

## 由路面引起的汽车振动能量耗散特性频域分析

李杰<sup>1,2</sup>, 窦磊<sup>1,2</sup>, 赵旗<sup>1,2</sup>, 乔斌<sup>3</sup>, 黄河<sup>3</sup>

(1. 吉林大学 长沙汽车创新研究院, 长沙 410036;  
2. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025;  
3. 重庆长安汽车股份有限公司, 重庆 400023)

**摘要:** 针对行驶过程中由路面引起的汽车振动能量耗散问题, 提出了基于汽车振动二自由度单轮模型的能量耗散特性频域分析方法。采用汽车振动二自由度单轮模型推导了模型的频率响应, 确定了能量耗散振动响应量及其频率响应。将路面激励功率谱密度与振动响应量的功率谱密度和均方根值相结合, 建立了能量耗散振动响应量统计特性和振动能量耗散平均功率的表示。采用Matlab开发了汽车振动二自由度单轮模型的能量耗散特性频域分析仿真程序, 通过3种分析方案研究了由路面引起的汽车振动能量耗散特性。结果表明, 汽车振动能量耗散平均功率与速度和路面等级相关, 受到路面等级的影响较大; 在以B级路面为主的国内城市行驶工况下, 由路面引起的汽车振动能量耗散平均功率比较低。

**关键词:** 汽车振动; 能量耗散; 悬架系统; 路面; 频域分析

中图分类号: U461.4 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2023.01.14

## Frequency Domain Analysis of Automotive Vibration Energy Dissipation Characteristics Caused by Road Surface

LI Jie<sup>1, 2</sup>, DOU Lei<sup>1, 2</sup>, ZHAO Qi<sup>1, 2</sup>, QIAO Bin<sup>3</sup>, HUANG He<sup>3</sup>

(1. Changsha Automobile Innovation Research Institute, Jilin University, Changsha 410036, China;  
2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China;  
3. Chongqing Chang'an Automobile Co., Ltd., Chongqing 400023, China)

**Abstract:** Aiming at studying vehicle energy dissipation during vibrations caused by road surface, a frequency domain analysis method of energy dissipation characteristics is proposed based on a two degree-of-freedom single-wheel vibration model. The frequency response of the model is deduced, and the vibration response variables and their frequency responses are determined. Combining the power spectral density of road excitation with both the power spectral density and the root mean square of vibrational response variables, the statistical characteristics of vibrational response variables and the average power of vibration energy dissipation are obtained. Then the model is simulated using Matlab for the frequency domain analysis of energy dissipation characteristics. The results show that the average power of vibrational energy dissipation is related to speed and greatly affected by road grade. The domestic urban driving conditions dominated by B-

收稿日期: 2022-04-12 改稿日期: 2022-05-16

基金项目: 国家自然科学基金国际(地区)合作与交流重点项目(61520106008); 汽车仿真与控制国家重点实验室自由探索项目(ASCL-Zytsxm-202001); 长沙汽车创新研究院自由探索项目(JCZT20220204)

参考文献引用格式:

李杰, 窦磊, 赵旗, 等. 由路面引起的汽车振动能量耗散特性频域分析[J]. 汽车工程学报, 2023, 13(1): 118-125.

LI Jie, DOU Lei, ZHAO Qi, et al. Frequency Domain Analysis of Automotive Vibration Energy Dissipation Characteristics Caused by Road Surface[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(1): 118-125. (in Chinese)



level road result in relatively low energy dissipation.

**Keywords:** automotive vibration; energy dissipation; suspension system; road profile; frequency domain analysis

在能源紧缺及其消耗日益增长的情况下，对于能量耗散及回收的研究正在不断加强。随着汽车向电动化和智能化方向发展，汽车需要的能量也越来越多，如何充分减少和利用汽车消耗的能量越来越受到关注。美国环境保护协会（U.S. Environmental Protection Association）、麻省理工学院（MIT）、福特公司（Ford）等联合发布的成果显示<sup>[1]</sup>，传统乘用车只有约1/5的发动机输出能量转换成机械能，其中只有不到1/2的机械能转移到驱动车轮上用于驱动汽车前进。当汽车在道路上行驶时，一方面路面引起汽车及其部件的振动，影响乘坐舒适性和货物可靠性；另一方面，汽车振动能量通过悬架减振器以热量形式耗散，起到衰减振动的作用。路面引起的汽车振动能量属于机械能的一部分，汽车振动会不断消耗发动机输出的能量，造成一定的能量损失。如何更好地利用由路面引起的汽车振动能量成为一些学者关注和研究的重点<sup>[2-7]</sup>。一种思路是研究参数对汽车振动能量的影响；另一种思路是设计馈能悬架，以便回收、储存和利用汽车振动能量。

