

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

Силовая установка является основным источником вибраций и шума автомобиля. Один из наиболее эффективных методов снижения колебаний силовой установки – ее виброизоляция с помощью упругой подвески (амортизаторов). Правильно выбранная подвеска позволяет, кроме уменьшения вибрации силовой установки и всего автомобиля, снизить шум и динамические нагрузки, передаваемые на раму. Все это способствует повышению надежности и комфортабельности транспортного средства.

Для расчета оптимальных параметров подвески и оценки эффективности амортизации силовой установки по энергетическим характеристикам необходимо иметь следующие исходные данные: действительную (динамическую) жесткость C_d , коэффициент потерь η , активную составляющую полного входного механического сопротивления R_a и частоту f свободных колебаний амортизатора при номинальной нагрузке [1].

В настоящее время еще не разработаны достаточно точные аналитические методы определения таких характеристик амортизаторов. Поэтому предпочтение отдают экспериментальным методам.

В основном определение жесткости амортизаторов производится по экспериментальным зависимостям статической деформации опоры Δx от приложенной к ней силы F [2]. Согласно полученным упругим характеристикам определяют статическую жесткость, а динамическая жесткость принимается пропорционально статической. Точность определения действительной жесткости амортизаторов методом, описанным в [2], невысока. Это объясняется не только погрешностями измерений зависимости $F(\Delta x)$, но в большей степени – недостаточной стабильностью упругих и диссипативных свойств материала амортизаторов (резины) и отсутствием конкретных сведений о коэффициенте пропорциональности. В работе [3] для наиболее употребительных марок резин, применяемых в амортизаторах силовых установок, коэффициент пропорциональности ориентировочно принимают равным 1,3–1,5.

Цель настоящего исследования – непосредственное определение динамических характеристик амортизаторов. На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" БПИ создан стенд и разработана методика определения значений C_d , η , R_a и f . Испытательный стенд состоит из: электродинамического вибратора СТ-1000 1, на который устанавливается исследуемый амортизатор 2; измерительной системы, содержащей два вибродатчика 4 и 5 и приборы для замера уровня вибрации 6 (виброизмеритель 11003 и узкополосный анализатор 01002 фирмы *RFT*), а также комплекта съемных грузов 3 (рис. 1). Амортизатор жестко крепится к столу вибратора, сверху на амортизатор устанавливается груз, составляющий 2–6 % номинальной нагрузки, вибродатчик 5 размещен на столе вибратора, вибродатчик 4 – сверху на амортизаторе. В процессе измерений уровень возбуждения стола вибратора поддерживается постоян-

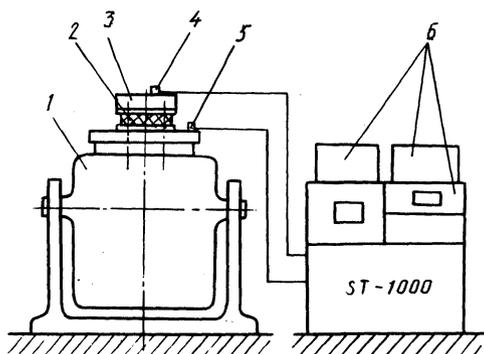


Рис. 1. Стенд для определения динамической жесткости, коэффициента потерь, частоты свободных колебаний и активной части механического сопротивления амортизаторов подвески силовой установки.

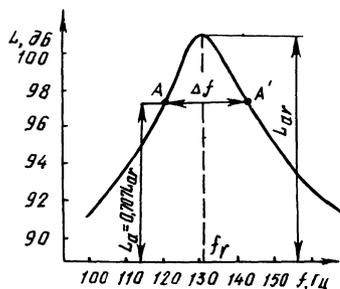


Рис. 2. Резонансная кривая заднего амортизатора подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310 при вертикальных колебаниях по ускорению и постоянному возбуждении стола вибратора 84,4 дБ с грузом 10,8 кг (сборочная затяжка резиновых элементов 8,9 мм (13,7 %)): $f_r = 131$ Гц; $\Delta f = 22,5$ Гц; $L_{ar} = 100,6$ дБ ($32,0$ м/с²).

