

# 一种新型动力吸振式轮边驱动系统仿真分析

陈辛波<sup>1,2</sup>, 王弦弦<sup>1,2</sup>, 张擎宇<sup>1,2</sup>, 王 斌<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804)

**摘要:** 针对一种基于电机摆动式动力吸振原理的新型轮边驱动系统, 推导其振动力学微分方程, 在 MATLAB 与 ADAMS 仿真软件中建立三自由度振动模型, 进行车身加速度和车轮动载功率谱密度的仿真分析, 验证了理论公式及仿真模型的准确性; 并以车身加速度与车轮动载为指标, 将该系统与一般轮毂电机驱动系统对比研究其改善车辆平顺性和车轮接地性的效果. 结果表明, 这种新型轮边驱动系统可有效降低车身加速度和车轮动载, 从而显著改善车辆平顺性和车轮接地性.

**关键词:** 轮边驱动; 动力吸振; 车身加速度; 车轮动载

**中图分类号:** U463

**文献标志码:** A

## Simulation and Analysis of Novel Wheel Drive System with Dynamic Damper

CHEN Xinbo<sup>1,2</sup>, WANG Xianxian<sup>1,2</sup>, ZHANG Qingyu<sup>1,2</sup>, WANG Bin<sup>1,2</sup>

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Vibration differential equation of a novel wheel drive system with a swing motor as dynamic damper was deduced, its three-degree of freedom (DOF) vibration model was established both in MATLAB and ADAMS software, then body acceleration and wheel dynamic load power spectrum density (PSD) were simulated and analyzed, and accuracies of theoretical equation and simulation model were verified. Then its effect on improving vehicle comfort and wheel ground adhesion were compared with normal In-wheel drive system (IWD) based on body acceleration and wheel dynamic load power spectrum density. The results show body acceleration and wheel dynamic load power spectrum density of this novel wheel drive system are lower, and vehicle ride comfort and ground wheel adhesion are improved apparently.

**Key words:** wheel drive; dynamic damper; body acceleration; wheel dynamic load

在能源问题和环境问题日益突出的背景下, 电动汽车由于其在节能、环保及性能上具有独特优势, 在世界范围内得到了广泛重视. 电动汽车按其电机驱动车轮方式的不同可分为集中电机驱动形式和分布式驱动形式, 其中以分布式驱动的电动汽车更具优势. 轮毂电机驱动属于分布式驱动, 由于其电机和减速器布置在车轮内, 整车非簧载质量明显增加, 导致轮胎动载荷和车身振动加速度也都明显增大, 从而降低轮胎接地性和整车平顺性. 普利司通公司开发动态吸振型轮内马达系统<sup>[1]</sup>, 采用电机直接驱动车轮的形式. 该电机呈环状结构, 通过弹性元件与转向节相连, 其仿真分析表明采用该系统的整车平顺性得到很好提升; 但由于该结构过于复杂, 并需要特殊结构的电机, 降低了系统动力传递效率, 且提高了成本. 法国米其林公司提出主动车轮方案<sup>[2-3]</sup>, 其使用两个电动机, 其中一个向车轮输出扭矩, 另一个用于控制主动悬架系统, 从而减小非簧载质量; 但该方案不仅提高了成本, 还增加了能耗, 缩短了电动汽车的续航里程. 文献[4-5]提出将电机布置在单摆臂上, 通过减速箱将动力传递至车轮的方案, 并分析了其对改善平顺性和接地性的有效性. 文献[6]提出在轮边电驱动车轮转向节上加装动力吸振器的方法, 使悬架性能有所提高, 但存在动力吸振器安装空间不足的缺点. 文献[7]提出一种电机摆动式动力吸振的减速式轮边驱动系统, 其将电机作为动力吸振质量并通过一转动铰与车轮转向节相连, 结构简单, 易于实现. 但是电机相对转向节转动时, 电机与转向节之间力的传递不仅通过悬置元件, 而且还经由转动铰, 这与传统的动力吸振方式不同, 故有必要

收稿日期: 2013-04-01

基金项目: 国家“八六三”高技术研究发展计划(2012AA110701); 国家“九七三”重点基础研究发展计划(2011CB711202); 江苏省自然科学基金(BK20131221)

第一作者: 陈辛波(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为汽车传动与控制. E-mail: austin\_1@163.com

通讯作者: 王弦弦(1991—), 男, 硕士生, 主要研究方向为汽车传动与控制. E-mail: wangxianxian1991@126.com

通过分析仿真,验证其抑制非簧载质量负效应的效果.本文推导了该系统的动力学微分方程,在MATLAB和ADAMS软件中建立了仿真模型,分析论证了其在改善车辆平顺性和车轮接地性方面的有效性.