针对参数影响汽车振动能量的问题，MALCPLM等<sup>[8]</sup>结合汽车振动二自由度单轮模型和控制稳定性方法，分析了汽车振动能量耗散对汽车参数的敏感性，得出汽车振动能量耗散对质量和悬架参数相对不敏感、对轮胎参数依赖性较大的结论。LOUHGHALAM等<sup>[9]</sup>针对汽车振动二自由度单轮模型，采用量纲和渐近分析的方法确定了影响由路面引起的汽车振动能量耗散的参数。

针对馈能悬架设计问题，刘小亭等<sup>[10]</sup>建立了汽车振动二自由度单轮模型悬架最佳阻尼比的数学模型，确定了悬架最大耗散功率和额定功率，用于解决电磁馈能悬架设计的阻尼匹配问题。陈龙等<sup>[11]</sup>基于汽车振动二自由度单轮模型建立了一种混合电磁馈能悬架系统模型，采用馈能电路回收能

量与被动悬架瞬时功率相比的方法分析了悬架阻尼对馈能和隔振的影响。许广灿等<sup>[12]</sup>采用汽车振动二自由度单轮模型建立了被动悬架平均耗散功率和馈能悬架平均馈能功率的时域表示，并对馈能悬架性能进行了局部优化。周创辉<sup>[13]</sup>基于汽车振动二自由度单轮模型建立了一种新型电液馈能悬架系统模型，分析了不同车速和不同等级路面对被动悬架消耗平均功率的影响。张明杰<sup>[14]</sup>采用汽车振动二自由度单轮模型建立了被动悬架平均耗散功率和馈能悬架瞬时功率的一种时域和频域混合表示，以此说明一种电液馈能悬架的设计效果。

以往参数对汽车振动能量影响和馈能悬架设计的两种思路，均有利于推动路面引起的汽车振动能量利用。然而，两种思路都需要回答两个基础问题：对应能量耗散的汽车振动响应量和汽车振动能量耗散的评价指标是什么？它们如何确定？只有回答了这两个问题，才能更好地分析参数对汽车振动能量的影响和确定馈能悬架设计可以回收汽车振动能量的量级。

目前，国内外都在开展汽车能量耗散及回收的研究，最典型的是制动能量回收的研究。但是，针对能量耗散平均功率的高低并没有形成统一的标准，说明还需要继续并深入地开展汽车能量耗散的研究，通过不断地积累以形成有关标准。

针对上述问题，本文将结合汽车振动二自由度单轮模型，研究和建立汽车振动能量耗散特性的频域分析方法。

## 1 汽车振动模型及其频率响应

### 1.1 汽车振动模型

汽车振动二自由度单轮模型是经典的汽车振动模型，可以揭示汽车振动的基本规律，得到了广泛应用<sup>[15]</sup>，所以选择汽车振动二自由度单轮模型作为研究对象，如图1所示。

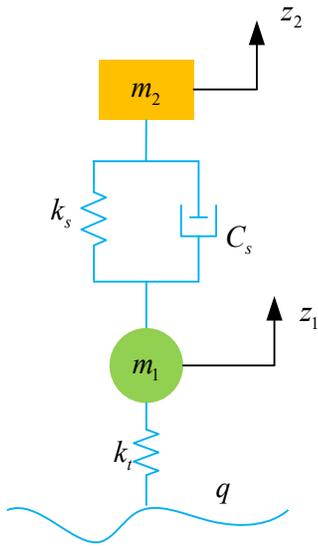


图1 汽车振动二自由度单轮模型

考虑垂向振动两个自由度, 建立的模型微分方程为:

$$m_1 \ddot{z}_1 - k(z_2 - z_1) + k_t(z_1 - q) - c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0. \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k(z_2 - z_1) + c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0. \quad (2)$$

