

基于磁流变技术的三线圈抗蛇行减振器设计与性能研究

陈嘉昊^{1,2}, 吴晗^{1,2}, 胡凯轩^{1,3}, 曾晓辉^{1,2}

(1. 中国科学院力学研究所, 100190 北京; 2. 中国科学院大学工程科学学院, 100049 北京;
3. 中国科学院大学未来技术学院, 100049 北京)

摘要: 现有高速列车所用的抗蛇行减振器为被动式的油压减振器, 其阻尼特性无法根据车辆服役状态和运行环境的变化而调整, 使车辆的平顺性和稳定性无法适应车况和环境的变化。基于磁流变技术的半主动式减振器结合智能控制技术可以解决这一难题。本研究根据高速列车抗蛇行减振器的技术要求和磁路要求设计了一种三线圈的磁流变阻尼器。首先建立了磁力耦合仿真模型, 然后对阻尼器内部的磁场分布、流场状态以及压力分布进行仿真, 并测试了不同电流、振幅和频率以及线圈通电方式下的阻尼性能。结果表明, 该阻尼器的磁路设计合理, 符合抗蛇行减振器的技术要求, 其最大出力可达到46 kN, 可调动态系数为28。此外, 针对线圈间存在的磁耦合现象进行探讨, 发现0.69倍线圈宽度的间距是该阻尼器的临界距离, 远离这个距离会导致有效阻尼通道处磁场分布不均匀, 这种磁场的改变会随着磁回路中某个部分达到磁饱和而停止。

关键词: 磁流变阻尼器; 高速列车; 抗蛇行减振器; 线圈间距

中图分类号: U266; TB535.1 文献标志码: A 文章编号: 1000-4939(2025)06-1353-11

Design and performance research of a three-coil anti-yaw damper based on magnetorheological technology

CHEN Jiahao^{1,2}, WU Han^{1,2}, HU Kaixuan^{1,3}, ZENG Xiaohui^{1,2}

(1. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, 100190 Beijing, China;
2. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, 100049 Beijing, China;
3. School of Future Technology, University of Chinese Academy of Sciences, 100049 Beijing, China)

Abstract: The anti-yaw vibration devices currently used in high-speed trains are hydraulic dampers, whose damping characteristics cannot be adjusted according to the changes in the vehicle's operating state and environmental conditions, resulting in poor ride quality and stability for the vehicle. A semi-active damper based on magnetorheological technology combined with intelligent control technology can solve this problem. In this paper, a three-coil magnetorheological damper has been developed with adjustable damping characteristics based on the technical specifications of the anti-yaw damper. The multi-physical field of the

收稿日期: 2023-03-07

基金项目: 中国科学院稳定支持基础研究领域青年团队计划资助项目 (No. YSBR-045)

通信作者: 吴晗, 高级工程师。E-mail: wuhan@imech.ac.cn

引用格式: 陈嘉昊, 吴晗, 胡凯轩, 等. 基于磁流变技术的三线圈抗蛇行减振器设计与性能研究[J]. 应用力学学报, 2025, 42(6): 1353-1363.

CHEN Jiahao, WU Han, HU Kaixuan, et al. Design and performance research of a three-coil anti-yaw damper based on magnetorheological technology[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2025, 42(6): 1353-1363.

damper is simulated, and damping performance of the damper is tested under different excitation currents, amplitudes, frequencies, and coil combinations. The results show that the magnetic circuit design of the damper is reasonable and complies with the technical requirements for anti-yaw dampers, with a maximum output force of 46 kN and an adjustable dynamic coefficient of 28. In addition, an analysis is conducted on the magnetic field distribution at varying coil spacings. The findings indicate that a critical distance exists between the coils, and the critical distance of this damper is 0.69 times the width of the coil, beyond which the magnetic field distribution becomes non-uniform. The change in magnetic flux density at the effective damping channel will stop when a certain part of the magnetic circuit reaches saturation.

Key words: magnetorheological damper (MRD); high-speed train; anti-yaw damper; coil spacing

随着列车的运行速度不断提升,人们愈发重视列车在高速运行状态下的安全问题。蛇行振动作为一种产生横向位移的大幅度摇摆运动,严重阻碍了高速列车的安全运行^[1],抗蛇行减振器是抑制高速列车蛇行振动的有效悬挂部件^[2-3]。但是目前高速列车上采用的均为被动式油压减振器。被动式油压减振器仅依赖油液通过阻尼阀来产生阻尼力,导致其只能依照活塞的移动速度提供相应的阻尼力,无法根据实时车况进行阻尼力大小的调节,对轨道车辆的平顺性和稳定性的适应性不足。为克服上述问题,部分学者将研究方向转移到可控阻尼的减振器的研发当中,其中,磁流变阻尼器凭借其阻尼力可控、响应速度快、低功耗等特点受到广泛关注^[4]。

目前,磁流变阻尼器已在不同的行业领域中得到应用,其中包括但不限于汽车悬架^[5-6]、起落架系统^[7-8]、火炮后座系统^[9-10]等。但是其在轨道车辆上的应用并不广泛,大部分研究是用参数化建模的方式来表征磁流变阻尼器,针对磁流变阻尼器本身的有限元研究相对较少。ATRAY等^[11]设计了一种最大阻尼力为24 kN的单线圈磁流变阻尼器,并开发了一种模糊模型以预测磁流变阻尼器输出的阻尼力。LAU等^[12]设计了一种输出阻尼力范围在2~12 kN的三线圈磁流变阻尼器,并利用改进的Bouc-Wen模型表征磁流变阻尼器,结果表明基于磁流变阻尼器的半主动式悬架相较被动悬架而言,能明显提高列车运行的平顺性。除此之外,HUA等^[4]、OH等^[13]和JIN等^[14]学者的研究也证明了磁流变阻尼器有明显提高列车平顺性的优点。

