

Табл. 1. Изменение эксплуатационного расхода топлива мотоцикла ММВЗ-3.115 в зависимости от пробега

Параметр	Значения измеряемых параметров при пробеге мотоцикла до замены фильтрующего элемента воздухоочистителя, км				
	0	1540	4100	8200	10000
Средняя скорость движения при эксперименте, км/ч	61,79*	60,02	59,06	60,67	60,62
	60,45	59,84	58,91	59,67	60,62
Эксплуатационный расход топлива на 100 км пробега, л	4,589	4,736	4,712	4,982	4,990
	4,700	4,765	4,663	4,601	4,458
Изменение эксплуатационного расхода топлива на 100 км пробега, л	0	+0,15	+0,12	+0,39	+0,40
	0	+0,07	-0,04	-0,10	-0,25

* В числителе – показатели стандартной системы питания, в знаменателе – модернизированной.

номичность двигателя. Применение карбюраторов мотоциклетного типа с вентилируемой поплавковой камерой научно не обосновано и технически не представляется целесообразным.

2. Осуществление балансировки поплавковой камеры мотоциклетного карбюратора по предложенной схеме обеспечивает стабилизацию не только эксплуатационных показателей топливозоизирующих систем, но и оценочных показателей двигателя независимо от степени засоренности воздухоочистителя.

3. Применение модернизированной системы питания на мотоцикле ММВЗ-3.115 позволяет экономить в среднем 150...200 г топлива на 100 км пробега.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волчок Л.Я. Питание автотракторных двигателей. – Минск, 1962, ч. I. – 160 с.
2. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / И.М. Ленин, О.М. Малашкин, Г.И. Самоль, А.В. Костров. – М., 1976. – 287 с.
3. Горбачев И.С., Соيفер И.И. Карбюраторы мотоциклетного типа. – Л., 1972. – 176 с.

УДК 621.436-752

Б.Е. ЖЕЛЕЗКО, канд. техн. наук,
В.Н. СУКОНКИН (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ, ИЗЛУЧАЕМОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ В РАМУ АВТОМОБИЛЯ

Силовая установка является основным источником вибраций в автомобиле и шума. Для уменьшения воздействия этих колебаний на шасси силовая установка устанавливается на упругих опорах. Обычно виброактивность силовой установки автомобиля оценивают по уровню вибраций ее опор, определяя

средние квадратические значения виброскорости в вертикальном, поперечном и продольном направлениях.

В судостроительной промышленности в качестве обобщенного критерия виброактивности двигателей предлагается принимать колебательную мощность [1]. Действительно, генерируемая дизелем на опорах колебательная мощность является функцией всех параметров, определяющих вибрацию двигателя: возбуждающих сил, жесткостных, инерционных и демпфирующих характеристик силовой установки.

Генерируемая на опорах вибрационная мощность отражается от опорных кронштейнов обратно в силовую установку и рассеивается в ее конструкции, а частично излучается в раму автомобиля. При этом излучаемая в раму вибрационная мощность в значительной мере зависит от характеристик амортизаторов подвески силовой установки и может быть существенно снижена на 85...98 % путем их правильного расчета [2].

При рассмотрении силовой установки как твердого тела на упругих опорах излучаемая в раму автомобиля вибрационная мощность $P_{из}$ может быть определена по колебательным скоростям в точках крепления установки к амортизаторам и по значениям действительной части полных входных сопротивлений R амортизаторов [3].

Установление взаимосвязи в широком диапазоне частот между всеми факторами, влияющими на вибрацию, пока не представляется возможным. Аналитическое описание двигателя как генератора вибрационной мощности на его опорных связях может быть в настоящее время выполнено только для диапазона частот до 200–250 Гц, в котором амортизированная силовая установка может рассматриваться как твердое тело, установленное на упругих опорах. При частотах выше 200–250 Гц силовая установка с дизелем колеблется как многомассовая система.

