

文章编号:1006-1355(2017)01-0072-04+116

## 基于磁流变弹性体的坦克发动机减振研究

陈泽强, 朱 炜, 芮筱亭, 杜伟军, 陈刚利

(南京理工大学 发射动力学研究所, 南京 210094)

**摘要:**发动机悬置系统的动静态特性是影响坦克车辆的机动性和人员舒适性的重要因素之一。由于发动机振动频率随着工况的改变而发生改变,利用磁流变弹性体的刚度可控特性,采用避开车身振动频率的方式,提高悬置系统隔振效果。基于建立的发动机两自由度动力学模型,获得避开机身共振频率所需磁流变弹性体悬置系统的刚度变化范围。设计了一种新型的压缩式磁流变弹性体隔振器,用有限元法对隔振器的磁路进行设计和分析,并采用万能材料试验机对该隔振器进行了测试。试验结果表明,通过改变外加电流大小,该隔振器满足了坦克发动机悬置的刚度变化范围。

**关键词:**振动与波;发动机悬置;磁流变弹性体;磁路设计;隔振器;仿真

中图分类号:TU112.59<sup>6</sup>

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.01.016

## Study on Vibration Reduction of the Tank Engines based on MRE

CHEN Ze-qiang, ZHU Wei, RUI Xiao-ting, DU Wei-jun, CHEN Gang-Li

(Institute of Launch Dynamics, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract :** Static and dynamic characteristic of the engine mounting system is one of the important factors which affect the mobility of the tank vehicles and the soldier's comfort. Since the engine vibration frequency changes with the condition change, the controllable stiffness characteristic of the MRE can be used to improve the insulation effect of the mounting system by avoiding the vibration frequency of the tank's body. Based on the 2D engine dynamic model, the variation range of the stiffness of the MRE mounting system can be got by avoiding resonance envelopes of the tank's body. In this paper, a new compression-type vibration isolator based on the MRE is developed. The magnetic circuit of the isolator is designed and analyzed using finite element method. The isolator is tested in a universal material testing machine. The test results show that with the use of the MRE isolator, the stiffness of the engine mounting system can be limited in the necessary range by adjusting the external current.

**Key words :** vibration and wave; engine mounting; MRE; magnetic circuit design; vibration isolator; simulation

发动机是坦克系统的主要振源,减少发动机振动向机身的传递不仅能够保护坦克的各种精密零件提高发射精确度,而且能够提高乘坐舒适性,提高战斗人员的战斗力。理想的发动机悬置,为衰减因路面和发动机怠速燃气压力不均匀引起的低频大幅振动,应具有低频高刚度、大阻尼特性;为降低车内噪声,提高操纵稳定性,应具有高频小刚度、小阻尼特性<sup>[1]</sup>。客观上要求发动机悬置系统具有频变和幅变特性。目前,我国的发动机1 m噪声水平与国外同类产品有不小的差距,柴油机一般在100 dB(A)以

上,发动机的噪声水平整体偏高<sup>[2]</sup>。研究表明,橡胶悬置在低频段隔振效果较好,但在高频时会出现动态硬化导致其动刚度显著增大<sup>[3]</sup>,不能满足高频隔振降噪要求。相比于近年研究的液压悬置,橡胶悬置有更好的可靠性,结构可改性,维护性,且有成本优势。实行对橡胶悬置的改进是提高发动机输出效率和减振效果的一种有效方法。

磁流变弹性体(Magnetorheological Elastomer, MRE)是一种新型的智能材料,在外加磁场的作用下,其力学、电学、磁学性能将会发生改变,并且这种变化是可控的、可逆的,且响应速度快。因此,磁流变弹性体在近年引起了普遍的关注,在工程应用方面有着巨大的潜力。Yancheng Li等对近年的磁流变弹性体设备作了一个详细的综述<sup>[4]</sup>。Faramarz使用硅橡胶制备不同厚度的磁流变弹性体样品,并分别研究了其压缩模式及剪切模式的磁致可控性,结

收稿日期:2016-06-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61304137)

作者简介:陈泽强,男,江苏省江阴市人,硕士生,主要研究方向为基于磁流变弹性体减振技术。

通信作者:朱炜,男,硕士生导师。

E-mail: zhuwei@cqu.edu.cn

果表明压缩模式下的磁流变弹性体的磁致可控性要比剪切模式的好<sup>[5]</sup>。李锐等将磁流变技术应用于汽车发动机隔振控制,在建立系统三自由度模型基础上,验证了弹性体与磁流变液组成的并联悬置系统在较宽频范围把力和力矩的绝对传递率降低约30%以内,可提高乘坐舒适性<sup>[6]</sup>。李季等利用磁流变弹性体刚度阻尼可控的特性,设计了一种新型的隔振器,通过试验表明该隔振器通过改变外加电流的大小可以达到移频减振的目的<sup>[7]</sup>。胡成设计了一种舰用新型磁流变弹性体隔振器,通过有限元对其静、动态力学性能进行分析,并对隔振器进行动态性能试验,证实了结构的合理性<sup>[8]</sup>。