相比之下,部分学者将研究重点置于磁流变阻尼器的有限元研究当中,以全面分析磁流变阻尼器的性能。张坤^[15]针对高速列车蛇行振动的工况,在原有的抗蛇行减振器T70结构参数上,利用有限元软件进行磁路分析与优化,得到了阻尼力可调范围

更大的双线圈磁流变阻尼器。KIM等^[16]设计了一种最大阻尼力为15 kN的双线圈磁流变阻尼器,并利用有限元方法进行磁路分析。需要注意的是,在当前多线圈阻尼器的研究中^[15-20],大多仅局限于电磁场的有限元分析,且未对线圈间距大小进行讨论。

综上所述,现有的油压减振器难以进行阻尼的调节,导致高速列车悬挂系统在面对服役状态和环境载荷变化时的适应能力不足,而目前应用在高速列车上的磁流变阻尼器虽然能够根据车况进行阻尼力大小的实时调节,但少有阻尼器是针对高速列车蛇行运动而研发的。因此,大多数阻尼器的阻尼力幅值难以满足抵抗蛇行振动的要求。同时,现有研究中,针对抗蛇行研制的磁流变阻尼器大多局限于电磁场的有限元分析,然后通过近似公式算出相应的阻尼力,导致出现误差,而且无法分析流场内部各点的压力状态。基于此,本研究根据抗蛇行减振器的技术要求,设计了一种三线圈的磁流变阻尼器,并对其进行多物理场仿真以深入分析阻尼器的各项性能。此外,本研究还针对有效阻尼通道处磁感应强度随线圈间距的变化规律进行讨论,以确定能使磁感应强度均匀分布的线圈间距。

1 磁流变阻尼器的设计

1.1 抗蛇行减振器的技术要求

图1为典型抗蛇行减振器阻尼特性曲线^[21]。由图1可知,在150%标准阻尼特性下,该减振器卸荷前的阻尼系数与阻尼力幅值分别在500 kN·s/m与20 kN左右。

为使所设计的阻尼器不仅能够更快地耗散外部激励的能量,而且可以满足更广泛的工况需求,该磁流变阻尼器卸荷前的阻尼系数应大于600 kN·s/m,

阻尼力幅值约为 35 kN。同时,综合考虑磁流变阻尼器的安装尺寸与功率,将实现上述指标的电流值设置为 1 A。

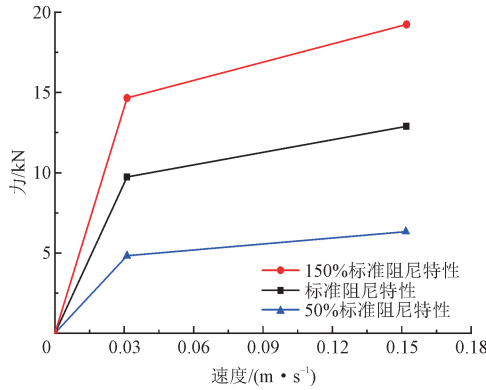


图 1 抗蛇行减振器阻尼特性曲线

Fig. 1 Damping characteristics curve of anti-yaw damper

1.2 结构设计与工作原理

本研究采用的是剪切阀式的磁流变阻尼器,该工作模式下,不仅能够依靠磁极平板与磁流体间的剪切作用产生阻尼力,而且磁流变液在压力作用下受迫流过阻尼器通道也能够产生阻尼力。为更清晰表明阻尼力的构成,通过 Bingham 伪静力模型将阻尼力表达为^[20]

$$F = F_{\tau} + F_{\eta}$$

$$= \left(2.07 + \frac{12vA_p\eta}{12vA_p\eta + 0.4l_h h_1^2 \tau_y} \right) \times \frac{\tau_y L_{\text{effect}} A_p}{h_1} \text{sgn}(v) + \left(1 + \frac{l_h h_1 v}{2vA_p} \right) \frac{12vA_p^2 \eta L_{\text{total}}}{l_h h_1^3} \quad (1)$$

$$\beta = \frac{F_{\tau}}{F_{\eta}} \quad (2)$$

式中: F_{τ} 代表磁滞阻尼力; F_{η} 代表黏滞阻尼力; v 代表活塞两端相对速度; A_p 代表活塞头有效面积; η 代表磁流变液的零场黏度; l_h 代表阻尼通道的平均周长; h_1 代表阻尼通道宽度; τ_y 代表磁流变液的屈服应力; L_{effect} 代表阻尼通道的有效长度; L_{total} 代表活塞总长度; β 代表可调系数。

图 2 展示了简化后的双出杆式磁流变阻尼器的二维平面结构,主要由活塞头、活塞杆、线圈、磁流变液和缸体组成。同时,为了更灵活地控制阻尼力的大小,本研究将阻尼器的线圈数量设置为 3 个。其中,中间线圈所受激励电流的方向与端部线圈相反,以避免阻尼通道处的磁场相互抵消。

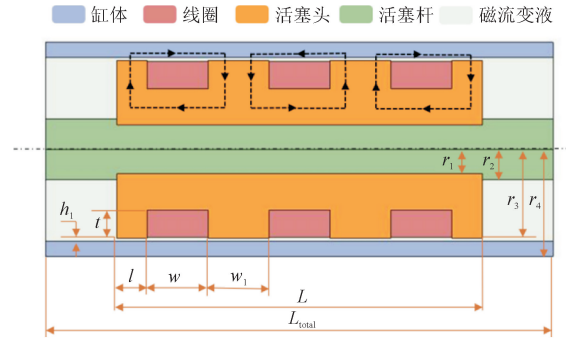


图 2 磁流变阻尼器简化模型

Fig. 2 Simplified model of MRD

1.3 磁路设计

磁路设计目的在于通过设计原则确定部分结构参数,以保证磁流变液的性能得到充分发挥。由于多线圈之间存在较强的磁耦合效应,导致直接基于理论分析结果进行设计既复杂又不太精确。为方便初步确定结构的参数,本研究以单个线圈的磁回路作为分析对象,这种简化分析方法在多线圈的磁路设计工作中经常被采用^[17,22]。设计原则主要有以下 2 项^[17]。