У силовых установок автомобилей вибрация в вертикальном направлении наибольшая. Поэтому в данной работе оценка виброизлучения силовой установкой осуществлялась по его вертикальной составляющей

$$P_{из} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n v^2 R_{ij}, \quad (1)$$

где v_{ij} — среднее квадратическое значение виброскорости j -й опоры силовой установки в вертикальном направлении, измеренное в i -й третьоктавной полосе частот; R_{ij} — активная составляющая полного входного сопротивления (механического импеданса) в вертикальном направлении j -го амортизатора:

$$R_{ij} = \eta_{zj} c_{zj} / (2\pi f_i), \quad (2)$$

где η_{zj} — коэффициент потерь; c_{zj} — динамическая жесткость j -го амортизатора подвески силовой установки в вертикальном направлении; f_i — среднегеометрическая частота для i -й полосы частот.

Суммирование по частотному диапазону удобно осуществлять в третьоктавных полосах частот, приведенных в табл. 1.

Входящие в формулу (2) характеристики амортизаторов η_{zj} и c_{zj} наиболее точно определяются экспериментально путем снятия резонансной кривой

Табл. 1. Расчет вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой с 12-цилиндровым двигателем в раму автомобиля при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$

Определяемый параметр	Значения параметра в третьоктавных полосах со среднегеометрической частотой, Гц													
	12	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
Среднее квадратическое значение виброскорости $v_{ij} \cdot 10^2, \text{ м/с}$	0,038	0,173	0,288	0,192	0,416	0,026	0,083	0,138	0,096	0,102	0,122	0,021	0,090	0,109
Активная составляющая полного входного сопротивления амортизатора $R_{ij}, \text{ Н·с/м}$	7535	5651	4521	3617	2870	2260	1808	1435	1130	904	723	565	452	362
Вибрационная мощность, излучаемая в раму автомобиля, $P_{из} \cdot 10^4, \text{ Вт}$	44,4	676,4	1499	533	1984	5,9	50	109,2	41,6	37,6	43,1	0,98	14,5	17,2
	Всего:				5013,3	(0,501 Вт)								
	$W = 0,68 \cdot 10^{-6}$													

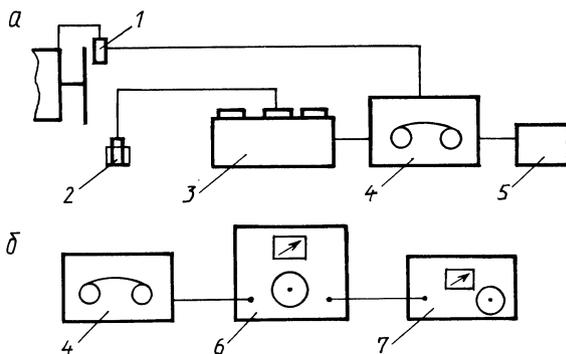


Рис. 1. Общая схема комплекта приборов для исследования колебаний силовой установки автомобиля:

a – измерение колебаний опор силовой установки; *б* – анализ колебаний; 1 – датчик частоты вращения; 2 – вибродатчик КД-35; 3 – усилитель с интегратором 01022 (“РФТ”, ГДР); 4 – магнитограф ТЕАГ Р-61 (Япония); 5 – контроль частоты вращения коленчатого вала; *б* – терцоктавный анализатор ТОА-111 (“РФТ”, ГДР); 7 – узкополосный анализатор 2010 (“Брюль и Кьер”, Дания)

амортизатора [4] (для резинометаллических амортизаторов подвески силовой установки с 12-цилиндровым двигателем $\eta_{zj} = 0,051$, $c_{zj} = 11,14 \cdot 10^6$ Н/м).

Измерение параметров вибрации опор силовой установки на автомобиле производилось комплектом приборов, включающим виброакселерометр, усилитель с интегрирующим устройством и магнитограф (рис. 1, *a*). Колебания силовой установки анализировались с помощью комплекта стационарной анализирующей аппаратуры (рис. 1, *б*).