坦克车辆为了克服各种复杂的路况,发动机需要非常大的冲程来提供大的输出扭矩,因而坦克发动机的转速一般会很低。某型坦克发动机的最高转速为2 400 r/min,因此坦克发动机需要在低频下减振。本文通过自制的磁流变弹性体样品,设计一种能够应用于坦克发动机悬置系统的新型压缩式隔振器,并对该隔振器进行了试验验证与Matlab仿真。

## 1 发动机减振动力学模型

为了更好地分析发动机的振动特性,有必要对发动机的模型进行动力学分析。图1为坦克发动机的简化动力学模型。将发动机看作一个集中质量块,悬置系统由四个并联的磁流变弹性体隔振器组成,等效为一组可变刚度的刚度阻尼元件,由于坦克发动机的质量比较大,势必会对机身有一定的下压,因此,对发动机的简化动力学模型有必要将机身考虑进去。

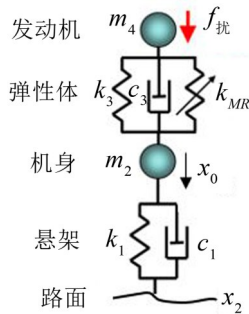


图1 发动机简化动力学模型

发动机在正常工作状态下,发动机主要产生沿垂向的往复惯性力 $f_{\text{扰}}(t)$ 。由牛顿定律可以推出发动机减振的动力学方程

$$\begin{cases} m_4 \ddot{x}_4 + c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + (k_3 + k_{MR})(x_4 - x_2) = f_{\text{扰}}(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + c_1 \dot{x}_2 + (k_3 + k_{MR})(x_2 - x_4) + k_1(x_2 - x_0) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 $x_0$ 、 $x_2$ 和 $x_4$ 分别表示路面、机身和发动机的垂向位移, $m_2$ 和 $m_4$ 分别表示机身和发动机的总质量, $c_1$ 和 $k_1$ 分别表示坦克悬架的阻尼和刚度, $c_3$ 、 $k_3$ 和 $k_{MR}$ 分别表示隔振器的阻尼,刚度和刚度变化。

## 2 发动机减振性能仿真

发动机产生的垂向惯性力 $f_{\text{扰}}(t)$ 与路面激励 $x_0$ 是相互独立的两个外力,可分开考虑。式(1)中参数大致如下表1所示。

表1 结构参数

参数	参数值
发动机质量 $m_4/\text{kg}$	$1 \times 10^3$
隔振器阻尼 $c_3/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$2 \times 10^3$
隔振器的初始刚度 $k_3/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$4 \times 10^6$
机身质量 $m_2/\text{kg}$	$1 \times 10^4$
悬架刚度 $k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.2 \times 10^6$
悬架阻尼 $c_1/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$3.2 \times 10^4$

### 2.1 惯性力对机身的影响

当路面激励是零时,即 $x_0 = 0$ 。

取 $t=0$ 时的初值即

$$\begin{cases} f(0^-) = 0 \\ x_4(0^-) = x_2(0^-) = 0 \\ \dot{x}_4(0^-) = \dot{x}_2(0^-) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

对式(1)做拉氏变换,可得

$$\begin{cases} X_4(s) = H_4 F(s) \\ X_2(s) = H_2 F(s) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $H_4$ 和 $H_2$ 分别表示发动机位移 $x_4(t)$ 和机身位移 $x_2(t)$ 对扰动 $f_{\text{扰}}(t)$ 的传递函数,并且有

$$\begin{cases} H_4 = \frac{m_2 s^2 + (c_1 + c_3)s + k_1 + k_3 + k_{MR}}{m_4 m_2 s^4 + A s^3 + B s^2 + C s + D} \\ H_2 = \frac{c_3 s + k_3 + k_{MR}}{m_4 m_2 s^4 + A s^3 + B s^2 + C s + D} \end{cases} \quad (4)$$

式中

$$\begin{cases} A = m_4(c_1 + c_3) + c_3 m_2 \\ B = m_4(k_1 + k_3 + k_{MR}) + c_1 c_3 + m_2(k_3 + k_{MR}) \\ C = c_3 k_1 + c_1(k_3 + k_{MR}) \\ D = k_1(k_3 + k_{MR}) \end{cases} \quad (5)$$