## 1 动力学微分方程的建立和推导

假设车辆的质量分配系数为1,且车辆左、右路面的不平度函数相同,则应用该系统的电动汽车可简化为1/4车辆振动3自由度模型,如图1所示.其中 $m_1$ 为车轮及其附件质量, $m_2$ 为车身质量, $m_3$ 为动力吸振器(以下简称“电机”)的质量.电机质心到电机与转向节铰接点的长度设为 $L$ ,当受到路面激励时,电机可沿特定导轨绕铰接点摆动, $\alpha$ 为电机质心相对铰接点的转角, $J$ 为电机经过自身质心其平行于摆动中心轴线的转动惯量,等效悬架刚度为 $k$ ,等效悬架阻尼系数为 $c$ ,动力吸振器的刚度为 $k_3$ ,阻尼为 $c_3$ ,车轮刚度为 $k_t$ ,车轮阻尼系数忽略不计.

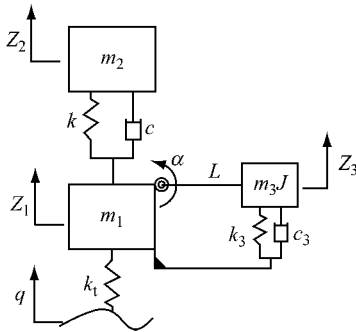


图1 动力吸振式三自由度振动模型

Fig.1 Three-DOF vibration model with dynamic damper

采用拉格朗日方程建立该系统的运动微分方程<sup>[8]</sup>为

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (1)$$

式中: $T$ 为系统的动能; $U$ 为系统的势能; $D$ 为系统的耗散能; $q_i$ 为系统的广义坐标; $\dot{q}_i$ 为 $q_i$ 对时间的导数; $Q_i$ 为对应于广义坐标 $q_i$ 的广义力.

假定取 $z_1, z_2, z_3$ 为3个广义坐标,可得整个系统的动能、势能和耗散能的表达式.其中动能包括车身、动力吸振器(电机)和车轮动能,势能包括悬架弹簧、车轮等效弹簧和动力吸振器弹簧的弹性势能,耗散能为悬架减振器和动力吸振器的耗散能.

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} J \dot{\alpha}^2 \quad (2)$$

$$D = \frac{1}{2} c (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_1)^2 \quad (3)$$

$$U = \frac{1}{2} k (z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (z_3 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_t z_1^2 \quad (4)$$

其中 $z_3 = z_1 + L \sin \alpha$ ,当 $\alpha$ 较小时,可近似认为 $z_3 \approx z_1 + L\alpha$ ,将其代入式(1)得

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{z}_1 + L\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2} J \dot{\alpha}^2 \quad (5)$$

$$D = \frac{1}{2} c (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_3 L^2 \dot{\alpha}^2 \quad (6)$$

$$U = \frac{1}{2} k (z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 L^2 \alpha^2 + \frac{1}{2} k_t z_1^2 \quad (7)$$

现采用3个广义坐标为 $z_1, z_2$ 和 $\alpha$ ,将式(5),(6),(7)代入式(1)可以得到广义坐标 $z_1, z_2$ 和 $\alpha$ 的质量矩阵 $\mathbf{M}$ 、阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 、刚度矩阵 $\mathbf{K}$ .

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 + m_3 & 0 & m_3 L \\ 0 & m_2 & 0 \\ m_3 L & 0 & m_3 L^2 + J \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c & -c & 0 \\ -c & c & 0 \\ 0 & 0 & c_3 L^2 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_t + k & -k & 0 \\ -k & k & 0 \\ 0 & 0 & k_3 L^2 \end{bmatrix}$$

系统的广义力为路面激励,可表示成 $\mathbf{K}_t \mathbf{q}$ ,其中

$$\mathbf{K}_t = \begin{bmatrix} k_t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

故系统的微分方程为

$$\mathbf{M} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{\alpha} \end{bmatrix} + \mathbf{C} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} + \mathbf{K} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \alpha \end{bmatrix} = \mathbf{K}_t \mathbf{q} \quad (8)$$

对式(8)进行拉式变换,得输入位移和输出位移的传递函数为

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \frac{z_1}{q} \\ \frac{z_2}{q} \\ \frac{\alpha}{q} \end{bmatrix} = (\mathbf{K} + j\omega \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M})^{-1} \mathbf{K}_t$$

车身加速度 $\ddot{z}_2$ 对 $\dot{q}$ 的幅频特性为

$$|\mathbf{H}|_{\ddot{z}_2 \sim \dot{q}} = \omega |\mathbf{H}(2,1)|$$

车轮动载 $F_d$ 对 $\dot{q}$ 的幅频特性为

$$|\mathbf{H}|_{F_d \sim \dot{q}} = \left| \frac{z_1 - q k_t}{\dot{q}} \right| = \frac{1}{\omega} |[\mathbf{H}(1,1) - 1] k_t|$$

