

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ПОДВЕСКИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Снижение уровня вибрации рамы автомобиля и силовой установки (СУ), включающей двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссию, при эксплуатации автомобиля в немалой степени зависит от параметров упругой подвески СУ.

По существующей методике расчета упругой подвески СУ [1] такие конструктивные параметры, как координаты точек ее закрепления, жесткость и углы установки амортизаторов, находят путем сравнения различных конструктивных схем подвески до получения необходимого спектра частот собственных колебаний СУ. Это затрудняет выбор оптимальных характеристик и схемы размещения амортизаторов.

В настоящей работе предлагается другой метод поиска оптимальных параметров подвески СУ с учетом ограничений по расположению и жесткости амортизаторов.

Критерием оптимизации параметров подвески служит вибрационная мощность $P_{и}$, излучаемая ДВС в раму автомобиля [2]:

$$P_{и} = \sum_{k=1}^6 \sum_{j=1}^n \sum_{i=\omega_1}^{\omega_a} (v^2 R), \quad (1)$$

где v — эффективная скорость колебаний, измеренная на j -й опоре в частотном диапазоне $\omega_1 - \omega_a$; R — активная составляющая полного входного сопротивления j -го амортизатора (импеданс): $R = \eta_{kj} c_{kj} / \omega_i$; c_{kj} , η_{kj} — соответственно динамическая жесткость и коэффициент потерь j -го амортизатора по k -й составляющей вибрации.

Методика экспериментальной оценки $P_{и}$ изложена в работе [2].

Аналитическое выражение, позволяющее определять ожидаемое виброизлучение в раму автомобиля при проектировании системы амортизации СУ, может быть получено из формулы (1).

Силовая установка (рис. 1) закреплена на раме автомобиля с помощью четырех амортизаторов таким образом, что центр жесткости системы амортизации расположен на одной вертикальной оси с центром инерции СУ. Силовая установка совершает при этом двухсвязные колебания вдоль оси X и вокруг оси Y ; вдоль оси Y и вокруг оси X , а также отдельные колебания вдоль и вокруг оси Z . На любой частоте ω_i система сил $F_{X,Y,Z}$ и моментов $M_{X,Y,Z}$, возбуждающих вибрацию СУ, приводится к центру инерции известными методами. При этом эффективные линейные скорости вынужденных колебаний СУ вдоль соответствующих осей:

$$v_X = A_X \omega_i = \frac{[M_Y a_{15} - F_X (a_{55} - I_Y \omega_i^2)] \omega_i}{\sqrt{2} [a_{15}^2 - (a_{55} - I_Y \omega_i^2) (a_{11} - m \omega_i^2)]} ;$$

$$\left. \begin{aligned} v_Y = A_Y \omega_i &= \frac{[M_X a_{24} - F_Y (a_{44} - I_X \omega_i^2)] \omega_i}{\sqrt{2} [a_{24}^2 - (a_{44} - I_X \omega_i^2)(a_{22} - m \omega_i^2)]}; \\ v_Z = A_Z \omega_i &= \frac{F_Z \omega_i}{\sqrt{2} \sqrt{(a_{33} - m \omega_i^2)^2 + (R_Z \omega_i)^2}}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где A_X, A_Y, A_Z — амплитуды вынужденных колебаний СУ; $a_{15}, a_{55}, a_{11}, a_{24}, a_{44}, a_{22}, a_{33}$ — коэффициенты жесткости подвески СУ (определяются по формуле (1)); m — масса силовой установки; I_X, I_Y, I_Z — моменты инерции СУ.

Для данного случая

$$\left. \begin{aligned} a_{15} &= -nc_X Z; \quad a_{55} = nc_Z X^2 + nc_X Z^2; \quad a_{11} = nc_X; \\ a_{24} &= -nc_Y Z; \quad a_{44} = nc_Z Y^2 + nc_Y Z^2; \quad a_{22} = nc_Y; \quad a_{33} = nc_Z, \end{aligned} \right\} (3)$$

где c_X, c_Y, c_Z — жесткость резинового амортизатора на j -й опоре; X, Y, Z — координаты точки крепления j -го амортизатора; n — количество опор.

Поворотные скорости при вынужденных колебаниях СУ в точке ее крепления к j -му амортизатору:

$$\left. \begin{aligned} v_{XY} = v_\chi &= \frac{M_Z \omega_i \sqrt{X^2 + Y^2}}{\sqrt{2} (a_{66} - I_Z \omega_i^2)}; \\ v_{XZ} = v_\psi &= \frac{[F_X a_{15} - (a_{11} - m \omega_i^2) M_Y] \omega_i^2 \sqrt{X^2 + Z^2}}{\sqrt{2} [a_{15}^2 - (a_{55} - I_Y \omega_i^2)(a_{11} - m \omega_i^2)]}; \\ v_{YZ} = v_\phi &= \frac{[F_Y a_{24} - M_X (a_{22} - m \omega_i^2)] \omega_i^2 \sqrt{Y^2 + Z^2}}{\sqrt{2} [a_{24}^2 - (a_{44} - I_X \omega_i^2)(a_{22} - m \omega_i^2)]}, \end{aligned} \right\} (4)$$

где $a_{66} = nc_X Y^2 + nc_Y X^2$.