式中:  $m_1$  为非簧载质量, kg;  $k$  为悬架垂向刚度, N/m;  $k_t$  为轮胎垂向刚度, N/m;  $c$  为悬架垂向阻尼系数, Ns/m;  $m_2$  为簧载质量, kg;  $z_1$  为非簧载质量垂向位移, m;  $z_2$  为簧载质量垂向位移, m;  $q$  为路面激励, m。

取状态变量  $\mathbf{z} = [z_1, z_2]^T$ , 将式 (1) ~ (2) 改写成矩阵形式为:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{k}\mathbf{z} = \mathbf{k}_q q. \quad (3)$$

$$\text{式中: } \mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{c} = \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix}; \quad \mathbf{k} = \begin{bmatrix} k + k_t & -k \\ -k & k \end{bmatrix}; \quad \mathbf{k}_q = \begin{bmatrix} k_t \\ 0 \end{bmatrix}.$$

## 1.2 模型频率响应

设  $\omega$  表示圆频率,  $\mathbf{z}(\omega)$  表示  $\mathbf{z}$  的傅里叶变换 (Fourier Transform),  $q(\omega)$  表示  $q$  的傅里叶变换。对式 (3) 进行傅里叶变换, 表示为:

$$(\mathbf{k} - \omega^2 \mathbf{m} + j\omega \mathbf{c}) \mathbf{z}(\omega) = \mathbf{k}_q q(\omega). \quad (4)$$

于是,  $\mathbf{z}$  对  $q$  的系统频率响应  $H(\omega)$  表示为:

$$\mathbf{H}(\omega) = \frac{\mathbf{z}(\omega)}{q(\omega)} = (\mathbf{k} - \omega^2 \mathbf{m} + j\omega \mathbf{c})^{-1} \mathbf{k}_q. \quad (5)$$

引入:

$$A_1 = k + j\omega c, \quad A_2 = k - m_2 \omega^2 + j\omega c. \quad (6)$$

$$A_3 = k + k_t - m_1 \omega^2 + j\omega c, \quad A_4 = k_t. \quad (7)$$

因为:

$$(\mathbf{k} - \omega^2 \mathbf{m} + j\omega \mathbf{c})^{-1} = \begin{bmatrix} A_3 & -A_1 \\ -A_1 & A_2 \end{bmatrix}^{-1} = \frac{1}{A_2 A_3 - A_1^2} \begin{bmatrix} A_2 & A_1 \\ A_1 & A_3 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

所以:

$$\mathbf{H}(\omega) = \frac{1}{A_2 A_3 - A_1^2} \begin{bmatrix} A_2 & A_1 \\ A_1 & A_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{A_4}{A_2 A_3 - A_1^2} \begin{bmatrix} A_2 \\ A_1 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

展开上式, 得:

$$H_1(\omega) = H(\omega)_{z_1-q} = \frac{z_1(\omega)}{q(\omega)} = \frac{A_2 A_4}{A_2 A_3 - A_1^2}. \quad (10)$$

$$H_2(\omega) = H(\omega)_{z_2-q} = \frac{z_2(\omega)}{q(\omega)} = \frac{A_1 A_4}{A_2 A_3 - A_1^2}. \quad (11)$$

## 2 能量耗散振动响应量的频率响应

### 2.1 悬架动挠度的频率响应

对于汽车振动二自由度单轮模型, 悬架动挠度  $f_d$  为:

$$f_d = z_2 - z_1. \quad (12)$$

由式 (10) ~ (12),  $f_d$  对  $q$  的频率响应  $H(\omega)_{f_d-q}$  为:

$$H(\omega)_{f_d-q} = \frac{f_d(\omega)}{q(\omega)} = \frac{z_2(\omega) - z_1(\omega)}{q(\omega)} = H_2(\omega) - H_1(\omega). \quad (13)$$

