

面向铁路车辆的 MR 减振器相关技术研究动态

赵洪洋, 冯志敏, 张 刚*

(宁波大学 海运学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 分析了铁路车辆悬架系统工程应用中存在的问题, 研究了在复杂工作环境下磁流变(MR)减振器的剪切稀化、泄漏、时滞、温衰等动态特性, 综述了国内外该领域的研究现状, 并提出解决这些问题的基本思路和方法, 以期对铁路车辆 MR 减振器工程化应用提供参考。

关键词: 铁路车辆; MR 减振器; 动态性能

中图分类号: TH707

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2015) 02-0097-06

近年来, 随着铁路车辆技术的不断创新和突破, 高速化已成为我国铁路营运的发展方向, 铁路车辆的高速化加剧了车辆的振动, 使车辆运行品质变差、零部件磨损加快、使用寿命缩短、乘坐舒适度降低, 这就对车辆的减振装置形成了新的考验^[1-2]。铁路车辆减振主要采用悬架系统, 由弹簧和减振器组成。现有悬架系统大都采用液压减振器, 其优点是阻尼力是振动速度的函数, 可以随速度变化自行改变阻尼力。但这种液压减振器结构复杂、维修困难、成本较高^[3], 并且为被动控制系统, 其刚度和阻尼在车辆运行中不能随激励的变化而调整, 无法对振动实现最优控制, 因而限制了车辆运行品质的改善^[4-5]。为改善悬架系统减振性能, 采用可实时连续调节阻尼特性的半主动控制减振器十分必要, 而现有液压减振器不符合要求, 于是发明了电液比例阀控制液油流量的阻尼可调液压减振器^[6], 但这种液压减振器仍存在结构复杂、阻尼调节阀控制繁琐、阻尼力不能连续变化等问题, 而使用结构简单、体积小、阻尼力连续可调的 MR 减振器能够获得更好的效果。但铁路车辆复杂的运行环境使 MR 减振器实用化过程变得困难。因此, 面向铁路车辆的运行实际, 研究 MR 减振器的剪切稀化、泄漏、时滞、温衰等动态特性可以为铁路车辆 MR 减振器实用化应用研究提供参

考依据。

1 MR 减振器原理

铁路车辆所用 MR 减振器以磁流变液(MRF)为工作介质, 结构如图 1 所示。MRF 由高磁导率、低磁滞的微小软磁性颗粒和非导磁性载液组成, 它在无磁场时呈现出低粘度的牛顿流体特性, 如图 2(a)所示; 而在强磁场作用下, 呈现出高粘度、低流动的 Bingham 体特性, 如图 2(b)所示。当外磁场消失, 它又变回牛顿流体。由于 MRF 的这种流是瞬间的、可逆的, 其流变后的屈服强度能随磁场

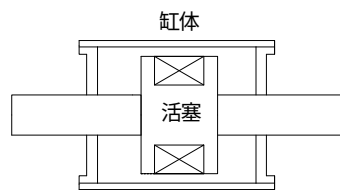


图 1 MR 减振器基本结构

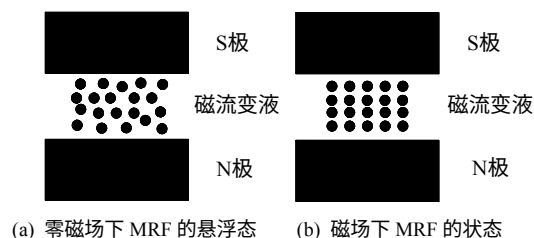


图 2 MRF 的 2 种状态

收稿日期: 2014-09-05.