Наибольший уровень колебательной скорости (зона резонанса) был зарегистрирован на опорах силовой установки при частоте вращения коленчатого вала в диапазоне $1100 \dots 1200 \text{ мин}^{-1}$. Поэтому расчет вибрационной мощности, излучаемой в вертикальном направлении в левую заднюю опору силовой установкой с 12-цилиндровым двигателем, был произведен для режима холостого хода двигателя при частоте вращения 1200 мин^{-1} . Резиновые элементы четырех опор подвески силовой установки имеют одинаковую жесткость. Принимаемая колебательную скорость на опорах одинаковой, считаем, что виброизлучение через все амортизаторы равномерное. Результаты расчета представлены в табл. 1.

Наиболее обобщенным критерием виброактивности амортизированной силовой установки следует считать отношение вибрационной мощности, излучаемой автомобильным двигателем в его опорные связи (т.е. в точки крепления его к раме автомобиля), к мощности двигателя *N*:

$$W = \frac{P_{из}}{N} = \frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^k v_{ij}^2 R_{ij}}{N}$$

Вибрационная мощность наибольшая в третьоктавных полосах частот 20 Гц и 31,5 Гц. Для режима 1200 мин^{-1} это соответствует $n/60$ и $1,5n/60$.

Поскольку исследуемый 12-цилиндровый дизель теоретически уравновешен от сил инерции первого и второго порядков, от центробежных сил инерции и моментов от этих сил, основное влияние на вибрацию силовой установки на резинometаллических амортизаторах оказывает дисбаланс масс, вращающихся со скоростью коленчатого вала, и дисбаланс карданных валов, вращающихся со скоростью 1,5 п.

Таким образом, некачественный подбор амортизаторов подвески с частотой собственных колебаний силовой установки в вертикальном направлении 21 Гц приводит к резонансным явлениям в указанном скоростном режиме. Из таблицы видно, что значительная доля вибрационной мощности излучается силовой установкой в раму автомобиля на низких частотах.

Поскольку при расчете излучаемой вибрационной мощности учитываются жесткостные и демпфирующие характеристики амортизаторов, следовательно, ее можно использовать и для оценки эффективности различных вариантов подвески силовой установки.

Для дальнейшего снижения вибрации в области низких и средних частот необходима балансировка всей силовой установки в сборе, ужесточение допусков на отклонение массы деталей шатунно-поршневой группы от номинальной, дисбалансы вращающихся деталей двигателя и карданных валов. Кроме того, необходимо совершенствовать подвеску силовой установки путем снижения частоты свободных колебаний ее до допустимой по условиям эксплуатации данного автомобиля, т.е. уменьшать активную составляющую полного входного сопротивления амортизаторов.

Изложенное выше позволяет сделать следующие выводы.

1. Вибрационная мощность, излучаемая силовой установкой в раму автомобиля, может быть использована в качестве критерия для оценки ее виброактивности.

2. Анализ значений вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в опорные связи в третьоктавных полосах частот, позволяет выявить основные источники вибрации автомобильных двигателей.

3. Вибрационная мощность, излучаемая через опоры, — функция жесткостных и демпфирующих параметров амортизаторов подвески силовой установки — может быть использована и для оценки эффективности подвески силовой установки и для анализа влияния ее отдельных опор на распространение вибрационной энергии в шасси автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миселев М.А., Егоров Л.Г., Тузов Л.В. Колебательная мощность как критерий виброактивности двигателей. — В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. М., 1969, № 4-69-8, с. 22–25. 2. Янчеленко В.А., Головин М.Ф. Оценка виброактивности дизелей по излучаемой колебательной мощности. — Тр. ЦНИДИ, 1978, вып. 74, с. 102–113. 3. Попков В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. — Л., 1974. — 216 с. 4. Суколкин В.Н. Экспериментальное определение характеристик резинометаллических амортизаторов. — В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1985, вып. 20, с. 105–107.