路面功率谱密度的表达式<sup>[9]</sup>为

$$G_q(f) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v$$

式中:  $G_q(n_0)$  为路面不平度系数;  $n_0$  为参考空间频率;  $v$  为行驶车速。

## 2 MATLAB 与 ADAMS 仿真对比

基于上节推导, 结合一组实际参数, 在 MATLAB 中建立该模型, 模型参数如表 1 所示。本文路面模型采用滤波白噪声, 设车速  $v$  为  $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 在 C 级路面上仿真分析。取  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$  计算可得  $G_q(n_0) = 256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ,  $G_q(f) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v = 1.0106 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , 积分频率上限取  $100 \text{ Hz}$ 。

表 1 模型参数

Tab.1 Model parameters

参数符号	参数值	参数符号	参数值
$m_1/\text{kg}$	15	$k_3/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	25 000
$m_2/\text{kg}$	300	$c/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 600
$m_3/\text{kg}$	30	$c_3/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 100
$k_t/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	200 000	$L/\text{m}$	0.14
$k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	20 000	$J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.2

按表 1 参数, 在 MATLAB 中仿真得到车身加速度功率谱和车轮动载荷功率谱的变化曲线如图 2, 3 所示。

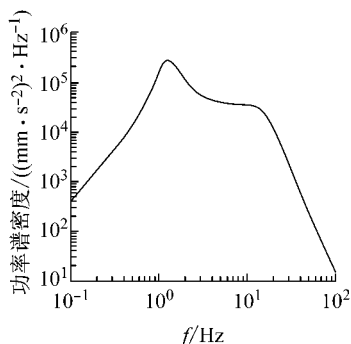


图 2 MATLAB 中车身加速度功率谱密度曲线

Fig.2 Body acceleration PSD in MATLAB

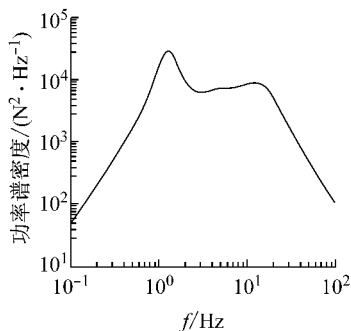


图 3 MATLAB 中车轮动载荷功率谱密度曲线

Fig.3 Wheel dynamic load PSD in MATLAB

在上节动力学微分方程的建立和推导过程中, 假设“当  $\alpha$  较小时, 可近似认为  $z_3 \approx z_1 + L\alpha$ ”, 为了保证该假设的合理性及对应 MATLAB 模型的正确性, 同时提高仿真结果的准确度, 基于动力吸振式三自由度振动模型图 1, 在 ADAMS 中建立模型如图 4 所示。

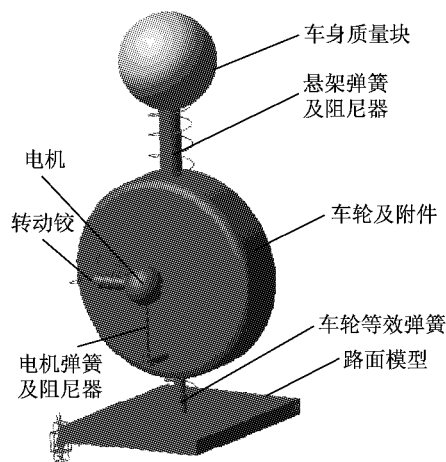


图 4 ADAMS 模型

Fig.4 ADAMS model

利用 ADAMS 振动模块, 路面模型仍采用滤波白噪声, 设车速为  $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 在 C 级路面上仿真分析, 仿真参数见表 1, 得到车身加速度功率谱和车轮动载荷功率谱的变化曲线如图 5, 6 所示。对比图 2, 5 和图 3, 6 可知, ADAMS 仿真分析与 MATLAB 基本一致; 积分上述功率谱密度曲线并开方, 可得相应的车身加速度均方根值和车轮动载荷均方根值, 如表 2 所示。其中, 两者车轮动载荷均方根值仅相差  $0.3 \text{ N}$ , 车身加速度均方根值也仅相差  $7.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ 。可见, ADAMS 模型与 MATLAB 计算结果可以互相验证, 动力学微分方程的建立和推导中关于“当  $\alpha$  较小时, 可近似认为  $z_3 \approx z_1 + L\alpha$ ”的假设是准确的, 理论公式和仿真模型准确无误。