1) 阻尼通道处的磁感应强度要大于磁流变液的饱和磁感应强度,以保证在磁场作用下磁流变液能够产生足够的屈服应力。根据欧姆定律,可得

$$NI_c = \Phi(R_{m0} + R_{m1}) \quad (3)$$

式中: N 是线圈匝数; I_c 代表线圈电流; R_{m0} 代表阻尼通道处的磁流变液的磁阻; R_{m1} 代表磁回路中其他部分的磁阻(磁芯、磁轭、缸体)。由于活塞、缸体部分采用低碳钢,其相对磁导率远大于磁流变液的相对磁导率,这意味着活塞、缸体部分的磁阻远小于磁流变液的磁阻。因此,将磁流变液的磁阻近似等于总磁阻,则通过式(3)可得

$$N = 2B_{\text{MRF}}h_1/(\mu_0 I_c) \quad (4)$$

式中: B_{MRF} 为磁流变液的饱和磁感应强度; μ_0 为空气磁导率,即 $4\pi \times 10^{-7} \text{ N/A}^2$ 。基于式(4)便可确定线圈的匝数,以保证阻尼通道处的磁流变液可以达到磁饱和。

2) 由于磁回路中最大激励电流为最先磁饱和部分所受激励电流,故磁回路中任何部分(指磁芯、磁轭等)均不能先于阻尼通道中的磁流变液达到磁饱和。为实现该目的,现需要对磁回路中各部分的磁通量进行计算,以保证 ϑ_3 总是相对最小。在活塞杆使用弱导磁材料的前提下,磁回路中各部分的饱和磁通量计算表达(不考虑多线圈的磁耦合作用)为

$$\vartheta_1 = \pi[(r_3 - t)^2 - r_1^2]B_m,$$

$$\begin{aligned}\vartheta_2 &= 2\pi(r_3 - t)lB_m, \\ \vartheta_3 &= 2\pi r_3 l B_{\text{MRF}}, \\ \vartheta_4 &= \pi[r_4^2 - (r_3 + h_1)^2]B_m\end{aligned}\quad (5)$$

式中: $\vartheta_1 \sim \vartheta_4$ 分别代表磁芯、磁轭、阻尼通道、缸体处的饱和磁通量; B_m 代表材料的饱和磁感应强度(本研究在缸体和活塞头使用的材料相同)。

1.4 结构参数确定

现将上述磁路设计与理论计算式(1)、式

表1 磁流变阻尼器的结构参数

Tab. 1 Parameters for magnetorheological damper structure

活塞杆 内径	活塞杆 外径	活塞头 直径	缸体 直径	缸体 长度	磁轭 长度	线圈 间距	活塞头 长度	阻尼 通道厚度	壁厚	绕线槽 宽度	绕线槽 深度	线圈 匝数	线圈 电阻/ Ω
$2r_1/\text{mm}$	$2r_2/\text{mm}$	$2r_3/\text{mm}$	$2r_4/\text{mm}$	$L_{\text{total}}/\text{mm}$	l/mm	w_1/mm	L/mm	h_1/mm	h_d/mm	w/mm	t/mm		
40	44	124	148	320	15	30	240	2	10	50	24	3×1200	3×8.16

2 有限元模型的建立

通过磁路设计现已确定了磁流变阻尼器的几何尺寸,为验证该设计的合理性,现采用有限元方法进行性能分析。

2.1 几何模型的建立及网格设置

根据阻尼器的轴对称性,通过 COMSOL Multiphysics 软件按照表1中的尺寸参数建立了二维轴对称模型,并进行了映射网格的划分,划分单元数为11 776,如图3(a)所示。

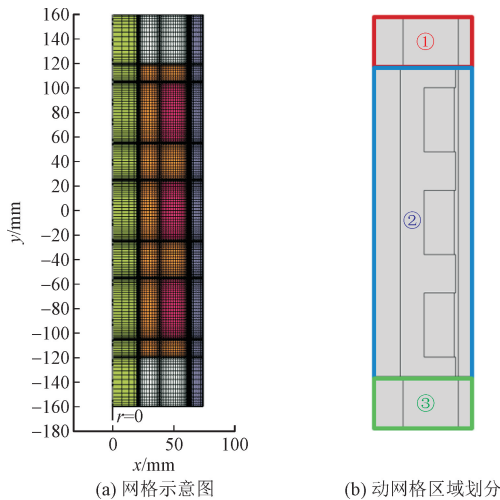


图3 网格划分

Fig. 3 Meshed model

为了模拟受外界激励作用后活塞在磁流变液中的运动过程,采用任意拉格朗日-欧拉(arbitrary La-

(2)相结合,设计一个输出阻尼力范围大概在3~30 kN,符合抗蛇行减振器的技术要求以及磁路要求的剪切阀式磁流变阻尼器。

在该阻尼器中,活塞杆采用4340不锈钢,活塞头和缸体采用10#低碳钢,线圈采用线径为1 mm的铜材,磁流变液选用MRF-J25T。在上述分析的基础上,结合材料属性和经验设计,确定磁流变阻尼器的结构参数如表1所示。

grange-Euler, ALE)方法对网格的移动进行描述。出于简单考虑,假定每个网格仅出现轴向位移,则可将活塞位移描述为

$$Z_{\text{piston}}(t) = a_0 \sin(2\pi ft) \quad (6)$$

式中: $Z_{\text{piston}}(t)$ 表示不同时刻的活塞位移; a_0 表示位移振幅; f 表示位移频率。

由于仿真过程中活塞位移是指定的,故可以通过线性插值的方法来描述活塞上下腔室的运动^[23]。基于此,按照图3(b)所示,可将整个模型划分为3个区域,其中活塞位移(区域②)用 $Z_{\text{piston}}(t)$ 表达,上、下腔室(区域①、③)的网格位移分别用 $Z_1(Z, t)$ 、 $Z_2(Z, t)$ 表示。

$$Z_1(Z, t) = \frac{Z_{\text{piston}}(t)(L_{\text{total}}/2 - Z)}{L_{\text{total}}/2 - L/2} \quad (7)$$

$$Z_2(Z, t) = Z_{\text{piston}}(t) \left(1 + \frac{L/2 + Z}{L_{\text{total}}/2 - L/2}\right) \quad (8)$$

