

磁流变弹性体扭转吸振器设计与动力学仿真

刘 辉, 周 晗, 高 普, 项昌乐
(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 研制了一种以磁流变弹性体为核心智能控制元件的半主动扭转动力吸振器, 基于扭转方向上的动力吸振器消振原理, 设计了扭转动力吸振器的基本结构; 对吸振器进行磁路仿真分析, 保证强闭合磁场能够有效控制磁流变弹性体刚度; 利用有限元软件进行吸振器动力学仿真, 保证了吸振器固有频率对外界激励频率的有效跟随, 以实现吸振效果. 将吸振器安装在传动系统对应位置, 进行传动系统振动响应仿真分析, 结果表明动力吸振器能够有效削减传动系统的瞬态波动转矩. 提出的磁流变弹性体半主动扭转动力吸振器为旋转机械系统减振应用提供了一种新的思路.

关 键 词: 磁流变弹性体; 半主动; 动力吸振器; 变刚度; 减振
中图分类号: U 463.213 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2019)04-0510-06

Design and Dynamic Simulation of Magneto-Rheological Elastomer Torsional Dynamic Vibration Absorber

LIU Hui, ZHOU Han, GAO Pu, XIANG Chang-le
(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China. Corresponding author: LIU Hui, E-mail: lh@bit.edu.cn)

Abstract: A semi-active torsional dynamic vibration absorber(DVA) with a magneto-rheological elastomer(MRE) as the core intelligent control element was developed. Based on the principle of DVA in torsional direction, the structure of the DVA was designed. The magnetic circuit simulation analysis of the absorber was carried out to ensure a strong closed magnetic field, which can effectively control the stiffness of MRE. The dynamics simulations of the DVA were carried out with the finite element software, which ensures that the natural frequency of the DVA can effectively follow the external excitation frequency to achieve the vibration absorption effect. The vibration absorber was installed on the corresponding position of the transmission system, and the simulation analysis of the system vibration response shows that the DVA can effectively reduce the transient fluctuation torque of the transmission system. The as-proposed MRE semi-active DVA provides a new idea for vibration reduction of rotating mechanical systems.
Key words: magneto-rheological elastomer(MRE); semi-active; dynamic vibration absorber(DVA); variable stiffness; vibration reduction

随着机械系统向高功率密度发展,对于机械系统的振动品质要求不断提高,动力吸振器被广泛用于航空、航天、汽车等领域. 动力吸振器是由质量块、弹性和阻尼元件组成的附加在主系统上产生吸振力抵消主系统振动的减振装置. 被动式吸振器参数固定,当激励频率等于吸振器固有频率时,减振性能明显,对于宽频激励,减振性能大幅降低^[1-2]. 为了克服被动式吸振器工作频带窄的缺点,研究者们提出了多种变质量或变刚度技术半主动控制动力吸振器的固有频率. Walsh 等并联两根弹性梁作为弹性元件,通过改变两根梁中心点之间的距离改变等效刚度^[3]. 高强等引入一个液体箱作为变质量单元,通过向箱中注入或抽出液体改变质量,从而调节吸振器固有频

在磁流变弹性体 4 附近,电磁线圈 2 利用导线通过安装在轴上的导电滑环分别与电源和控制器相连;环状夹板 8 以及在下磁轭与连接盘连接部位安装的阻磁片 6 都采用阻磁材料,用于防止封闭磁路漏磁;上下磁轭采用导磁良好的 20 号钢,利用热塑胶将磁流变弹性体 4 与下磁轭 5 粘连. 上磁轭 1 与环状夹板 8、下磁轭 5 与连接盘 7 均使用螺栓连接;线圈铁芯 3 与上磁轭 1 使用销连接. 吸振器的固有频率可通过合理控制电流大小,改变电磁场强度从而控制磁流变弹性体的刚度以进行调谐.

