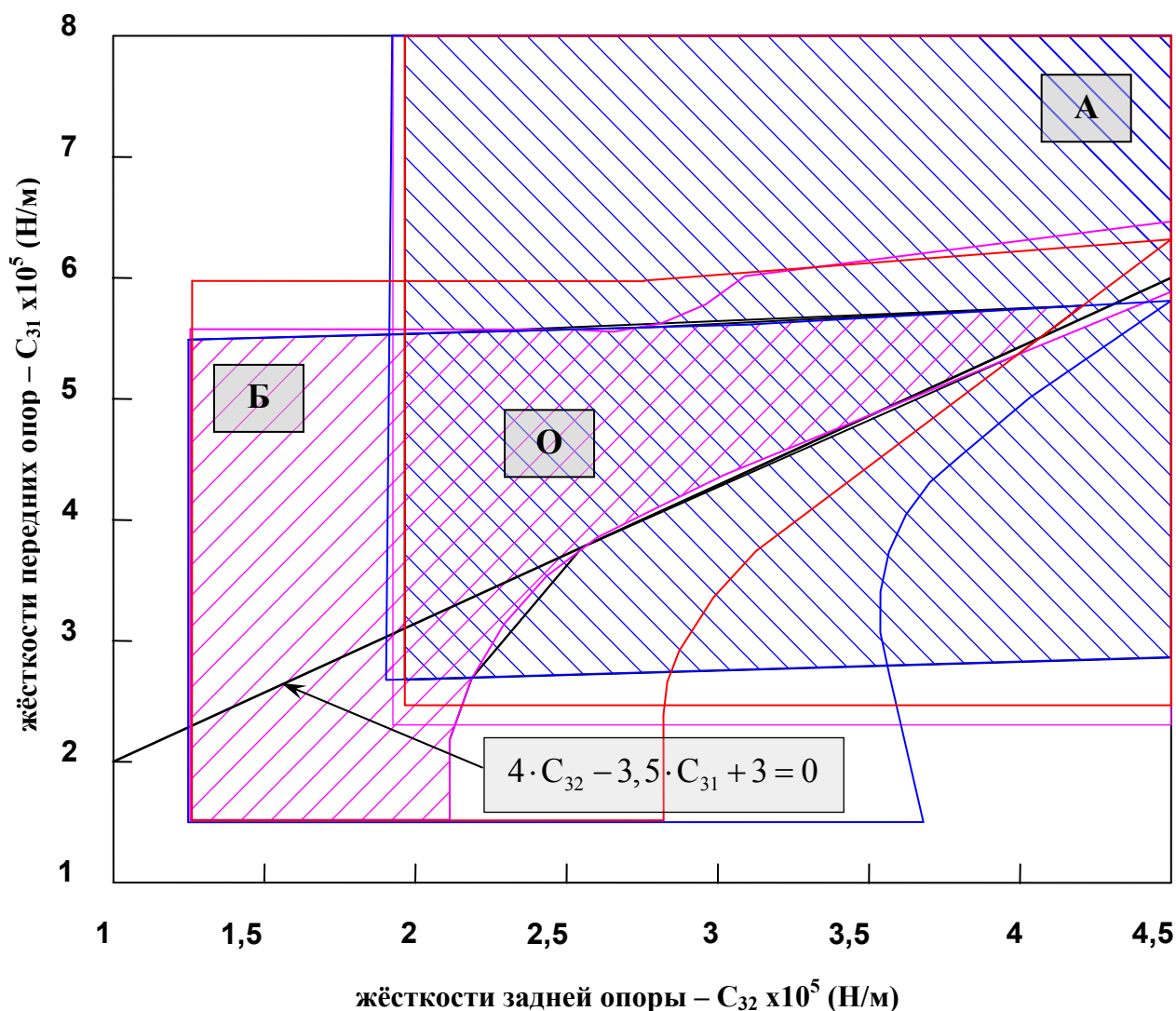


Рис. 7. Целевые области оптимизации.

Область А (рис. 7) имеет минимальные значения разности виброперемещений силового агрегата и кузова в местах передней и задней опор автомобиля.

Область Б (рис. 7) имеет минимальные значения виброускорений силового агрегата в местах передней и задней опор автомобиля.

Таким образом, получаем целевые области оптимизации: $O = A \cap B$.

- диапазон значения жесткости задней опоры: $C_{32} = 2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$ (Н/м);

- диапазон значения жесткости передней опоры: $C_{31} = \begin{cases} 5,5 \cdot 10^5 \\ \frac{1}{3,5} (4 \cdot C_{32} + 3) \end{cases}$ (Н/м).

На рис. 8 показаны результаты эксперимента по измерению уровня внутреннего шума автомобиля ВАЗ-2121 при изменении жесткости задней опоры (C_{32}) силового агрегата.