### 2.2 悬架相对速度和阻尼力的频率响应

在汽车振动二自由度单轮模型中, 悬架相对速度  $v$  和悬架阻尼力  $F$  分别为:

$$v = \dot{z}_2 - \dot{z}_1. \quad (14)$$

$$F = cv. \quad (15)$$

由式 (17),  $v$  对  $q$  的频率响应  $H(\omega)_{v-q}$  为:

$$H(\omega)_{v-q} = \frac{v(\omega)}{q(\omega)} = \frac{\dot{z}_2(\omega) - \dot{z}_1(\omega)}{q(\omega)} = j\omega \left[ \frac{z_2(\omega)}{q(\omega)} - \frac{z_1(\omega)}{q(\omega)} \right] = j\omega H(\omega)_{f_d-q}. \quad (16)$$

由式 (15) ~ (16),  $F$  对  $q$  的频率响应  $H(\omega)_{F-q}$  为:

$$H(\omega)_{F-q} = \frac{F(\omega)}{q(\omega)} = c \frac{v(\omega)}{q(\omega)} = c H(\omega)_{v-q}. \quad (17)$$

### 3 汽车振动能量耗散特性

#### 3.1 路面激励的功率谱密度

通常情况下路面激励是随机变化的, 采用功率谱密度描述其统计特性, 并且将路面激励统计特性视为均值为 0 和满足高斯分布 (Gaussian Distribution) 的平稳随机过程<sup>[15-16]</sup>。

国家标准 GB/T 7031—2015 规定采用幂函数表示路面激励功率谱密度  $G_q(f)$ , 即:

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n). \quad (18)$$

$$G_q(n) = G_q(n_0) \frac{n_0^W}{n^W}. \quad (19)$$

式中:  $f = un$  为时间频率, Hz;  $u$  为车速, m/s;  $n$  为空间频率,  $m^{-1}$ ;  $G_q(n)$  为路面不平度功率谱密度,  $m^3$ ;  $G_q(n_0)$  为路面不平度系数,  $m^3$ ;  $n_0 = 0.1$  为参考空间频率,  $m^{-1}$ ;  $W$  为频率指数。

国家标准 GB/T 7031—2015 通过规定  $G_q(n_0)$  的 8 个值和  $W = 2$ , 将路面分为 8 个等级<sup>[17-18]</sup>。

#### 3.2 振动响应量的功率谱密度

对于线性系统, 振动响应量功率谱密度与路面激励功率谱密度的关系为:

$$G_V(f) = |H(f)|_{V-q}^2 G_q(f). \quad (20)$$

式中:  $G_V(f)$  为振动响应量  $V$  的功率谱密度;  $|H(f)|_{V-q}$  为在  $|H(\omega)|_{V-q}$  中代入  $\omega = 2\pi f$  得到的振动响应量的幅频特性。

式 (20) 给出了振动响应量统计特性的一般表示, 适用于确定任何振动响应量的统计特性。

#### 3.3 振动响应量的均方根值

振动响应量的整体均方根值  $\sigma_V$  为:

$$\sigma_V = \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_V(f) df}. \quad (21)$$

式中:  $f_l$  为频率下限, Hz;  $f_u$  为频率上限, Hz。

为计算和分析方便, 可以将频率范围  $f_l \sim f_u$  分为  $m$  个频率子区间  $f_{li} \sim f_{ui}$ , 则每个频率子区间的振动响应量区间均方根值  $\sigma_{Vi}$  为:

$$\sigma_{Vi} = \sqrt{\int_{f_{li}}^{f_{ui}} G_V(f) df}. \quad (22)$$

#### 3.4 能量耗散振动响应量的统计特性

由式 (20),  $f_d$ 、 $v$  和  $F$  的功率谱密度分别为:

$$G_{fd}(f) = |H(f)|_{fd-q}^2 G_q(f). \quad (23)$$

$$G_v(f) = |H(f)|_{v-q}^2 G_q(f). \quad (24)$$

$$G_F(f) = |H(f)|_{F-q}^2 G_q(f). \quad (25)$$

由式 (21),  $f_d$ 、 $v$  和  $F$  的整体均方根值分别为:

$$\sigma_{fd} = \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_{fd}(f) df}. \quad (26)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_v(f) df}. \quad (27)$$

$$\sigma_F = \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_F(f) df}. \quad (28)$$