2.2 电磁场模型

电磁场的控制方程为麦克斯韦方程,忽略涡流的影响,电磁场的控制方程可表示为^[24]

$$\begin{aligned}\nabla \times \mathbf{H} &= \mathbf{J}, \\ \nabla \times \mathbf{A} &= \mathbf{B}, \\ \mathbf{J} &= \sigma \mathbf{v} \times \mathbf{B} + \mathbf{J}_e\end{aligned}\quad (9)$$

式中: \mathbf{H} 表示磁场强度矢量; \mathbf{J} 表示电流密度矢量; \mathbf{A} 表示磁矢势; σ 表示电导率; \mathbf{v} 表示活塞两端相对速度; \mathbf{J}_e 表示外部电流密度; \mathbf{B} 表示磁感应强度矢量。

对于活塞杆等采用弱导磁或不导磁的材料,磁化关系可用式(10)表示。

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mu \mathbf{H} \quad (10)$$

式中, μ 代表材料的相对磁导率。对于采用非线性导磁材料的活塞头、缸体、磁流变液等区域,其磁感应强度可用式(11)表示,具体的 $B-H$ 曲线如图 4 所示。

$$\mathbf{B} = f(|\mathbf{H}|) \quad (11)$$

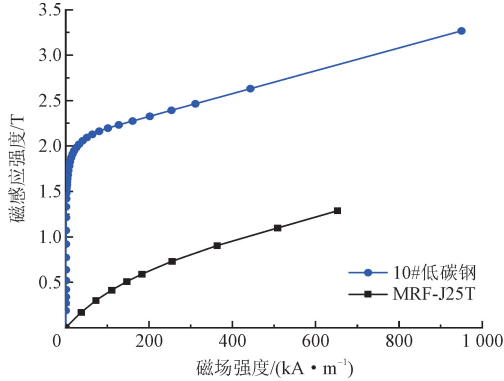


图 4 $B-H$ 曲线图

Fig. 4 $B-H$ curve

2.3 流场模型

根据雷诺数判断流场的流动属于层流^[25],进一步假设磁流体是不可压缩流体,且运行过程中不受温度影响,则不可压缩层流的控制方程可用连续性方程以及 Navier-Stokes 方程表达,具体表达式为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (12)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot (-p\mathbf{I} + \mu'(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)) + \mathbf{F}_v \quad (13)$$

式中: ρ 表示磁流变液的密度; \mathbf{u} 是流速; \mathbf{I} 是单位张量; p 是压强; μ' 是动力黏度; \mathbf{F}_v 是体积力。

需要注意的是,磁流变液是非牛顿流体,因此本研究引入 Bingham-Papanastasiou 本构模型来描述其流动时产生的剪切应力,则对于屈服后的磁流体有

$$\tau = \mu_p \dot{\gamma} + \tau_y [1 - \exp(-m_p \dot{\gamma})] \quad (14)$$

$$\mu' = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (15)$$

式中: τ 表示剪切应力; μ_p 表示零场黏度(MRF-J25T 该值为 $0.8 \text{ Pa} \cdot \text{s}$); τ_y 表示屈服应力; m_p 是模型参数; $\dot{\gamma}$ 是剪切速率。 τ_y 、 m_p 的表达式可以参考 HU 等^[26] 给出的表达式。

$$\begin{aligned} \tau_y &= -2.452 \times 10^4 \times |\mathbf{B}|^3 + 5.892 \times 10^4 \times |\mathbf{B}|^2 + \\ & 11\,250 \times |\mathbf{B}|, \\ m_p &= 0.025\,36 \times |\mathbf{B}|^2 - 0.053\,33 \times |\mathbf{B}| + 0.034\,53 \end{aligned} \quad (16)$$

此外,流场与磁场之间的作用体现于当给定激励电流后,磁流体会在磁场作用下受到体积力 \mathbf{F}_v 的作用,表达式为

$$\mathbf{F}_v = \mu_0 (\mathbf{M} \cdot \nabla) \mathbf{H} \quad (17)$$

式中, \mathbf{M} 代表磁化强度矢量。

2.4 模型验证

为验证上述建模过程无误,现按照上述方法对一个周期内的阻尼力进行计算,并将其与 HU 等^[26] 的结果进行对比。结果表明,本研究的计算结果与文献计算结果高度吻合,符合仿真分析的精度要求。

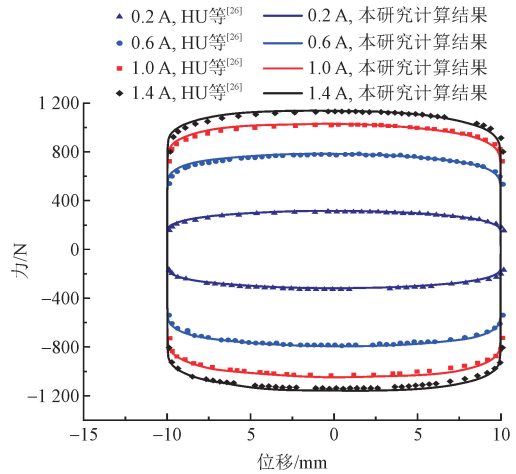


图 5 计算结果与文献对比

Fig. 5 Comparison of calculation results

3 数值仿真分析

在设计过程中仅依靠简化的磁路计算来判断是否满足磁路要求可能并不够精确,因此,需要利用有限元方法对整体结构的磁场分布进行验证与分析。同时,要在磁场的基础上耦合流场,以确定阻尼器的输出范围、功耗特性等。