Активные сопротивления амортизаторов относительно соответствующих осей:

$$\left. \begin{aligned} R_X &= \eta_X c_X / \omega_i; \quad R_Y = \eta_Y c_Y / \omega_i; \quad R_Z = \eta_Z c_Z / \omega_i; \\ R_{XY} &= \eta_{XY} c_X / \omega_i; \quad R_{XZ} = \eta_{XZ} c_\psi / \omega_i; \quad R_{YZ} = \eta_{YZ} c_\phi / \omega_i, \end{aligned} \right\} (5)$$

где c_X, c_ψ, c_ϕ — жесткость системы амортизации при повороте СУ вокруг соответствующих осей.

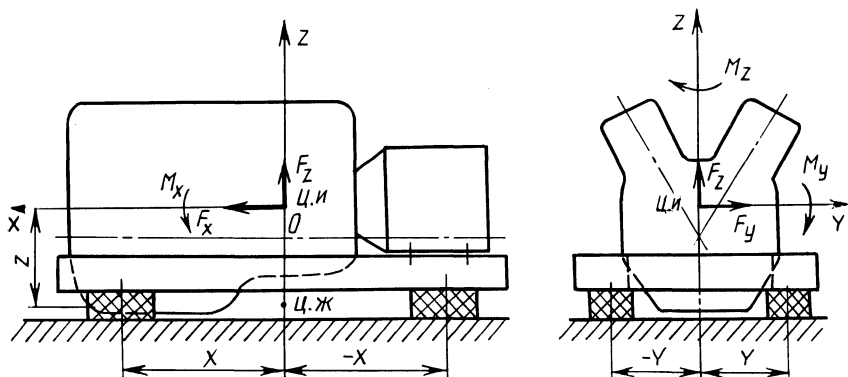


Рис. 1. Схема амортизации СУ автомобиля большой грузоподъемности и возмущающих сил и моментов:

Ц.и – центр инерции СУ; Ц.ж – центр жесткости системы амортизации

Используя уравнения (2)–(5), преобразуем уравнение (1):

$$P_{и} = \sum_{j=1}^n \sum_{i=\omega_1}^{\omega_a} (v_X^2 R_X + v_Y^2 R_Y + v_Z^2 R_Z + v_{XY}^2 R_{XY} + v_{XZ}^2 R_{XZ} + v_{YZ}^2 R_{YZ}). \quad (6)$$

Это уравнение может применяться для расчета $P_{и}$ при низкочастотном диапазоне колебаний СУ (до 200 Гц). При этом СУ рассматривается как твердое тело, установленное на абсолютно жесткое основание с помощью произвольного числа упругих опор.

Спектр вибрации СУ с дизелем в диапазоне частот до 150 Гц носит дискретный характер и имеет три–шесть ярко выраженных частотных составляющих [3]. Поэтому расчет виброизлучения СУ по формуле (6) следует производить для этих составляющих.

Таким образом, выбор вибрационной мощности в качестве критерия оптимизации и решение задачи его минимизации в функции основных параметров подвески определяют их оптимальные значения. В данном случае основными параметрами подвески служат координаты расположения амортизаторов и их жесткость по трем направлениям – X , Y , Z . Демпфирование в амортизаторе принято на данном этапе постоянным. При этом необходимо ограничивать диапазон параметров подвески с учетом силового возбуждения двигателя и кинематического – со стороны дороги, а также неустановившихся режимов движения автомобиля.

При выборе ограничений на расположение амортизаторов и их жесткости следует в первую очередь исходить из тех предельных значений частот собственных колебаний, которые необходимо получить для данной СУ, т. е. чтобы эти частоты были по возможности далеки от частот возмущающих воздействий. При этом предельные значения жесткостных параметров подвески определяются без учета связности колебаний. Нижнее значение диапазона частот собственных колебаний СУ выбирается таким.

при котором исключается возможность резонанса при колебаниях рамы во время движения автомобиля. Для СУ автомобилей большой грузоподъемности ниже значение частоты собственных колебаний принято 5 Гц [4].