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journal.g.nbu.edu.cn/>

基金项目: 浙江省科技计划项目 (2013C31045); 浙江省自然科学基金 (LY12F03009); 宁波市自然科学基金 (2012A61000); 宁波大学研究生科研创新基金 (G14049); 浙江省新苗人才计划项目 (2014R405083); 宁波大学学科项目 (xk11338)。

第一作者: 赵洪洋 (1989-), 男, 黑龙江讷河人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 磁流变减振器性能与优化。E-mail: 641783978@qq.com

*通信作者: 张刚 (1976-), 男, 四川遂宁人, 高级工程师, 主要研究方向: 故障诊断与机电控制。E-mail: zhanggang@nbu.edu.cn

强度而改变, 因此, 利用这种特性可制备 MR 减振器. MR 减振器工作原理为: 当活塞在缸体内运动时, 活塞挤压缸体内 MRF 使其流过阻尼间隙, 无磁场时, MR 减振器相当于液压减振器; 有磁场时, MRF 粘度呈现数量级提高, 表现为类似固体的 Bingham 本构关系. 阻尼力公式^[7]为:

$$F(t) = \left(\frac{12\eta LA_p^2}{\pi Dh^3} + \frac{L\pi Dh}{h} \right) u(t) + \left(\frac{3LA_p}{h} + L\pi D \right) \tau_y \operatorname{sgn}[u(t)], \quad (1)$$

其中: η 为 MRF 零场粘度; L 为活塞有效长度; A_p 为活塞受压有效面积; D 为活塞直径; h 为阻尼间隙; τ_y 为与磁场有关的剪切屈服强度; $u(t)$ 为活塞与缸体相对速度. 第 1 项是因 MRF 的粘性产生的不可变阻尼力; 第 2 项是随着磁场强度而变化的库伦阻尼力, 可使减振器阻尼力连续变化.

2 MR 减振器研究现状

继 Lord 公司在 1996 年首推出卡车座椅 MR 减振器后, MR 减振器的研究进入快速发展阶段, 美国 Lord 公司、Delphi 公司、CSA 公司、弗吉尼亚大学、内华达州大学、罗马尼亚 West University of Timisoara、日本 Sanwa Tekki 公司^[8-10]在 MR 减振器上的研究处于世界领先水平. 这些科研机构相继推出了不同结构、不同用途的 MR 减振器, 并取得了很好的效果. 其中 Lord 公司拥有更多的关于 MRF 的专利, Delphi 公司则拥有更多的 MRF 产品结构专利, 弗吉尼亚大学在 MR 减振器的控制理论和实车应用方面的研究较为深入.

自 1997 年以来, 我国一些科研单位也纷纷对 MR 减振器展开了积极的研究和创新. 在 MRF 的研究方面, 重庆仪表材料研究所在国内处于领先地位, 他们研制的 MRF-J 型 MRF 较美国 Lord 生产的同类产品性能更好, 在最高剪切屈服强度和抗沉淀等核心性能上已经很接近外国同类产品水平. 哈尔滨工业大学、重庆大学、湖南大学、浙江大学、宁波大学等在 MR 减振器领域都进行了研究^[7,11-13], 主要研究内容为 MR 减振器的结构优化、阻尼力提高、磁流变液沉淀、泄漏、响应时间及无源自适应性等, 有较大创新和较高的实用价值.

目前, MR 减振器在铁路车辆上的研究还处在理论和仿真阶段, 主要集中在铁路车辆横向振动和蛇形振动的半主动控制策略上, 并依靠 ADAMS、Matlab/Simulink 等软件进行仿真研究. 研究结果表明^[4,14-15], MR 减振器是铁路车辆减振的理想器件, 与液压减振器相比, 可显著降低悬挂质量的加速度值, 提高车辆运行品质和乘坐舒适度, 更好地抑制机车的横向振动和蛇行运动. 对铁路车辆而言, 以 MR 减振器取代液压减振器将是更优的选择, 但 MR 减振器的工程应用需要解决它在铁路车辆复杂工作环境下产生的剪切稀化、泄漏、时滞以及温衰等问题.