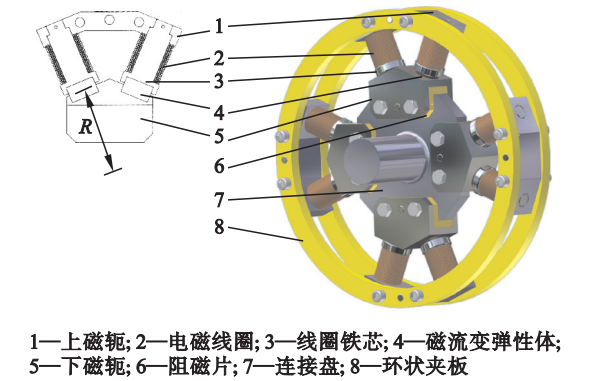


图 2 磁流变弹性体动力吸振器的结构示意图
Fig. 2 Structure diagram of MRE dynamic vibration absorber

图 3 为剪切工作模式下的磁流变弹性体示意图,图中 F 为外加载荷, H 为外加磁场, A 为磁流变弹性体横截面积, h 为磁流变弹性体厚度. 在这种工作模式下,外加载荷 F 的方向与外加磁场 H 方向垂直,而外加磁场方向与铁磁颗粒的成链方向平行^[6].

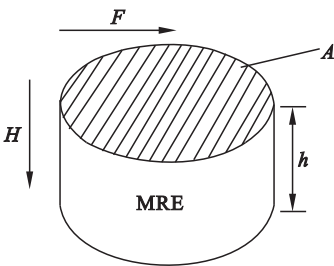


图 3 剪切工作模式下的磁流变弹性体
Fig. 3 MRE in shearing working mode

本文所设计动力吸振器的等效扭转刚度可表示为

$$k_2 = nR^2k_{\tau}.$$

其中: n 为受剪切的磁流变弹性体数量; R 为磁流变弹性体剪切作用位置与扭转中心之间的距离; k_{τ} 为磁流变弹性体的剪切刚度.

$$k_{\tau} = \frac{GA}{h}.$$

其中, G 为磁流变弹性体的剪切模量.

3 磁路分析与仿真

在 ANSYS 中对本文所设计的动力调谐吸振器进行磁路仿真分析,以保证在电磁线圈电流激励下,磁场能够达到磁流变弹性体刚度变化所需范围,并保证整个吸振器能形成有效的闭合磁路,其中磁场泄漏忽略不计. 相应的磁路仿真参数如表 1 所示.

| 表 1 磁路仿真参数 Table 1 Magnetic circuit simulation parameters | |
|--|-----------------------|
| 名称 | 参数值 |
| 真空磁导率/($\text{N} \cdot \text{A}^{-2}$) | $4\pi \times 10^{-7}$ |
| 磁轭磁导率/($\text{N} \cdot \text{A}^{-2}$) | 3.98 |
| MRE 磁导率/($\text{N} \cdot \text{A}^{-2}$) | 3.20 |
| MRE 尺寸/mm | $\phi 30 \times 17$ |
| 线圈匝数 | 400 |
| 电流/A | 3 |

吸振器的磁感应强度仿真结果如图 4 所示.

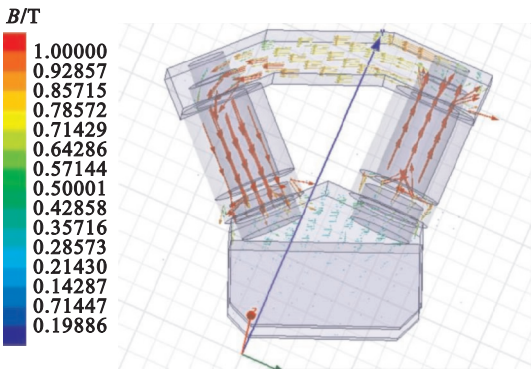


图 4 磁路仿真结果
Fig. 4 Results of magnetic circuit simulation

由图 4 可见,吸振器上下磁轭与磁流变弹性体形成一个闭合回路,且在外部激励电流为 3 A 时,穿过磁流变弹性体的磁感应强度能够达到 0.7 T 以上,达到本文中所设计的磁流变弹性体刚度变化所需磁场要求.

4 动力学仿真与分析

4.1 动力吸振器动力学仿真

为了验证本文所设计的动力吸振器结构的可行性,在 ANSYS workbench 软件中对安装动力吸振器的轴系进行了动力学仿真,见图 5. 合理设计

磁流变弹性体的剪切模量,使动力吸振器的固有频率为 37 Hz 左右,动力吸振器的输入端施加的激励转矩幅值为 5 N·m,频率为 20 ~ 60 Hz.