由式 (22),  $f_d$ 、 $v$  和  $F$  的区间均方根值分别为:

$$\sigma_{fdi} = \sqrt{\int_{f_{li}}^{f_{ui}} G_{fd}(f) df}. \quad (29)$$

$$\sigma_{vi} = \sqrt{\int_{f_{li}}^{f_{ui}} G_v(f) df}. \quad (30)$$

$$\sigma_{Fi} = \sqrt{\int_{f_{li}}^{f_{ui}} G_F(f) df}. \quad (31)$$

#### 3.5 能量耗散特性的表示

在汽车振动中, 产生能量耗散的部件是产生悬架阻尼的减振器。为了衡量汽车振动的能量耗散特性, 本文采用单位行驶时间的悬架阻尼消耗能量作为指标, 即悬架阻尼消耗的平均功率, 称为振动能量耗散平均功率。

在阻尼为线性的条件下, 悬架阻尼消耗的瞬时功率  $P$  为:

$$P = Fv. \quad (32)$$

悬架阻尼消耗的瞬时能量  $dE$  为:

$$dE = Pdt = Fvdt = cv^2 dt. \quad (33)$$

汽车振动二自由度单轮模型是线性时不变模型, 即它是在线性假设下建立的, 其参数是固定不

变的, 视为常数。当存在非线性时, 需要将非线性函数进行泰勒级数展开, 保留线性项, 实际上是取非线性参数的均值作为不变的参数。例如, 当悬架阻尼存在非线性时, 进行这样的处理, 使阻尼系数为常数。

设汽车行驶时间是  $T$ , 悬架阻尼消耗的总能量  $E$  为:

$$E = \int_0^T dE = c \int_0^T v^2 dt。 \quad (34)$$

则悬架阻尼消耗总能量的平均功率  $\bar{P}$  为:

$$\bar{P} = \frac{E}{T} = c \frac{1}{T} \int_0^T v^2 dt = cE(v^2) = c\sigma_v^2。 \quad (35)$$

式中:  $E$  为均值符号;  $\sigma_v^2$  为  $v$  的均方差,  $m^2$ 。

由式 (24) 和式 (27),  $\sigma_v^2$  表示为:

$$\sigma_v^2 = \int_{f_i}^{f_u} G_v(f) df = \int_{f_i}^{f_u} |H(f)|_{v-q}^2 G_q(f) df。 \quad (36)$$

## 4 应用分析

### 4.1 分析方案

根据前面的理论分析, 开发了汽车振动二自由度单轮模型能量耗散特性频域来分析 Matlab 仿真程序。

采用某 SUV 汽车的参数, 见表 1。

表 1 车辆二自由度模型参数

参数	单位	数值
簧载质量 $m_2$	kg	375
非簧载质量 $m_1$	kg	45
悬架垂向阻尼系数 $c$	Ns/m	1 700
悬架垂向刚度 $k$	N/m	22 000
轮胎垂向刚度 $k_t$	N/m	192 000

设计的分析方案为:

(1) 在 B 级路面上和某车速下能量耗散对应的振动响应量功率谱密度分析, 用于说明相同的路面上和车速下能量耗散振动响应量功率谱密度随着频率变化的关系。

(2) 在 B 级路面上和不同车速下能量耗散对应的振动响应量均方根值分析, 用于说明相同路面上

振动响应量均方根值随车速变化的关系。

(3) 在 3 种等级路面上和不同车速下振动能量耗散平均功率分析, 用于说明振动能量耗散平均功率随路面等级和车速变化的关系。

### 4.2 能量耗散振动响应量功率谱密度分析

在 B 级路面上, 给定任意一个车速, 可以对能量耗散振动响应量进行功率谱密度分析。

受篇幅限制, 仅列出在 B 级路面上和车速为 60 km/h 下悬架动挠度  $f_d$ 、悬架相对运动速度  $v$  和阻尼力  $F$  的功率谱密度曲线, 如图 2 所示。

由图 2 可知:

(1) 悬架动挠度功率谱密度分布在 0~10 Hz 内, 同样在大约 1.2 Hz 时存在一个波峰, 且在 1~4 Hz 内波动幅度较大, 在其他频率范围内变化比较平缓。