3 MR 减振器动态性能

3.1 高频振动下的剪切稀化

3.1.1 剪切稀化机理

铁路车辆减振器运动为高频低幅振动, 其频率主要分布在几到几十赫兹, 振幅只有几毫米. 根据铁道行业标准 TB/T 1491-2004 《机车车辆油压减振器技术条件》, 时速 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 车辆的液压减振器进行高频振动实验时的频率为 10 Hz . 由 SIMPACK 车辆系统动力学模型仿真得到车体和构架的自振频率随运行速度的变化关系可知, 车辆的各种振型频率主要为 $5 \sim 30 \text{ Hz}$ ^[1]. 铁路车辆的高频振动使 MR 减振器发生剪切稀化, 使阻尼力随振动频率增大而变小, 影响减振效果.

MRF 在阻尼间隙的流动可以用平行平板流理论分析, 如图 3 所示. 当两板相对运动时, MRF 受到剪切力, 剪切应变率为:

$$\dot{\gamma} = du / dy, \quad (2)$$

其中: du 为平板相对速度; dy 为平板间距离.

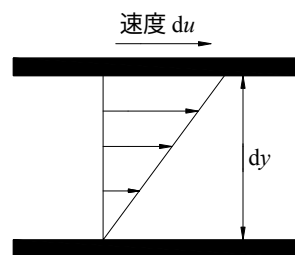


图3 平行平板流示意图

MR 的磁流变效应实质就是在磁场作用下磁

性颗粒形成链状结构,使MRF的剪切屈服强度增大,但当剪切应变率 $\dot{\gamma}$ 大于某一值,MRF的链状结构断裂很快,而新的链状结构还没有及时形成,导致MRF剪切应力下降,剪切应变率越大,剪切应力下降越多.故当MR减振器振动频率高于某一值时,阻尼力会下降.

3.1.2 剪切稀化的研究

Ashtiani等^[16]研究了剪切应变率对MRF剪切应力的影响,结果表明,当应变率较小时,剪切应力随应变率的增加而增加;当应变率较大时,剪切应力反而下降,但可提高MRF浓度增加其剪切应力.而在Bingham模型^[17]中剪切应力与剪切应变率的关系为:

$$\tau = \tau_y \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma}, \quad (3)$$

剪切应力与剪切应变率呈线性关系.可见,Bingham模型不能描述MRF在剪切应变率很大时的稀化现象.为此,Yang^[17]根据MR减振器的实验结果考虑了剪切稀化现象,通过拟合得到了修正后的Bonc-Wen模型:

$$F - f_0 = \alpha z + kx + c(\dot{x})\dot{x} + m\ddot{x}, \quad (4)$$

其中: F 为阻尼力; f_0 为静摩擦力; α 为常数; z 滞变位移; k 为刚度; m 为减振器静态阻尼力和惯性效应的等效质量; $c(\dot{x})$ 为后屈服塑性阻尼系数.同时采用了Herschel-Bulkley粘塑性模型描述了在剪切稀化时的剪切应力-剪切应变率的关系:

$$\tau = (\tau_y + K|\dot{\gamma}|^{1/m})\operatorname{sgn}(\dot{\gamma}), \quad (5)$$

其中: $m>1$.当 $m=1$ 时,该模型等效为Bingham模型,而且 $\eta=K$.修正后的Bonc-Wen以及Herschel-Bulkley粘塑性模型能描述剪切稀化现象,但这些模型大多是经过对个别MR减振器实测数据拟合得到的,不能精确地描述MR减振器在剪切稀化时的动态行为,且模型的参数过多,使得求解困难.

目前对剪切稀化的研究并不多,尤其对如何避免阻尼力受剪切稀化影响的研究.今后对MR减振器剪切稀化的研究重点应放在力学模型和MRF性能等方面.MRF剪切稀化的机理应渗透到力学模型中,不能仅仅依靠实验数据的拟合来得到力学模型.另外,研制出剪切屈服强度大、抗稀化能力强的MRF会更好地解决稀化问题.