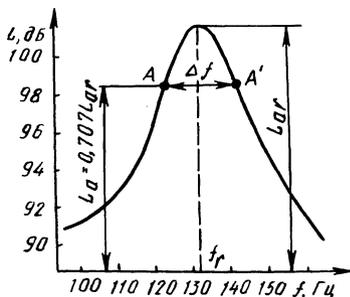


Рис. 3. Резонансная кривая заднего амортизатора подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310 при вертикальных колебаниях по ускорению и постоянному возбуждении стола вибратора 84,4 дБ с грузом 12,05 кг (сборочная затяжка резиновых элементов по ТУ завода 11,9 мм (18,3 %)): $f_r = 132$ Гц; $\Delta f = 18,5$ Гц; $L_{ar} = 101,6$ дБ ($36,0$ м/с²).

Таблица 1

Характеристики амортизаторов подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310

Сборочная затяжка, %*	$C_d, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$	$C_{ст}, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$	η	$R_a, \text{Н} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}$	$f, \text{Гц}$
13,7	$7,3 \cdot 10^6$	—	0,172	$1,53 \cdot 10^3$	20,3
18,3	$8,2 \cdot 10^6$	$4,41 \cdot 10^6$	0,140	$1,39 \cdot 10^3$	21,6
Заводская					

* Отношение деформации резиновых элементов при затяжке к их высоте в свободном состоянии (рекомендуется 10–15 % [2]).

ным и контролируется датчиком 5. Согласно показаниям датчика 4 при плавном изменении частоты колебаний стола вибратора записывается вибрация амортизатора. По экспериментальным точкам строится резонансная кривая амортизатора, с помощью которой вычисляются искомые характеристики:

$$C_d = (2\pi fr)^2 m; \quad \eta = \frac{\Delta f}{f} \frac{L_a}{\sqrt{L_{ar}^2 - L_a^2}}; \quad R_a = \frac{\eta C_d}{2\pi f_r};$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_d}{P}},$$

где m — масса груза, установленного на амортизаторе; L_{ar} , L_a — уровни вибрационных ускорений при резонансе на частоте f_r и в точках А и А' (выбор этих точек описан в работе [4]); Δf , f_r — характеристики резонансной кривой; P — действительное значение нагрузки на амортизатор.

По изложенной методике исследованы характеристики задних амортизаторов подвески силовой установки автомобиля МАЗ-7310. На рис. 2 и 3 приведены экспериментальные резонансные кривые этих амортизаторов при вертикальных колебаниях по ускорению с различной сборочной затяжкой резиновых элементов.

Выявлено, что изменение возбуждения стола вибратора не сказывается на значении резонансной частоты, а влияет только на уровень вибрационного ускорения при резонансе. По резонансным кривым из приведенных выше формул определяются характеристики амортизаторов. Эти характеристики сведены в табл. 1.

Кроме этого, по методике [2] определялась статическая жесткость амортизаторов в соответствии с их упругими характеристиками, которые сняты на гидравлической разрывной машине (см. табл. 1). Установлено, что коэффициент пропорциональности между статической и динамической жесткостями исследуемых амортизаторов равен 1,86. (Резиновые элементы амортизаторов выполнены из резины 7-НО-68-1). Следовательно, значение коэффициента пропорциональности не совпадает с рекомендуемым в работах [2, 3].

Выбор упругих материалов амортизаторов вновь проектируемых подвесок и определение их характеристик нельзя ограничивать статической жесткостью, так как коэффициент пропорциональности не может быть принят заранее. Предложенная методика может использоваться для определения характеристик амортизаторов, соответствия их требованиям по вибрационной жесткости и частоте свободных колебаний, а также для оценки качества изготовления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Янчеленко В. А. Оценка качества систем амортизации дизелей по энергетическим характеристикам. — Двигателестроение, 1980, № 5, с. 26–29.
2. Колебания силового агрегата автомобиля/В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. — М., 1976. — 264 с.
3. Корчемный Л.В., Минкин Л.М. Расчет колебаний силового агрегата автомобиля: РТМ 37.001.051-78. — М., 1979. — 80 с.
4. Никифоров А.С., Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. — Л., 1968. — 216 с.