(2) 悬架相对运动速度的功率谱密度分布在 0~20 Hz 内, 在大约 1.2 Hz 和 9.9 Hz 时分别存在一个波峰, 在其他频率范围内变化比较平缓。

(3) 阻尼力的功率谱密度分布在 0~20 Hz 内, 在大约 1.2 Hz 和 9.9 Hz 时分别存在一个波峰, 波峰出现位置与悬架相对运动速度的功率谱密度相同, 在其他频率范围内的变化比较平缓。

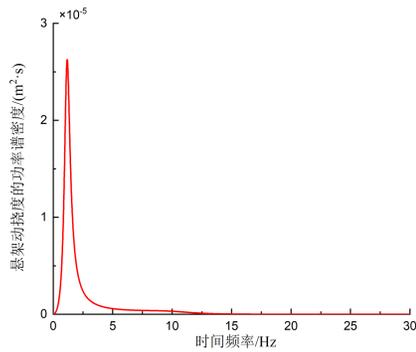
综上所述, 能量耗散振动响应量功率谱密度的频率范围主要集中在 0~20 Hz 内, 悬架动挠度在低频振动区域内只存在一个峰值, 而悬架相对速度和阻尼力在低频振动区域内存在两个峰值。

### 4.3 能量耗散振动响应量均方根值分析

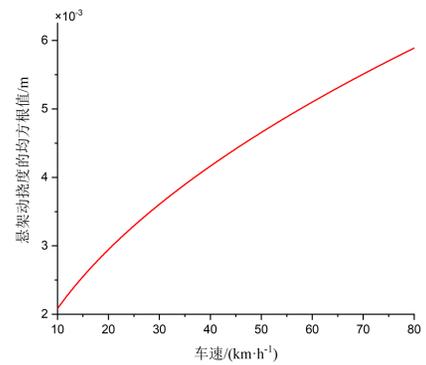
在城市工况下, 取 B 级路面, 设置车速为 10~80 km/h, 由每个车速的功率谱密度曲线求解能量耗散对应的振动响应量的均方根值, 如图 3 所示。由图 3 可知, 随着车速的增加, 悬架动挠度  $f_d$ 、悬架相对运动速度  $v$  和阻尼力  $F$  的均方根值也随之增加, 而且这 3 个振动响应量幅值的差别比较大。

### 4.4 能量耗散平均功率分析

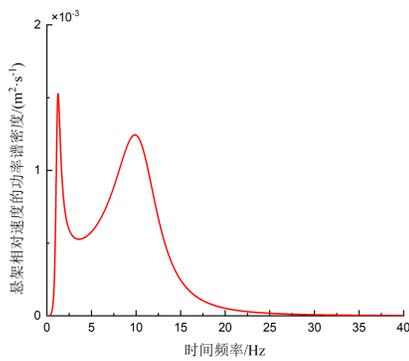
在城市工况下, 分别取 A、B 和 C 三种等级的路面, 设置车速为 10~80 km/h, 确定在 3 种等级的路面上和在不同车速下的能量耗散平均功率,