为了更好地描述系统的频域特性,利用Matlab绘制系统频率响应曲线<sup>[9]</sup>。图2即为机身位移对发动机垂向惯性力的频率响应曲线。

图2上、下两部分分别为机身位移的幅值和相位对频率的响应曲线,由图2可以明显地看出机身

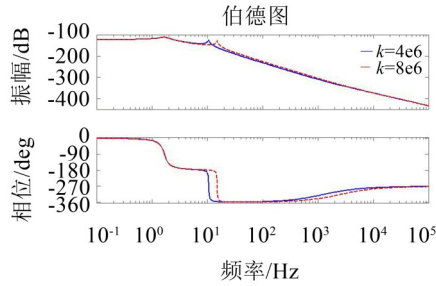


图2 机身位移对垂向力的频率响应曲线

对扰动输入的频率响应有两个谐振峰,第一个峰是由坦克悬架系统获得的谐振峰,与隔振器刚度无关。第二个峰是由隔振器产生的谐振峰,随着刚度的增大,向高频区移动。由初始值  $4 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  增加到  $8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  时,共振峰频率由  $67 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  (约为 11 Hz) 到  $94.2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  (约为 15 Hz),即增加了 36%。通过 Matlab 仿真结果,一方面验证了改变隔振器的刚度能够改变机身的响应谐振峰,即可以通过控制隔振器的刚度减小机身对外界输入扰动的响应;另一方面确定了该隔振器的刚度变化范围是  $4 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  到  $8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,单个隔振器的刚度变化范围是  $1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  到  $2 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,为下一步的隔振器设计提供理论支持。

## 2.2 路面激励对车身的影响

当发动机的垂向激振力为零时,考虑路面激励对机身的影响,此时坦克发动机和悬置可看作一个变刚度的吸振器。

取  $t=0$  时初值  $x_0(0^-) = \dot{x}_0(0^-) = 0$

对式(1)取拉氏变换,可得

$$X_2(s) = H'_2 X_0(s) \quad (6)$$

式中  $H'_2$  表示机身位移  $x_2(t)$  对路面激励  $x_0(t)$  的传递函数,并且有

$$H'_2 = \frac{k_1(m_4 s^2 + c_3 s + k_3 + k_{MR})}{m_4 m_2 s^4 + A s^3 + B s^2 + C s + D} \quad (7)$$

通过 Matlab 得到机身对路面激励的响应曲线,图3即为在不同悬置刚度下,机身位移对路面激励的响应曲线。

由图3可以明显地看出随着悬置刚度的增大,

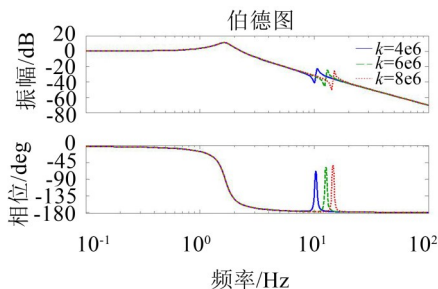


图3 机身位移对路面激励的响应曲线

机身位移对路面激励产生的谐振峰向右移。可以通过控制隔振器电流的大小调整刚度,从而可以使机身位移对路面激励的响应减小,保护机身上的精密仪器。

## 3 隔振器的磁路设计与仿真

图4为压缩式隔振器的结构示意图,图中箭头表示所设计隔振器的预想磁路走向,图中导磁材料选用电磁纯铁 DT4C,其饱和磁感应强度为  $B_{Si} = 2.158 \text{ T}$ 。为使隔振器的变刚度性能最佳,设计时导磁材料应该后于磁流变弹性体饱和,即磁流变弹性体饱和时,电磁纯铁中的磁感应强度小于其饱和磁感应强度。为了更好地控制磁场,调节磁流变弹性体的弹性模量,采用线圈加磁的方法。

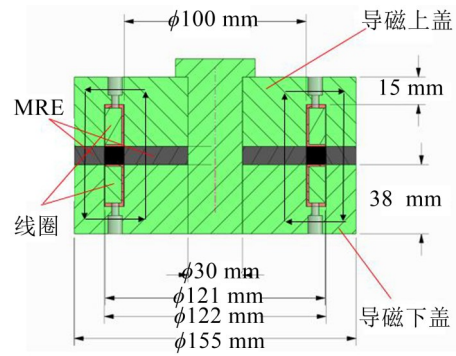


图4 隔振器结构示意图

磁流变弹性体的初始弹性模量为 7 MPa,由公式  $k = GS/h$  求得磁流变弹性体的厚度约为 10 mm,当线圈电流为 2 A 时,要求磁流变弹性体中产生的磁场强度为 0.6 T。由于导磁材料的相对磁导率远大于磁流变弹性体的相对磁导率,在初步计算时可以忽略不计,因此,整个回路的磁阻即为磁流变弹性体的磁阻。磁阻的计算公式为

$$R = \frac{L}{\mu_0 \mu_i S} \quad (8)$$

式中  $L$  为磁路的平均长度,  $S$  为磁路的面积,  $\mu_0$  为真空下的磁导率,  $\mu_i$  为材料的相对磁导率。

根据  $NI = \varphi R$ ,磁通  $\varphi = \int B ds$ ,则有效线圈匝数

$$N = \frac{2Bh}{l\mu_0\mu_i} = \frac{2 \times 0.6 \times 10 \times 10^{-3}}{2 \times 4\pi \times 10^{-7} \times 4} = 1194 \quad (9)$$