3.2 MR减振器的泄漏

3.2.1 泄漏原因

MR减振器的内压比相同尺寸的液压减振器更大.铁路车辆的高频振动令MR减振器吸收大量振动能量,发热增加,内压升高,MRF容易泄漏.泄漏会导致MR减振器力学性能发生变化,随着泄漏的加重,MRF的粘滞阻尼系数也会随之增大,最大阻尼力也逐渐增大,但是阻尼力-位移曲线也变得越来越不饱满,示功特性降低^[18].

MR减振器最易泄漏的位置是端盖与活塞杆的间隙处,该处为动密封,主要采用斯特封与O-型圈组合的方式.密封圈与活塞杆接触摩擦易磨损,磨损后的密封圈耐压能力减小,同时摩擦发热易使密封圈软化变形,降低密封压力,最终发生泄漏.泄漏问题是导致MR减振器不能广泛使用的主要原因之一.

3.2.2 泄漏的研究

Lee等^[19]研究显示,密封位置和密封端盖的曲率对磁流变减振器的密封有影响,在密封区域上的横截面积越小,越能缩小端盖和密封圈的距離,密封效果越好.为解决密封件的磨损、老化问题,人们根据磁流变效应发明了磁流体密封机制,这种磁密封几乎可以不考虑密封件的磨损和老化问题,但对于往复式磁密封的耐压能力求解是一个难题.李钢等^[20]根据Bingham模型建立了MR减振器磁密封耐压能力的理论计算模型,模型主要考虑了磁流体在压差作用下受剪切的行为,把密封间隙处任一位置的磁流体单元的行为看作是在两块平行极板间作一维流动(忽略对流),公式为:

$$\Delta P = \frac{12\eta QL}{\pi D h^3} + \frac{3L\tau_y}{\eta}, \quad (6)$$

其中: ΔP 为磁密封所承受压差; L 为极板长; b 为板宽; h 为工作间隙; D 为环形密封间隙平均直径; τ_y 为磁流体的剪切屈服强度; η 为磁流体动力粘度系数; Q 为极板间磁流体流量.磁流体在极齿与往复轴之间的动态行为比较复杂,对于往复轴运动的磁密封耐压能力计算比较困难,应深入研究.

目前磁密封技术很难应用到MR减振器上,主要因为磁流体的屈服强度较低,导致密封耐压能力也低,同时活塞杆在运动时对磁流体的携带,导致密封间隙内磁流体减少,不能形成有效的密封

环,降低了密封压力,随着这种携带的加重,密封耐压能力会更低.为此,可采用磁密封与波纹管密封组合的方法来提高密封压力.波纹管密封可将动密封转化为静密封,减少了磨损.同时,研制更加耐磨耐高温的密封材料也可提高密封的可靠性.

3.3 高频振动下的响应时间

3.3.1 响应时间的影响因素

铁路车辆的振动频率高达几十赫兹,对减振器响应速度有严格要求.若MR减振器时滞太大会引起控制力的非同步施加,放大结构反应,降低控制效果,同时MR减振器的时滞也降低了半主动控制悬架系统的减振效果,使车辆横向减振效果变差,影响车辆的运行品质,且车速越大,影响越严重^[21-22].影响响应时间的因素有MRF的表现粘度、比重、阻尼通道尺寸、活塞振动速度等,但主要因素是电磁响应时间及减振器线圈的非线性特性及剩磁问题^[23-25].MR减振器的电-磁路比较复杂,加上MRF和活塞杆的磁滞效应,造成电-磁场转化时产生时滞,对MR减振器控制效果影响很大.所以,MR减振器响应时间研究具有实际意义.

3.3.2 响应时间的研究

学界对MR减振器响应时间的研究不多,至今尚未对MR减振器响应时间充分定义.Fernando等^[26]对MR减振器响应时间的定义为:当减振器控制电流从 I_1 变为 I_2 时,阻尼力从 F_1 变为 F_2 ,则阻尼力从 F_1 变为 $F_1+0.632(F_2-F_1)$ 这个过程所需时间 t 为响应时间,如图4所示.