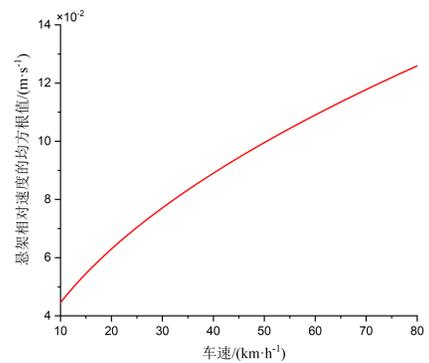
(a) 悬架动挠度



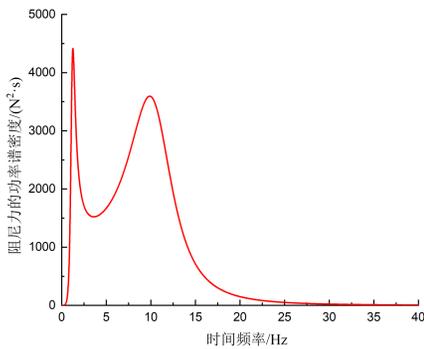
(a) 悬架动挠度



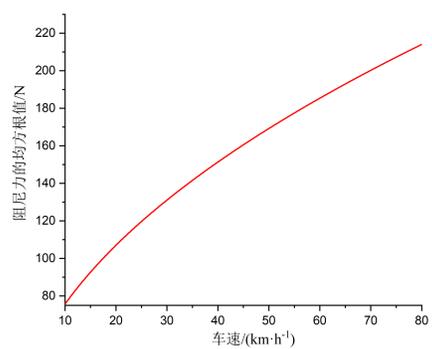
(b) 悬架相对运动速度



(b) 悬架相对运动速度



(c) 阻尼力



(c) 阻尼力

图 2 能量耗散振动响应量功率谱密度

图 3 能量耗散振动响应量均方根值

如图 4 所示。

由图 4 可知：

(1) 在相同等级的路面上，随着车速的增加，振动能量耗散平均功率随之线性增加。

(2) 在相同车速下，随着路面等级的降低，振动能量耗散平均功率也随之增加。

(3) 当车速为 80 km/h 时，A 级路面上的振动

能量耗散平均功率为 6.74 W，B 级路面上的振动能量耗散平均功率为 26.95 W，C 级路面上的振动能量耗散平均功率为 107.79 W。

由于国内城市工况以 B 级路面为主，所以 B 级路面对应的振动能量耗散平均功率比较低，即城市工况下可回收的振动能量耗散平均功率比较低，这样的功率只能用于微型电子元器件，难以用于馈能悬架。

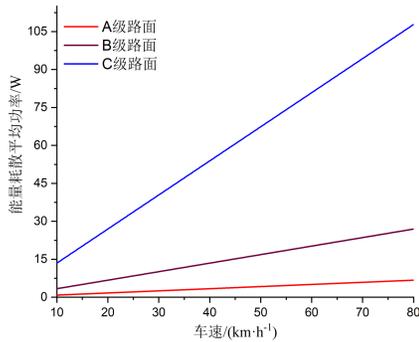


图4 路面等级和车速变化时的能量耗散平均功率

## 5 结论

(1) 针对行驶过程中由路面引起汽车振动而产生的能量耗散问题, 确定了悬架动挠度、悬架相对速度和悬架阻尼力作为对应能量耗散的振动响应量, 采用悬架阻尼消耗的平均功率作为汽车振动能量耗散特性的指标。

(2) 基于汽车振动二自由度单轮模型, 建立了汽车振动能量耗散特性的频域分析方法, 应用傅里叶变换方法推导了模型和能量耗散振动响应量的频率响应, 建立了能量耗散振动响应量统计特性和振

动能耗散平均功率的表示, 其由路面激励功率谱密度和能量耗散振动响应量频率响应确定。

(3) 结果表明, 车速和路面等级均会影响能量耗散振动响应量和振动能量耗散平均功率, 路面等级对振动能量耗散平均功率的影响比车速大; 悬架动挠度在低频区域内只存在一个峰值, 而悬架相对速度和阻尼力在低频区域内存在两个峰值; 车速为 80 km/h 时, A 级路面上的能量耗散平均功率为 6.74 W, B 级路面上的振动能量耗散平均功率为 26.95 W, C 级路面上的振动能量耗散平均功率为 107.79 W, 所以在以 B 级路面为主的国内城市行驶工况下, 由路面引起的汽车振动能量耗散平均功率比较低。

本文采用二自由度单轮模型开展了相关研究, 没有与其它模型对比。采用典型的二自由度单轮模型的优势在于更易于描述汽车振动能耗特性的基本概念和原理, 说明汽车能量耗散的振动响应量和评价指标的意义及有效性。今后, 可以进一步拓展到更复杂的模型并与其他模型对比, 符合从简单到复杂的研究思路, 这是因为模型越复杂, 关联的因素越多, 越难以说明基本的概念和原理。