3.1 磁场仿真分析

3.1.1 有限元分析

指定活塞位移振幅为 1 mm ,频率为 1 Hz 的情况下,对线圈通入 1.2 A 的激励电流(中间线圈电流方向与两侧线圈的相反),则阻尼器的磁场分布如图 6、图 7 所示。图中,将有效阻尼通道称为 Active region I ~ IV。

为验证结构设计合理性,现结合图 6 和图 7 进行基于有限元方法的磁路分析。由图 6 可知,在每个线圈产生的磁回路中,仅活塞头边缘处存在极少

部分磁力线未垂直通过阻尼通道截面的情况,说明磁场利用率较高。需要注意的是,少部分的磁场没被利用是正常的,因为磁路中实际两点存在磁位差,难以避免漏磁的产生^[27]。

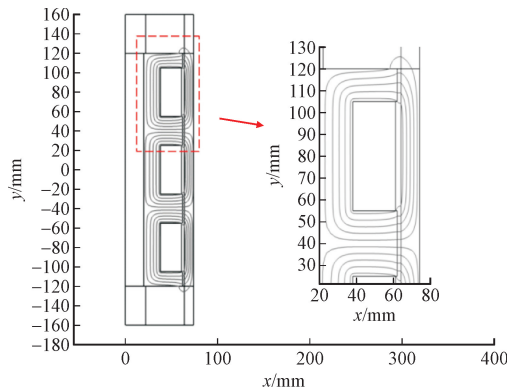


图6 磁力线分布图

Fig. 6 The distribution of line of magnetic flux

由图7可知,Active region I ~ IV 处的磁感应强度已大于 0.5 T,符合磁路设计要求,磁流变液可以产生较大的屈服应力。上述结果表明,该磁流变阻尼器符合磁路设计的要求。此外,由图7可见,Active region II、III 处的磁感应强度大于 Active region I、IV 处。这是由于中间线圈反向通电可以使更多的磁力线通过 Active region II、III 区域,进而产生了磁场的叠加。但是,由于线圈间的磁耦合作用,这种叠加并非简单的线性叠加。为探究线圈间距对这种磁耦合效应的影响,在 3.1.2 部分展开了具体的研究与说明。

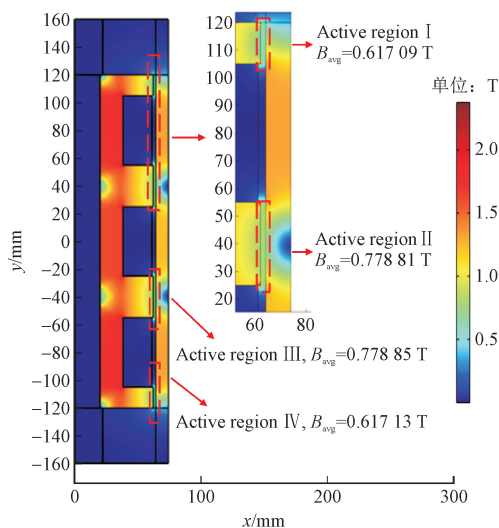


图7 磁感应强度云图

Fig. 7 Magnetic field distribution

3.1.2 线圈间距的讨论

上小节提到多线圈磁流变阻尼器的公共部分存

在较强的磁耦合作用,但该作用随线圈间距的变化规律目前还未见有发表的文章进行讨论,仅少部分学者提到线圈间距存在一个临界距离^[27]。因此,本研究在阻尼通道长度、线圈长度保持不变的情况下,对阻尼通道处磁感应强度随线圈间距的变化规律进行了讨论,如图8所示。

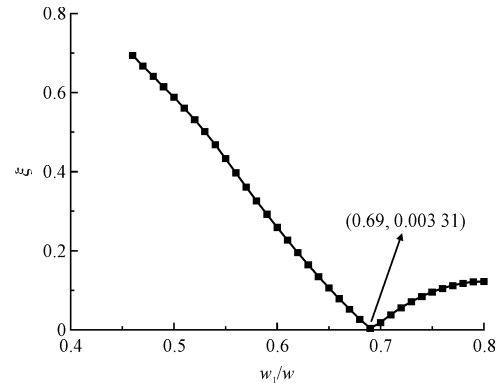


图8 磁感应强度随线圈间距的变化规律

Fig. 8 Variation of magnetic flux density norm with coil spacing

图8中, w_1 代表线圈间距; w 代表单个线圈的宽度; ξ 表示线圈公共部分(即 Active region II、III 处)与不受磁耦合影响的非公共部分(即 Active region I、IV 处)的磁感应强度大小相差程度,越接近零则有效阻尼通道处的磁感应强度分布越均匀,具体表达式为

$$\xi = |B_{\text{double}}/B_{\text{single}} - 1| \quad (18)$$

式中: B_{double} 代表线圈公共部分的磁感应强度; B_{single} 代表线圈非公共部分的磁感应强度。

从图8可知,线圈间距确实存在临界距离(即图8中 $w_1/w = 0.69$ 处),远离该距离会造成有效阻尼通道处磁场分布不均匀。产生该变化的主要原因是有效阻尼通道的面积发生了改变,导致单位面积穿过的磁力线增加或减少,从而改变了磁感应强度的大小。

根据图8~图9可知, $w_1/w = 0.69 \sim 0.80$ 的变化是十分有趣的,虽然 Active region I、IV 处的长度减少了,但是该处的磁感应强度仍在降低。现结合图10、图11进行解释。当 $w_1/w = 0.69$ 增加到 $w_1/w = 0.80$ 时,位于两侧的线圈所产生的磁回路中的磁力线数量降低,这可能是由于 Active region I、IV 处的宽度太窄导致该部分先于阻尼通道的磁流变液达到磁饱和,限制了磁回路的磁通量;同时,关于磁感应强度的变化趋势明显变缓的原因亦是如此,Active region I、IV 处的磁通量达到饱和时,有效阻尼通道处的磁场仅能依靠 Active region II、III 处磁感应强度的变化而改变,这种改变会随着中间线圈产生的