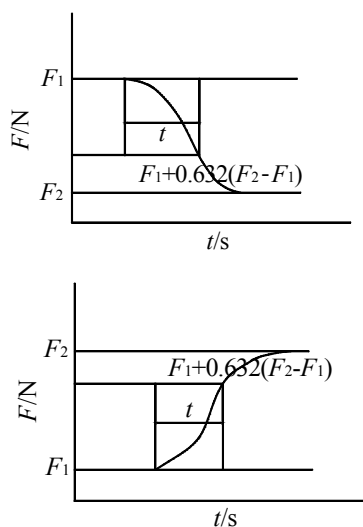


图4 响应时间测法

响应时间决定了系统的控制周期、使用效果,时间越短,越有利于实时控制,控制效果越好^[23].MR减振器的内部电路可以等效成RL电路,如(7)式和(8)式^[27]:

$$\dot{u} = -\eta(u - u_s), \quad (7)$$

减振器的输入电压:

$$u = L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t), \quad (8)$$

其中: u 为减振器的输入电压; u_s 为根据控制算法得出的控制电压; L 为电感; R 为电阻; η 为MRF的粘度; $i(t)$ 为电流.可见,电阻和电感值、MRF的粘度、控制电压初始值都会影响减振器输入电压的滞后时间.

目前,MR减振器响应时间研究主要集中在理论仿真和实验研究上,今后对MR减振器半主动控制系统各环节的响应时间研究和从工程应用中解决MR减振器控制系统的时滞问题至关重要.

3.4 温度效应下的动态性能

3.4.1 温度对性能的影响

我国铁路车辆在南北方行驶的外界环境温度为 $-50 \sim 40^\circ\text{C}$,同时MR减振器在振动时会产生热能,其工作温度很高.张登友等^[28]借鉴QC/T 545-1999《汽车筒式油压减振器台架试验方法》,选取MR减振器温度特性实验范围为 $-40 \sim 120^\circ\text{C}$,测温允差 $\pm 3^\circ\text{C}$;廖昌荣^[29]对汽车MR减振器温度稳定性做出要求,要求减振器能在 $-40 \sim 100^\circ\text{C}$ 下使用.综合判断,MR减振器的使用温度范围约为 $-40 \sim 120^\circ\text{C}$.

温度对于MRF粘度和磁流变效应的影响导致了减振器的温衰特性.MRF在磁场作用下形成链状结构,在MRF达到磁饱和状态之前,磁场强度越大,对MRF的控制作用越强,MRF成链数越多,MRF的屈服强度也越大.随着温度的升高,磁性颗粒和载液的热运动加剧,使其具有更大的动能,磁场对MRF的控制效果下降,若磁场强度未变,则MRF难以达到温升前的磁流变效应.同时温升也会使导磁材料的磁导率降低,回路磁阻变大,阻尼间隙内的磁感应强度减小,MRF的屈服强度减小,阻尼力减小.而阻尼力衰减使MR减振器悬架系统性能降低,悬挂质量加权加速度和悬挂系统动行程均方根值随着温度升高而增大,车辆行驶

平稳性降低^[30]。

3.4.2 温度特性的研究

Abdul^[31]的研究显示,温度越低,减振器的阻尼器性能越好,耗散能量越快,但这个低温是局限在一定范围的。井光辉等^[32]在对单出杆MR减振器阻尼力理论分析的基础上,考虑了压力补偿和温变的影响,推导出修正后的阻尼力模型,为MR减振器的设计提供了理论支持。徐赵东等^[33]基于流体能量守恒原理将温度参数引入阻尼力模型内,建立了MR减振器带质量元素的温度唯象模型,如(9)式:

$$F = f(T)(C(\dot{x})\dot{x} + m\ddot{x} + \alpha z), \quad (9)$$

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x}, \quad (10)$$

其中: F 和 $\dot{x}$ 为阻尼力和速度; T 为温度; $f(T)$ 为温度影响系数; $c(\dot{x})$ 为考虑低速时的力衰减和MRF静摩擦粘滞现象的阻尼力项; z 为滞变位移; m 为考虑MRF惯性效应的等效质量; α 、 β 、 γ 、 n 、 A 分别为由试验确定的系数。该模型能很好地解释振动过程中MR减振器的温升效应及其对减振器示功特性的影响,但模型参数过多,各参数确定会有一定误差。