## 参考文献 (References)

- [1] BANDIVADEKAR A, BODEK K, CHEAL L, et al. On the Road in 2035: Reducing Transportation's Petroleum Consumption and GHG Emission [M]. Cambridge: MIT Press, 2008.
- [2] DAVID S B, BOBROVSKY B Z. Actively Controlled Vehicle Suspension with Energy Regeneration Capabilities [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(6): 833-854.
- [3] LOUHGHALAM A, ASCE A M, TOOTKABONI M, et al. Roughness-Induced Vehicle Energy Dissipation: Statistical Analysis and Scaling [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2015, 141(11): 04015046
- [4] PETER M. Energy-Harvesting Potential of Automobile Suspension [J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(12): 1651-1670
- [5] 陈龙, 张承龙, 汪若尘, 等. 液压互联式馈能悬架建模与优化设计 [J]. 农业机械学报, 2017, 48(1): 303-308.  
CHEN Long, ZHANG Chenglong, WANG Ruochen, et al. Modeling and Optimization Design of Hydraulically Interconnected Energy Regenerative Suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(1): 303-308. (in Chinese)
- [6] LYU Xueying, JI Yanju, ZHAO Huanyu, et al. Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System [J]. Energies, 2020, 13(2): 441.
- [7] 李蒙, 王铁, 赵震, 等. 振动能量回收装置在电动物流车悬架系统的设计与应用 [J]. 机械设计与制造, 2021 (12): 135-139, 144.  
LI Meng, WANG Tie, ZHAO Zhen, et al. Design and Application of Vibration Energy Recovery Device in Suspension System of Electric Logistics Vehicle [J]. Machinery Design and Manufacture, 2021 (12): 135-139, 144. (in Chinese)
- [8] MALCPLM C S, STUART J S. Power Dissipation in Automotive Suspensions [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1/2): 59-74.
- [9] LOUHGHALAM A, TOOTKABONI M, IGUSA T, et al. Closed-Form Solution of Road Roughness-Induced Vehicle Energy Dissipation [J]. Journal of Applied Mechanics, 2019,

- 86(1):011003
- [10] 刘小亭,周长城,高炳凯,等.基于最佳阻尼匹配的车辆悬架耗散功率的研究[J].山东理工大学学报(自然科学版),2014,28(6):6-10.  
LIU Xiaoting, ZHOU Changcheng, GAO Bingkai, et al. Study on the Suspension Dissipation Power Based on Optimal Damping Matching [J]. Journal of Shandong University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 28(6): 6-10. (in Chinese)
- [11] 陈龙,汪佳佳,汪若尘,等.基于能量优化的混合馈能悬架阻尼优化设计[J].农业机械学报,2016,47(8):305-310,316.  
CHEN Long, WANG Jiajia, WANG Ruochen, et al. Damping Optimization Design of Hybrid Energy Regenerative Suspension Based on Energy Optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(8): 305-310, 316. (in Chinese)
- [12] 许广灿,徐俊,李士盈,等.电动汽车振动能量回收悬架及其特性优化[J].西安交通大学学报,2016,50(8):90-95.  
XU Guangcan, XU Jun, LI Shiyong, et al. Vibration Energy Regenerative Suspension and Its Performance Optimization for Electric Vehicle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 90-95. (in Chinese)
- [13] 周创辉.一种新型液电馈能式汽车悬架系统的设计与研究[D].长沙:湖南大学,2018.  
ZHOU Chuanghui. Design and Study on a Novel Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Suspension System for Vehicles [D]. Changsha: Hunan University, 2018. (in Chinese)
- [14] 张明杰.液电馈能悬架特性分析及其鲁棒控制与模型预测控制研究[D].长春:吉林大学,2019.  
ZHANG Mingjie. Research on Characteristics and Control of Hydraulic-Electric Energy Regenerative Suspension [D]. Changchun: Jilin University, 2019. (in Chinese)
- [15] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2010.  
YU Zhisheng. Automobile Theory [M]. Beijing: China Machine Press, 2000. (in Chinese)
- [16] MITSCHKE M, HENNING W. 汽车动力学[M].北京:清华大学出版社,2009.  
MITSCHKE M, HENNING W. Automotive Dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009. (in Chinese)
- [17] GB/T 7031—2015.机械振动 道路路面谱测量数据报告[S].北京:中国标准出版社,2005.  
GB/T 7031—2015. Mechanical Vibration—Road Surface Profile—Reporting of Measured Data [S]. Beijing: China Standard Press, 2005. (in Chinese)
- [18] Measurement and Evaluation of Mechanical Vibration and Shock as Applied to Machines, Vehicles and Structures: ISO/TC108/SC2N67[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 1980.

## 作者简介



李杰(1964-),男,吉林双辽人,博士,教授,主要研究方向为汽车仿真与控制。

Tel: 13614409131

E-mail: lj@jlu.edu.cn