Частота собственных вертикальных колебаний СУ не должна совпадать с частотой собственных колебаний неподдресоренных масс автомобиля и должна составлять не менее 10 Гц [4]. При выборе нижнего значения диапазона частот собственных колебаний СУ вдоль осей X и Y необходимо учесть зависимость связанных частот колебаний СУ между собой и с другими параметрами системы [3]. Эта зависимость показывает, что частота собственных вертикальных колебаний СУ для рассматриваемой подвески определяет верхнее значение диапазона частот ее собственных колебаний.

Задача оптимизации параметров подвески СУ может быть сформулирована следующим образом: требуется найти такое значение $x^* \in X \subset R^n$, при котором

$$f(x^*) = \min_{x^* \in X} f(X),$$

где X — допустимая область вектора параметров X .

Оптимальные параметры математической модели находились с помощью адаптивного алгоритма покоординатного спуска. Рекуррентная формула для определения на k -й итерации очередного приближения к экстремуму целевой функции $f(X)$ [5]:

$$X^{k+1} = X^k + \lambda^k e_i, \quad k=0, 1, 2, \dots, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где e_i — единичный орт векторного пространства R^n .

Отличие данного алгоритма от других алгоритмов покоординатного спуска состоит в определении λ^k решением задачи однопараметрической оптимизации:

$$\lambda^k = \arg_{\lambda} \min f(X^k + \lambda e_i) = \arg_{\lambda} \min g(\lambda),$$

где $g(\lambda) = f(X^k + \lambda e_i)$.

Авторами разработана программа поиска оптимальных параметров подвески из условия обеспечения необходимого спектра частот собственных колебаний СУ, которая включает подпрограммы оптимизации и расчета частот собственных колебаний СУ.

Выходными данными анализа являются: координаты расположения и жесткость амортизаторов, частоты собственных колебаний СУ, а также значение вибрационной мощности $P_{ви}$. Расчет продолжается до тех пор, пока не будут выполнены заданные ограничения. В противном случае возникает необходимость изменения их диапазона.

По разработанной программе произведен расчет оптимальных параметров подвески СУ с 12-цилиндровым дизелем многоприводного автомобиля большой грузоподъемности. Основными возбудителями вибрации СУ в частотном диапазоне до 150 Гц являются: остаточная неуравновешенность вращающихся масс дизеля, гармоники опрокидывающего момента, неуравновешенная сила инерции шестого порядка и внутренний неуравновешенный момент от боковых сил инерции третьего порядка [3].

В диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля частоты возмущаю-

Табл. 1. Параметры подвески СУ автомобиля

Вариант	$c_{X'}$ кН/м	$c_{Y'}$ кН/м	$c_{Z'}$ кН/м	Опоры 1, 2			Опоры 3, 4			f_{\min} Гц	f_{\max} Гц	$P_{и}$ Вт
				$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм	$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм			
Базовый	1950	1950	11140	726	+265	-213	-29	+265	-213	4,6	22,5	0,501
Предлагаемый	2470	1080	2760	725	+265	-210	-725	+265	-210	6,25	10,0	0,334

щих сил первого порядка (от дисбаланса вращающихся масс дизеля) лежат в пределах 13,3...26,6 Гц, а от дисбаланса карданных валов, передающих крутящий момент от согласующего редуктора к ГМП, — 20,5...41 Гц. В табл. 1 приведены оптимальные параметры подвески СУ многоприводного автомобиля (см. рис. 1), полученные расчетом, и параметры существующего варианта подвески [2].

Использование схемы подвески с оптимальными параметрами дает возможность сместить резонанс СУ в зону нерабочих частот вращения двигателя и этим снизить уровень вибрации автомобиля на частотах первого порядка.

Предложенная методика поиска оптимальных параметров подвески позволяет сократить трудоемкость расчета, рассмотреть на стадии проектирования несколько вариантов подвески и реализовать наиболее удобную компоновочную схему, обеспечивающую получение необходимого спектра собственных частот колебаний СУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. — М., 1976. — 264 с. 2. Железко Б.Е., Суконкин В.Н. Определение вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в раму автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1986. — Вып. 1. — С. 78–82. 3. Железко Б.Е., Суконкин В.Н., Рейзин Е.М. Проектирование виброизолирующей подвески силовой установки автомобиля большой грузоподъемности с заданным спектром частот ее собственных колебаний // Тез. докл. научно-техн. конф. БелАвтоМАЗ. — Минск, 1987. — С. 92–93. 4. Оптимизация спектра собственных частот колебаний силовых установок автомобилей БелАЗ с двигателями У-6-90° / Е.И. Слоущер, В.Е. Тольский, З.В. Босякова, Т.А. Вайтеховская // Двигателестроение. — 1986. — № 1. — С. 44–46. 5. Карманов В.Г. Математическое программирование. — М., 1975. — 285 с.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Зависимые гидропневматические подвески находят широкое применение в системах подрессоривания современных карьерных автомобилей-самосвалов большой и особо большой грузоподъемности. Практически на всех карьер-