磁回路达到磁饱和而逐渐停止。

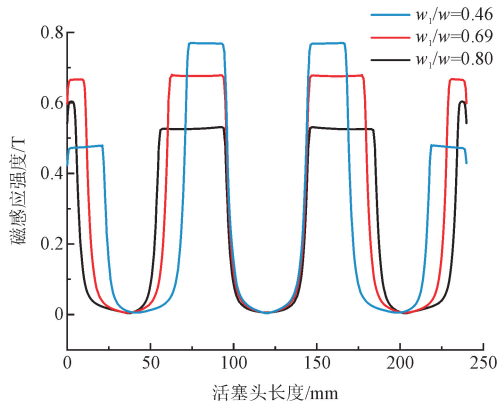


图 9 不同间距下阻尼通道处的磁感应分布图

Fig. 9 The magnetic flux density norm at the damping channel under different coil spacing

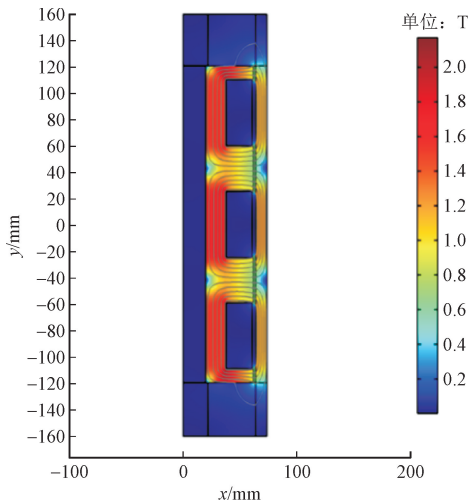


图 10 $w_1/w = 0.69$ 时磁场分布

Fig. 10 Magnetic field distribution when $w_1/w = 0.69$

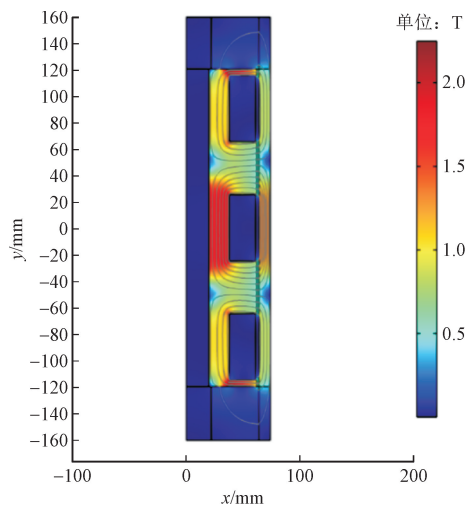


图 11 $w_1/w = 0.80$ 时磁场分布

Fig. 11 Magnetic field distribution when $w_1/w = 0.80$

3.2 流场仿真分析

当 3 个线圈均通入 1.2 A 的激励电流, 活塞头运动速度为 $6.2832 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ 时, 阻尼器的轴向、径向的流速云图如图 12 ~ 图 13 所示。由图 12 可知, 阻尼通道处的流速明显大于腔室内的流体, 其中 Active region 区域的流速又大于其他阻尼通道处的流速。产生这种现象的原因是, 在流体体积保持不变的情况下, 横截面积越小的区域, 流速越快。图 13 展示了当活塞进行上行程时, 流入有效阻尼通道区域总是产生沿着径向正方向的速度, 流出有效阻尼通道区域则与之相反, 这是由于预留绕线槽的形状导致的。

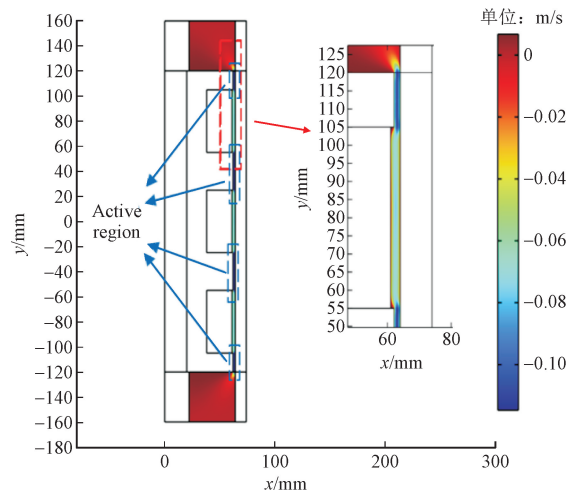


图 12 轴向流速云图

Fig. 12 Diagram of axial velocity cloud

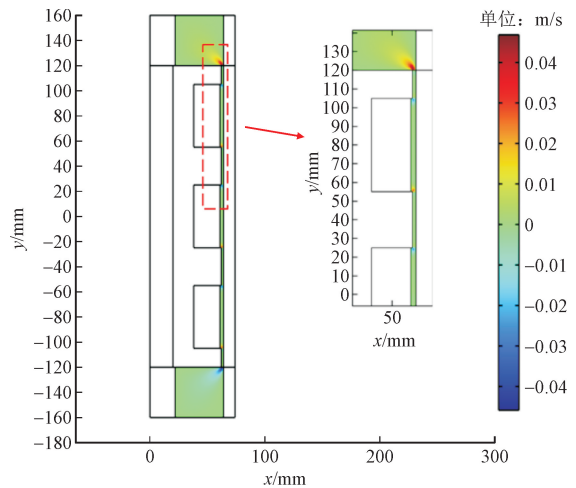


图 13 径向流速云图

Fig. 13 Diagram of radial velocity cloud

由图 14 可知, 在 Active region 区域的压力梯度大, 而通过该区域后, 压力的变化明显变缓, 甚至几乎不变。这是由于 Active region 区域的磁感应强度

越大,其产生的磁致压降也就越大,尤其是 Active region II、III处,这与上述的磁路分析一致。而磁感应强度为0的非 Active region 区域只能产生相对较少的黏滞压降,因此其呈现缓慢降低的趋势。