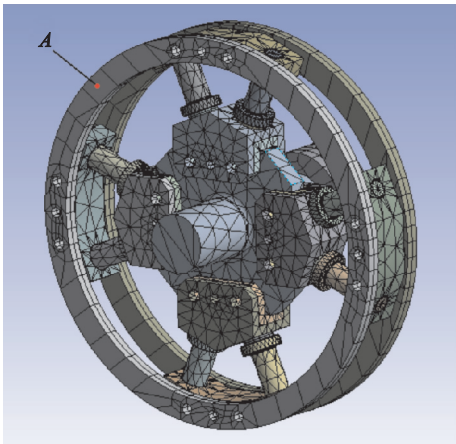


图 5 动力吸振器有限元模型

Fig. 5 Finite element model of dynamic vibration absorber

主要仿真系统有动力吸振器和无动力吸振器的系统振动响应情况,以分析减振效果. 仿真条件下的加速度幅值曲线结果如图 6 所示. 由图 6 可知,当外界激励频率的值接近吸振器固有频率时,吸振器振动明显加剧,仿真结果符合预期效果.

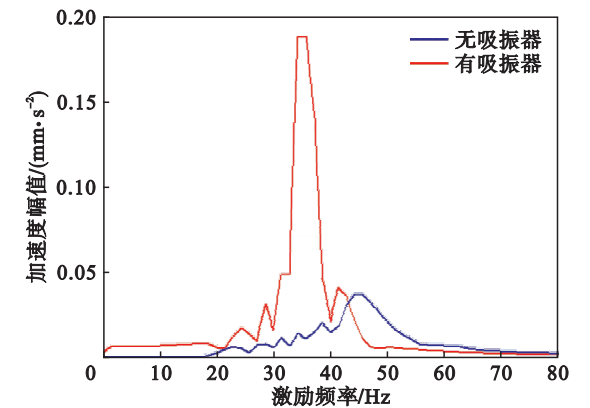


图 6 吸振器振动响应频域图

Fig. 6 Vibration response of DVA in frequency domain

其他条件不变,在动力吸振器的输入端施加幅值为 5 N·m,频率为 37 Hz 的单一正弦激励转矩,得到仿真条件下图 5 中吸振器环状夹板上 A 点的加速度曲线,结果如图 7 所示.

由图 7 可知,当合理设计磁流变弹性体的剪切模量使得吸振器固有频率的值接近外界激励频率时,吸振器振动加剧十分明显. 仿真分析结果说明本文中所设计的动力吸振器的结构可以实现通过跟踪激励频率,从而产生吸振器共振以消减主系统振动的功能.

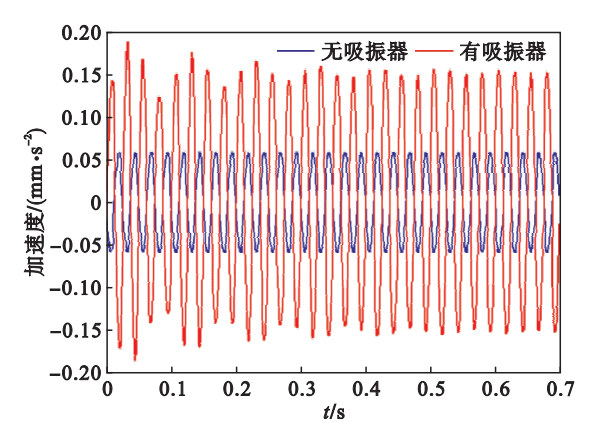


图 7 吸振器振动响应时域图

Fig. 7 Vibration response of DVA in time domain

4.2 安装动力吸振器前后传动系统动力学仿真

为分析安装动力吸振器前后传动系统的振动性能,建立动力传动系统四自由度的扭振动力学模型^[15],如图 8 所示. 图中 J_1, J_2, J_3, J_4 分别表示发动机、离合器、变速箱以及随后传动路径的转动惯量; k, c 表示各转动惯量之间的等效刚度和阻尼. 假设激励转矩幅值为 20 N·m,频率在 20 Hz 到 40 Hz 之间变化.

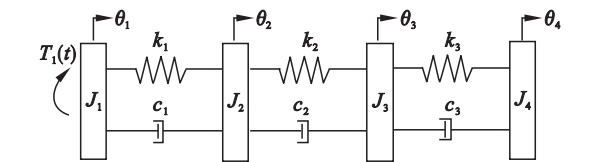


图 8 车辆传动系统动力学模型

Fig. 8 Dynamic model of vehicle transmission system

建立动力学方程:

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T. \tag{10}$$

其中: θ 为各个惯量的角位移 $\theta = [\theta_1(t) \ \theta_2(t) \ \theta_3(t) \ \theta_4(t)]^T$; T 为外部激励 $T = [T(t) \ 0 \ 0 \ 0]^T$; J, C 及 K 分别为系统的惯量、阻尼和刚度矩阵.