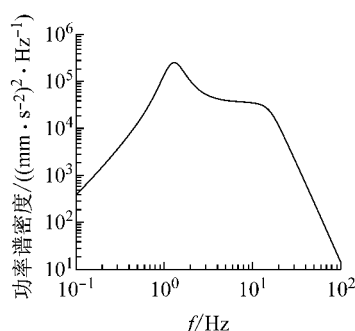


图 5 ADAMS 中车身加速度功率谱密度曲线

Fig.5 Body acceleration PSD in ADAMS

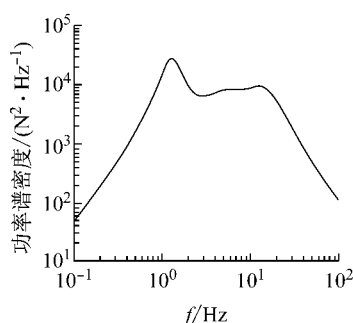


图 6 ADAMS 车轮动载荷功率谱密度曲线

Fig.6 Wheel dynamic load PSD in ADAMS

表 2 车身加速度和车轮动载荷均方根值

Tab.2 Body acceleration and wheel dynamic load RMS value

仿真模型	车身加速度均方根/(mm · s <sup>-2</sup> )	车轮动载均方根/N
MATLAB	951.9	467.4
ADAMS	944.8	467.7

### 3 车辆平顺性与车轮接地性分析

利用上述仿真模型,对应用新型动力吸振式轮边驱动系统的电动汽车与一般的轮毂电机驱动电动汽车进行车身平顺性和车轮接地性的对比分析.其中,新型动力吸振式轮边驱动电动汽车的仿真参数见表 1,轮毂电机驱动电动汽车的仿真参数见表 3,仿真结果如图 7,8 所示.

表 3 一般轮毂电机驱动系统仿真参数

Tab.3 Parameters of normal in-wheel drive system

参数名称	参数值
车轮质量/kg	45
车身质量/kg	300
车轮刚度/(N · m <sup>-1</sup> )	200 000
悬架刚度/(N · m <sup>-1</sup> )	20 000
悬架阻尼系数/(N · s · m <sup>-1</sup> )	1 600

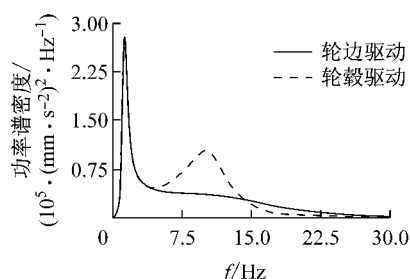


图 7 轮边驱动与轮毂驱动车身加速度功率谱密度曲线

Fig.7 Body acceleration PSD of SDD and IWD

由图 7 可知,相比于一般的轮毂电机驱动电动

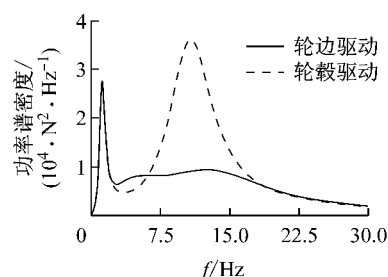


图 8 车轮动载荷功率谱密度曲线

Fig.8 Wheel dynamic load PSD

汽车,该新型动力吸振式轮边驱动电动汽车车轮固有频率附近的车身加速度功率谱密度值明显降低,且峰值不明显;由图 8 可知,相比于轮毂电机驱动电动汽车,新型动力吸振式轮边驱动电动汽车车轮固有频率附近的车轮动载荷功率谱密度峰值显著降低,且峰值由单峰变为不明显的双峰.将图 7,8 中的曲线分别积分后开方(积分上限取 30 Hz),得到对应的均方根值见表 4.与轮毂电机驱动电动汽车相比,新型动力吸振式轮边驱动电动汽车车身加速度均方根值和车轮动载荷均方根值均明显降低,其中车身加速度均方根值降低 11.4%,车轮动载荷均方根值降低 19.2%,表明这种电机摆动式动力吸振的轮边驱动系统具有显著改善车辆平顺性和车轮接地性的效果.

表 4 轮边驱动与轮毂驱动车身加速度均方根值与车轮动载荷均方根值

Tab.4 Body acceleration and wheel dynamic load RMS value of SDD and IWD

仿真模型	车身加速度均方根/(mm · s <sup>-2</sup> )	车轮动载均方根/N
轮边驱动	942.9	455.7
轮毂驱动	1064.2	563.9

### 4 结论

针对一种新型动力吸振式轮边驱动系统,推导出其基于电机摆动式动力吸振原理的动力学微分方程,在 MATLAB 与 ADAMS 软件中建立其三自由度振动模型,以车身加速度和车轮动载荷为指标,对系统改善车辆平顺性和车轮接地性的效果进行分析.结果表明,理论分析与仿真模型准确无误,与一般的轮毂电机驱动系统相比,新型动力吸振式轮边驱动系统可有效降低车身加速度均方根值和车轮动载荷均方根值,其改善车辆平顺性和车轮接地性的效果明显.

(下转第 1110 页)