Выводы

Уровень влияния сил инерции и крутящего момента работающего двигателя на колебания силового агрегата автомобиля является наибольшим в диапазоне частоты от 20 – 200 Гц (эквивалентно оборотами двигателя от 600 до 6000 об/мин), а в диапазоне частоты от 0 – 20 Гц – наименьшим.

СКЗ виброускорений вертикальных колебаний силового агрегата автомобиля в основном зависят от возмущений со стороны дороги при движении на грунтовой дороге, чем на асфальте, а от инерции и крутящего момента двигателя автомобиля – при движении на ас-

фальте, чем на грунтовой дороге.

В результате анализа найдена область O (рис. 7) жесткостей задней и передней опор, во всех точках которой их значения являются оптимальными с точки зрения обеспечения допустимых уровней колебаний силового агрегата и внутреннего шума автомобиля.

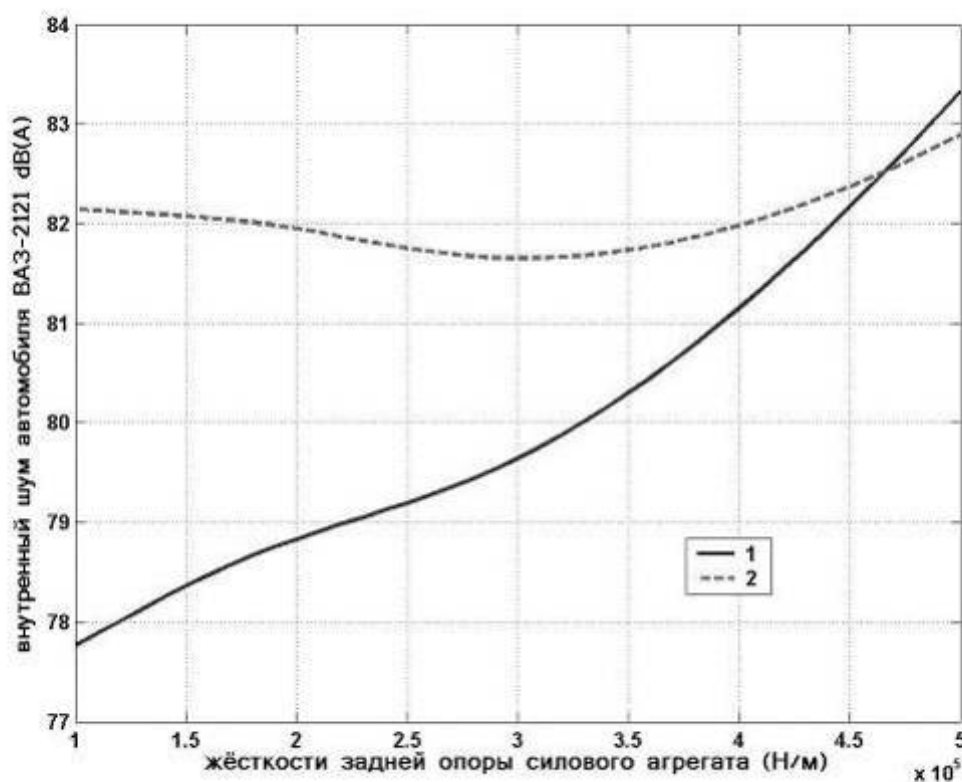


Рис. 8. Уровень внутреннего шума автомобиля ВАЗ-2121 в зависимости от жесткости задней опоры силового агрегата: 1 – при движении на второй передаче 4000 об/мин коленчатого вала; 2 – при разгоне на второй передаче на асфальтированном шоссе.

Литература

1. Латышев Г.В., Минкин Л.М., Тольский В.Е. Метод расчёта колебаний силового агрегата автомобиля, возникающих от воздействия дорожных неровностей. Сборник трудов НАМИ – М., 1973. Выпуск 145. с. 41-54.
2. Ломакин В.В., Черепанов Л. А., Вермеюк В. Н. и др. Оптимизация передачи колебаний от силового агрегата на кузов автомобиля. Издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 1979. Выпуск 2. с. 101-106.
3. Ломакин В.В., Нгуен Гуй Чыонг. Алализ и выбор динамических схем для расчета сложных колебаний силового агрегата автомобиля // Сборник науч. конф. «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 2006. с. 216 – 224.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. -392 с.
5. Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В. и др. Колебание силового агрегата автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. -266 с.
6. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М., 1974. -393 с.
7. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1968. -220 с.

Вентильные тяговые двигатели в электроприводе автомобиля

д.т.н., проф. Лохнин В.В., Бербиренков И.А.
МГТУ «МАМИ»

Выбор того или иного тягового электродвигателя (ТЭД) в электроприводе (ТЭП) электромобиля (ЭМБ), прежде всего, зависит от области применения ЭМБ и требований, предъ-