用 Ansys 软件对弹性体和整个隔振器分别进行磁路仿真。得到如图5和图6所示的输入电流为 2 A 时,磁感应强度分布图。

由图5可知,弹性体的最小磁感应强度为 694 mT,分布均匀;由图6可知,导磁体的最大磁感应强度为 16 841 mT,小于导磁体的饱和磁感应强度,均满足设计要求。



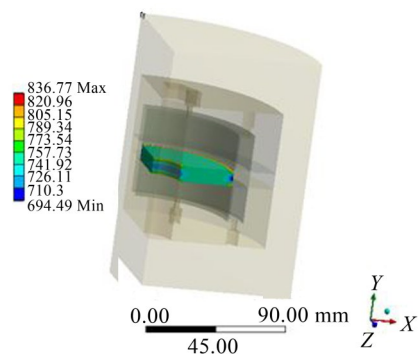


图5 弹性体磁场分布图

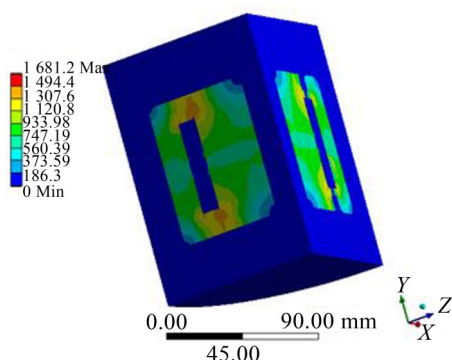


图6 隔振器的磁场分布图

#### 4 磁流变弹性体的制备

本文采用硅橡胶为基体,通过有磁场制备得到磁流变弹性体。首先将室温下呈液态的硅橡胶、羰基铁粉和硅油等充分搅拌,混合均匀后放入真空干燥箱中,用真空泵抽真空,去除液体中的气泡。再将去除气泡的液体放入模具中,将模具放入磁场发生器中,通10 A电流,经过24小时以上的时间取出即得到各向异性的磁流变弹性体样品。图7为实验所用真空干燥箱。图8为磁流变弹性体的有磁场制备现场。图9为试验所做的模具和所制成的磁流变弹性体成品。



图7 真空干燥箱

#### 5 性能测试

将自制的磁流变弹性体与原件按图4安装,得到所设计的新型压缩式隔振器如图10所示。

采用万能材料试验机测试其压缩特性,如图11所示。

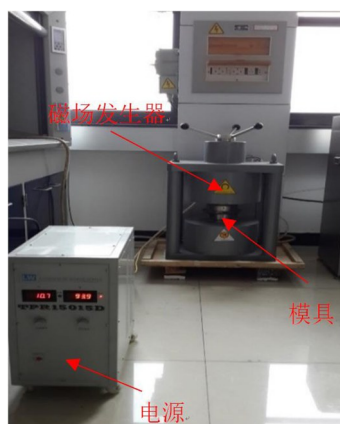


图8 磁场发生器

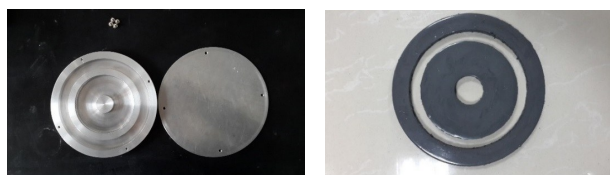


图9 模具和磁流变弹性体成品



图10 隔振器实物图



图11 性能测试

输入电流由高精度稳压电源提供,测得在不同电流下,该隔振器的力-位移曲线,测试结果如图12所示。

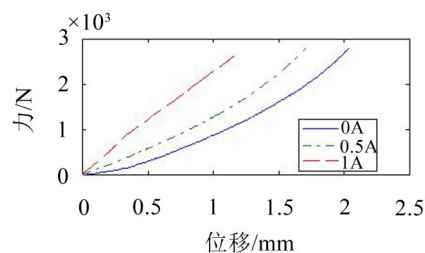


图12 测试结果

随着电流的增大,压缩相同位移所需要的力随之增大,该隔振器的刚度也随之增大。根据力-位移曲线得到表2隔振器刚度与电流的关系。

(下转第116页)