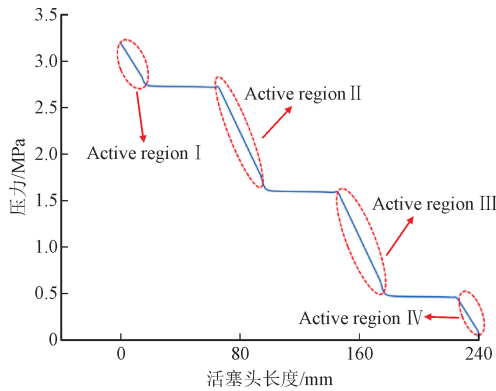


图 14 阻尼通道处的压力变化图

Fig. 14 The variation of pressure at the damping channel

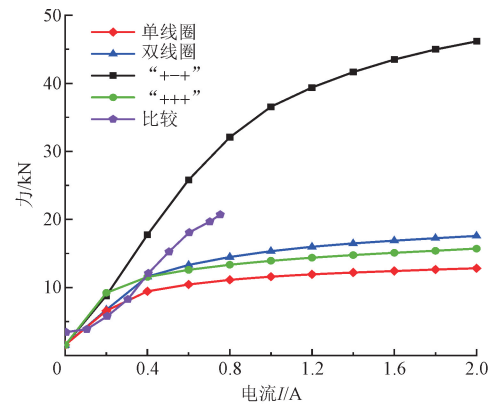
3.3 阻尼性能分析

从电磁场和流场的分析结果来看,目前该阻尼器的各项设计要求以及物理场内的变化规律均符合理论要求,进一步验证了仿真结果的正确性。为确定该阻尼器的出力性能,对不同激励电流下的阻尼力、可调动态系数进行计算。同时,根据标准 BS EN 13802—2013^[28]对该阻尼器的静态特性和动态特性进行分析。

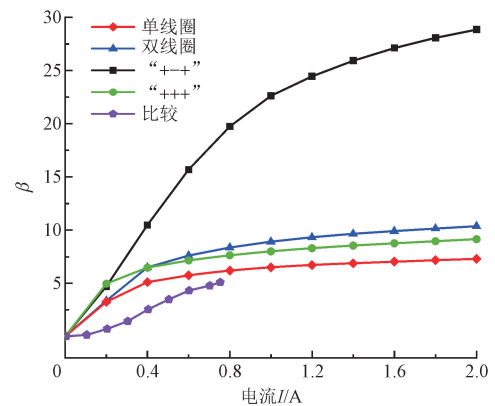
现将活塞位移幅值设置为 25 mm,频率设置为 0.2 Hz。活塞速度为 0.031 402 m/s 时不同电流下阻尼器的性能如图 15 所示。其中,“单线圈”表示仅中间线圈通入电流,“双线圈”表示两侧线圈通入电流,“+ - +”表示中间线圈通入电流方向与两侧相反,“+ + +”表示线圈通入电流方向一致,“比较”表示其他学者^[29]研制的抗蛇行振动磁流变阻尼器。从图 15 (a)可知,激励电流为 0 A 时,黏滞阻尼力的大小为 1 546 N。随着激励电流的增加,阻尼力大小也在增加,在激励电流为 2 A 时,阻尼力达到了 46 165 N。其中,在 1 A 电流后,阻尼力的增长趋势变缓,说明该阻尼器开始趋于磁饱和。需要注意的是,同样 3 个线圈均通电的情况下,“+ + +”状态下产生阻尼力远低于“+ - +”的原因是线圈公共部分的磁力线走向相反,磁场相互抵消,导致磁滞阻尼力大大降低。此外,由“比较”可知,在理论上,本研究所设计的三线圈磁流变阻尼器的出力性能较好。

为分析该阻尼器的静态特性,现将激励电流设

为 1 A,线圈通电状态为“+ - +”,指定活塞位移振幅为 25 mm,分析频率为 0.1、0.2、0.4 Hz 下阻尼性能。根据图 16 (a)可知,曲线围成的面积随着频率的增加而增加,说明阻尼器的功耗会随着频率的增加而增加。这是由于活塞频率的增加导致磁流变液的速度增加,进而增加了黏滞阻尼力的大小。



(a) 阻尼力随电流变化

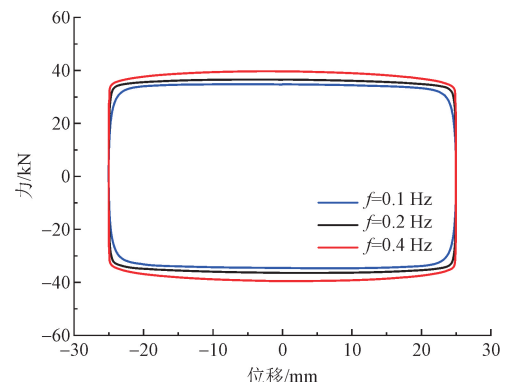


(b) 可调动态系数随电流变化

图 15 阻尼性能

Fig. 15 Damping performance

在轨道车辆实际行驶过程中,抗蛇行减振器两端节点的相对运动幅值通常小于 2 mm,频率范围在 2 ~ 9 Hz 之间^[30]。



(a) 位移-阻尼力曲线图

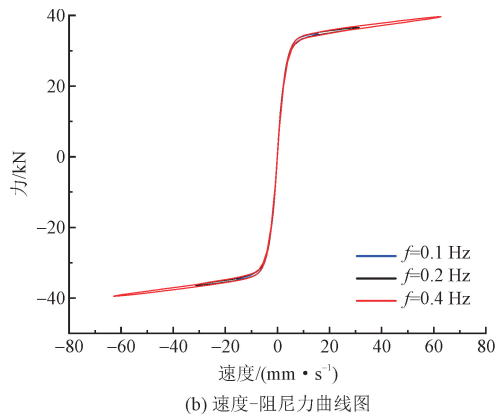


图 16 不同频率下的阻尼性能

Fig. 16 Damping performance at different frequencies

为尽可能清晰地反映磁流变阻尼器的动态特性, 现将激励电流设为 1 A, 线圈通电状态为“+ - +”, 指定活塞位移振幅为 2 mm, 分析频率为 4、8、10、12 Hz 下阻尼性能。