对式(10)进行特征值分析,得到系统各阶的特征值和特征向量,求解各阶特征值相对于各个惯量的灵敏度^[16-17]:

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial J_n} = \frac{\psi_r^T \partial (-A^{-1}) \psi_r}{\partial J_n} \psi_r^T B \psi_r + \psi_r^T (-A^{-1}) \times \psi_r \frac{\partial B}{\partial J_n} \psi_r. \tag{11}$$

其中, $A = \begin{bmatrix} C & J \\ J & 0 \end{bmatrix}$; $B = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -J \end{bmatrix}$; ψ_r 为第 r 阶复特征向量. 以第三阶振动模态特征值为控制对象,可获得第三阶特征值相对于各个惯量的灵敏度,计算结果如图 9 所示.

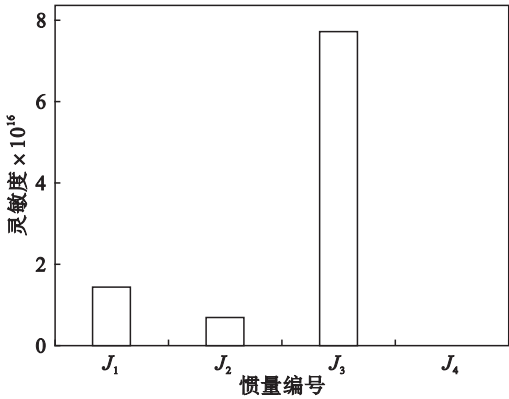


图 9 第三阶特征值相对于各惯量的灵敏度值
Fig. 9 Sensitivity of the third eigenvalues to each inertia

由图 9 可知第三阶振动特性受惯量 J_3 影响最大,当激励频率在第三阶固有频率附近时,在 J_3 附近加装动力吸振器,并对其进行有效控制,从而改善该频率范围的振动特性. 加装吸振器后的系统如图 10 所示.

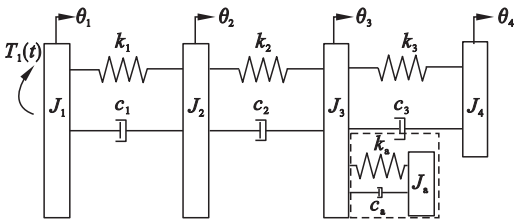


图 10 安装动力吸振器的车辆传动系统动力学模型
Fig. 10 Dynamic model of vehicle transmission system with DVA

利用 Matlab 中的 Simulink 仿真工具,分别对未安装吸振器、安装被动式吸振器、安装动力调谐吸振器三种工况的系统响应进行仿真分析并对比. 其中动力调谐吸振器的固有频率会跟随激励频率,被动式吸振器的参数利用最优频率比和最优阻尼比计算确定^[1]. 仿真结果如图 11 所示.

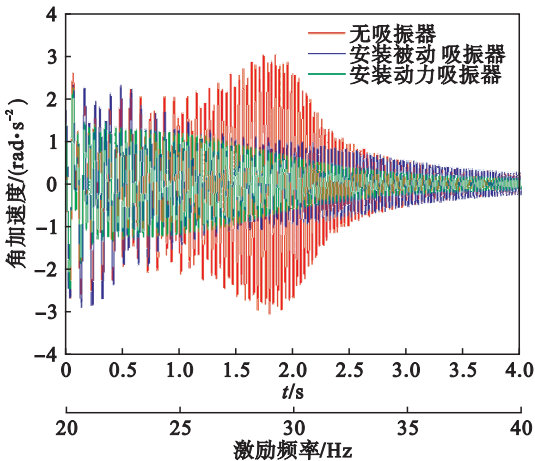


图 11 时间和频率对 J_3 、 J_4 相对角加速度的影响
Fig. 11 Effect of time and excitation frequency on relative angular acceleration between J_3 and J_4

在图 11 所示的时间历程中,激励频率由 20 Hz 均匀变化到 40 Hz,纵坐标所示为 J_3 和 J_4 两个惯量之间的相对角加速度. 从图中可以看出,当激励频率在系统第三阶共振频率 28.58 Hz 附近时,无吸振器系统的振动较为剧烈;在安装吸振器之后,系统的振动得到了明显消减,其中安装被动吸振器时,振动消减 65%;安装本文所设计的动力谐振器时,振动消减 74%. 此外,从图中还可以看出,在整个时间历程中,安装动力吸振器的系统振动明显小于安装传统被动式吸振器的系统振动,仿真结果符合预期效果. 仿真结果表明,通过调整吸振器刚度使自身固有频率跟踪外界激励频率的动力调谐吸振器减振效果好于传统的被动式吸振器.