温度对于阻尼力的影响可以依靠改变激励电流来补偿,这要在前期的设计阶段和阻尼力模型计算上考虑到。温度对响应时间也有影响,励磁线圈的电感 $L = \mu n^2 S l$, 电阻 $R = \rho l / S$, 随着减振器温度的升高,励磁线圈铁芯磁导率 μ 减小,电感量 L 减小,温升使电阻率 ρ 增加,电阻 R 增大,电感与电阻比值 L/S 减小,电-磁响应时间变短。此外,温度对MR减振器速度特性、阻尼力可调系数也有影响。

4 结论

MR减振器在铁路车辆上的实用化应用研究面临着一些技术难题,包括Bingham模型在MRF稀化后有一定局限性,而修正的Bonc-Wen模型参数过多,计算复杂;传统密封方式的密封件容易磨损、老化、变形,而磁流体密封技术还不够成熟,并且耐压能力不高。MR减振器的时滞问题仍然存在,在预测控制中对时滞加以补偿十分重要,所以半主动预测控制策略应该深入研究。温度对MR减振器的阻尼力和减振效果都有影响,应被考虑进阻

尼力模型内,而考虑了温度的模型复杂,需进一步简化。解决剪切稀化、密封、时滞、温升是铁路车辆MR减振器应用研究道路上的必经过程,相信随着MR减振器技术的日渐成熟,MR减振器能在铁路车辆上发挥重要作用。

参考文献:

- [1] 方松. 高速铁路客车振动特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [2] Sugahara Y, Takigami T, Sampei M. Suppressing vertical vibration in railway vehicles through primary suspension damping force control[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2007, 1(2):224-235.
- [3] 周腾秋. 浅谈接车车辆液压减振器设计[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- [4] 高国生. 高速机车悬架系统磁流变阻尼器试验建模与半主动控制[J]. 机械工程学报, 2004, 40(10):87-91.
- [5] 李庆芬, 赵云生, 谭继文, 等. 高速列车半主动悬挂系统控制方法研究综述[J]. 内燃机车, 2008, 1:7-11; 55.
- [6] 黎剑锋, 王凯平, 向贤虎, 等. 高速动车组半主动悬挂系统的研究[J]. 铁道学报, 2013, 35(7):21-25.
- [7] 侯振宁. 磁流变阻尼器力学性能研究与优化[D]. 宁波: 宁波大学, 2011.
- [8] Yang G, Spencer J B F, Carlson J D, et al. Large-scale MR fluid dampers: Modeling, and dynamic performance considerations[J]. Engineering Structures, 2002, 24(3): 309-323.
- [9] Gregory H H, Faramarz G. A new by-pass, fail-safe, magneto-rheological fluid damper[C]//Liu S C. Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures, San Diego: SPIE, 2002:345-351.
- [10] Ioan B. Damper with magnetorheological suspension[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2002, 241(2):196-200.
- [11] Li Z X, XU L H. Performance tests and hysteresis model of MRF-04K damper[J]. Journal of Structural Engineering, 2005, 131(8):1303-1306.
- [12] 徐晓美, 曾才民, 余伟. 线圈外置式磁流变阻尼器阻尼特性理论研究[J]. 煤矿机械, 2010, 31(12):46-48.
- [13] 顾晓蕾, 唐志峰, 吕福在, 等. 无源自适应磁流变阻尼器设计与研究[J]. 地震工程与工程振动, 2012, 32(1): 168-173.
- [14] Liao C R, Zhao D X, Liu Q. A design method of magneto-rheological grease damper for railway vehicle anti-hunting vibration and tests[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(4):54-58; 70.