5 结 论

- 1) 设计的动力吸振器可以保证有效的强闭合磁场,同时具有结构模块化、安装方便、吸振频带更宽等优点.
- 2) 磁路仿真分析说明本文设计的吸振器结构可以保证强闭合磁场能够有效控制磁流变弹性体刚度.
- 3) 动力传动系统动力学仿真结果表明,本文设计的动力吸振器可以通过有效跟随外界激励,实现消减传动系统的瞬态波动转矩,在给定的仿真工况下,振动消减可以达到 74%. 本文提出的磁流变弹性体半主动扭转动力吸振器为旋转机械系统减振提供了一种新的思路.

参考文献:

[1] Seto K. Dynamic vibration absorber and its applications [M]. Tokyo: CORONA Publishing Co. Ltd. ,2010.

[2] Gao P, Xiang C, Liu H, et al. Reducing variable frequency vibrations in a powertrain system with an adaptive tuned vibration absorber group [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 425: 82 – 101.

[3] Walsh P L, Lamancusa J S. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 158 (2): 195 – 211.

[4] 高强, 房祥波, 赵艳青, 等. 变质量动力吸振器及其减振性能 [J]. 长安大学学报 (自然科学版), 2013, 33 (5): 109 – 112.

(Gao Qiang, Fang Xiang-bo, Zhao Yan-qing, et al. Variable mass dynamic vibration absorber and its performance of vibration reduction [J]. *Journal of Chang ' an University (Natural Science Edition)*, 2013, 33 (5): 109 – 112.)

[5] Williams K, Chiu G, Bernhard R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249 (5): 835 – 848.

- [6] Xu Z B, Gong X L, Chen X M. Development of a mechanical semi-active vibration absorber [J]. *Advances in Vibration Engineering*, 2011, 10(3): 229–238.
- [7] 徐振邦. 自调谐吸振技术研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2010.
(Xu Zhen-bang. Study on adaptive tuned vibration absorbing technology[D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2010.)
- [8] Xiang C L, Gao P, Liu H, et al. Experimental and theoretical study of temperature-dependent variable stiffness of magnetorheological elastomers [J]. *International Journal of Materials Research*, 2018, 109(2): 113–128.
- [9] Shiga T, Okada A, Kurauchi T. Magnetoviscoelastic behavior of composite gels [J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 1995, 58(4): 787–792.
- [10] Chertovich A V, Stepanov G V, Kramarenko E Y, et al. New composite elastomers with giant magnetic response [J]. *Macromolecular Materials and Engineering*, 2010, 295(4): 336–341.
- [11] Xin F L, Bai X X, Qian L J. Principle, modeling, and control of a magnetorheological elastomer dynamic vibration absorber for powertrain mount systems of automobiles [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2017, 28(16): 2239–2254.
- [12] Hoang N, Zhang N, Du H. A dynamic absorber with a soft magnetorheological elastomer for powertrain vibration suppression [J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(7): 074009.
- [13] Hoang N, Zhang N, Li W H, et al. Development of a torsional dynamic absorber using a magnetorheological elastomer for vibration reduction of a powertrain test rig [J]. *Journal of Intelligent Material Systems & Structures*, 2013, 24(16): 2036–2044.
- [14] 卢坤, 刘翎, 杨志荣, 等. 基于磁流变弹性体的推进轴系半主动式吸振器研究 [J]. 振动与冲击, 2017(15): 36–42.
(Lu Kun, Liu Ling, Yang Zhi-rong, et al. Semi-active dynamic absorber of a ship propulsion shafting based on MREs [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017(15): 36–42.)
- [15] Gao P, Xiang C L, Liu H, et al. Vibration reduction performance parameters matching for adaptive tunable vibration absorber [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2019, 30(2): 198–212.
- [16] Zhou H, Liu H, Gao P, et al. Optimization design and performance analysis of vehicle powertrain mounting system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 31: 1–13.
- [17] 高普, 吴云豪. 制动压力对盘式制动器高频制动尖叫的影响 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2017, 38(9): 1303–1308.
(Gao Pu, Wu Yun-hao. Effect of brake pressure on high frequency braking squeal of disc brakes [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2017, 38(9): 1303–1308.)