- [15] 马新娜. 基于磁流变阻尼器的高速机车横向振动控制与动力学研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2007.
- [16] Ashtiani M, Hashemabadi S H, Ghaffari A. A review on the magnetorheological fluid preparation and stabilization [J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2015, 374:716-730.
- [17] Yang G G. Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: Modeling, testing and control [D]. Notre Dame: University of Notre Dame, 2001.
- [18] 张兴军, 冯志敏, 张刚. 基于泄漏故障下的磁流变阻尼器力学性能研究[J]. *现代科学仪器*, 2013, 2:54-58.
- [19] Lee J H, Han Changwan, Ahn D S. Design and performance evaluation of a rotary magnetorheological damper for unmanned vehicle suspension systems[J]. *The Scientific World Journal*, 2013, 1:1-10.
- [20] 李钢, 杜成斌. 磁流变阻尼器密封机制研究[J]. *机械设计与制造*, 2011, 7:78-80.
- [21] 廖英英, 刘金喜, 刘永强, 等. 半主动控制与时滞对高速铁路车辆平稳性、稳定性及安全性的影响[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(6):53-57.
- [22] 石岩, 吴斌. 时间滞后对磁流变阻尼控制效果的影响[J]. *徐州工程学院学报*, 2007, 22(8):33-37.
- [23] 王宇飞, 何琳, 单树军. 磁流变阻尼器响应时间的影响因素和优化途径研究[J]. *船海工程*, 2006, 6:103-106.
- [24] 郭鹏飞, 关新春, 欧进萍. 磁流变液阻尼器响应时间的试验研究及其动态磁场有限元分析[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(6):1-5.
- [25] 伍广彬. 磁流变阻尼器力学性能与减振控制方法研究[D]. 宁波: 宁波大学, 2012.
- [26] Fernando D G, Mehdi A. Experimental investigation of the energy dissipated in a MR damper for semi-active vehicle suspensions[C]//2003 International Mechanical Engineering Congress and Rd & D Expo, Washington D C, 2003:15-21.
- [27] Peng G R, Li W H, Du H, et al. Modelling and identifying the parameters of a magneto-rheological damper with a force-lag phenomenon[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2014, 38(8):3763-3773.
- [28] 张登友, 唐锐, 杨百炼, 等. 车辆磁流变减振器温度特性的试验研究[J]. *客车技术与研究*, 2013, 3:42-44.
- [29] 廖昌荣. 汽车悬架系统磁流变阻尼器研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2001.
- [30] 张进秋, 高永强, 岳杰, 等. 磁流变减振器温衰特性对履带车辆悬挂系统性能的影响[J]. *噪声与振动控制*, 2013, 33(3):119-123.
- [31] Abdul Q B. Performance of viscoelastic dampers (VED) under various temperatures and application of magneto-rheological dampers (MRD) for seismic control of structures[J]. *Mechanics of Time-Dependent Materials*, 2013, 17(3):275-284.
- [32] 井光辉, 石明全, 范树迁, 等. 考虑压力补偿和温升的磁流变减振器阻尼力模型[J]. *机械设计与制造*, 2010, 5:235-237.
- [33] 徐赵东, 李爱群, 程文灏, 等. 磁流变阻尼器带质量元素温度唯象模型[J]. *工程力学*, 2005, 22(2):144-148.

Research Progress: Dynamics of MR Damper for Railway Vehicle

ZHAO Hong-yang, FENG Zhi-min, ZHANG Gang*

(Faculty of Maritime and Transportation, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: In this paper, the problems with engineering application of railway vehicle suspension system are analyzed, the shear thinning, leaks, time lag and temperature attenuation characteristics of MR damper are investigated under complex working environment, and the progresses in research communities at home and abroad are reviewed.

Key words: railway vehicle; MR damper; dynamic property

(责任编辑 史小丽)