从图 17 (b) 可知, 当活塞速度小于 25 mm/s 时, 该阻尼器卸荷前的阻尼系数大于 600 kN · s/m, 达到预期设定的目标值。

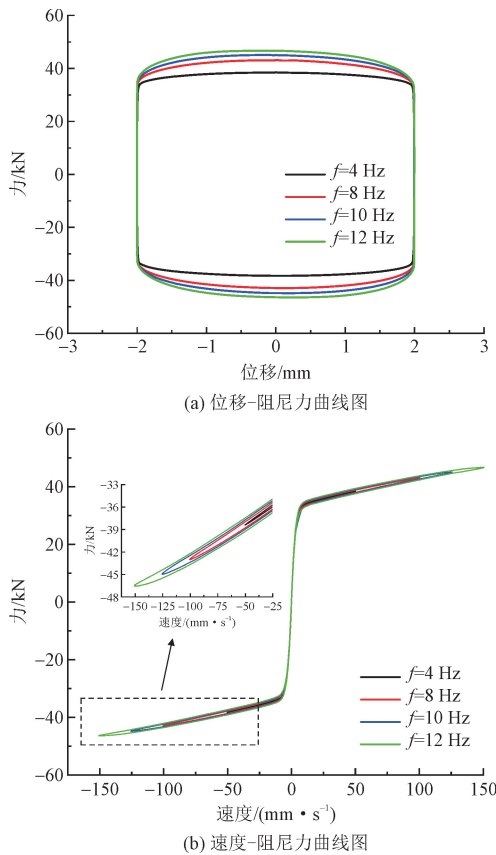


图 17 $a_0 = 2$ mm 时不同频率的阻尼性能

Fig. 17 Damping performance at different frequencies when $a_0 = 2$ mm

同时, 随着频率的增加, 速度相对高的区域的阻

尼力会随着速度的增加而大致呈指数型变化。

实际运用中, 减振器会因两端的橡胶节点、磁流变液的可压缩性而产生一定的刚度特性, 这会对阻尼性能产生影响。因此, 本研究引入 Tait 方程 (式 19) 描述磁流变液的可压缩性^[23,31], 并将减振器的刚度特性以体积模量的方式呈现。

$$p = K \left[\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^n - 1 \right] + p_0 \quad (19)$$

式中: K 为体积模量; ρ_0 为参考密度; p_0 为参考压强; n 为密度指数。由于此处重点关注体积模量对阻尼性能的影响, 因此, 对最简单的单线圈磁流变阻尼器进行探讨, 以提高程序的收敛性与计算速度。同时, 将不可压缩的计算结果与邓英俊^[32]的研究结果 (图 18 中“验证”) 进行对比验证。

根据图 18 (a) 可知, 考虑可压缩性后, 在位移幅值附近的阻尼力曲线产生了偏移, 这种偏移程度会随着体积模量的增大而减少。这是由于刚度特性的存在, 导致当活塞到达上 (下) 止点开始反向运动时, 上下腔室间的压力差不能瞬时变化, 活塞头两端仍存在压差阻力。

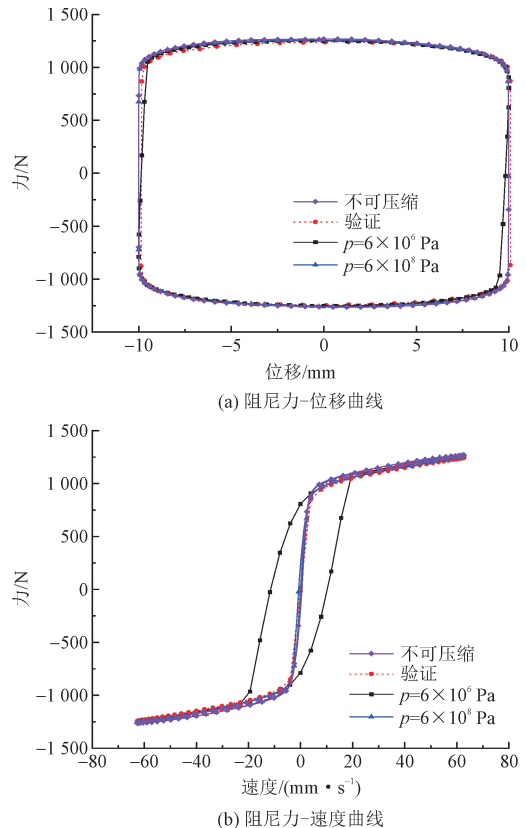


图 18 刚度特性对阻尼性能的影响

Fig. 18 Influence of stiffness characteristics on damping performance

这一点与图 18 (b) 中的滞回环相对应, 即在低

速区形成一个明显的环形线。当体积模量越小时,该环形线的宽度越大。由此可知,考虑磁流变液可压缩后,磁流变阻尼器刚度特性的变化不会影响阻尼力的幅值,但是会改变上(下)止点附近的阻尼力大小。

4 结 论

本研究针对高速列车的传统油压式抗蛇行减振器阻尼不可调节的情况,设计一种阻尼可调的三线圈的磁流变抗蛇行阻尼器,并通过有限元方法对该阻尼器内部的磁场分布、流场状态以及压力分布进行了分析,主要得到如下结论。

1)理论上,在1 A 电流下,该阻尼器出力达到36 kN,可调动态系数为22,可适应当前高速列车抗蛇行减振器的使用要求。当电流增至2 A 左右时,阻尼力出力为46 kN,可调动态系数为28,基本达到该阻尼器的额定阻尼状态,继续增大电流,阻尼力将不再发生明显变化。

2)线圈间距存在一个影响磁场均匀分布的临界距离,远离该临界距离时,磁场分布逐渐变得不均匀,这种磁场的改变会随着磁回路中某个部分达到磁饱和而停止。

3)考察不同因素对阻尼性能的影响,发现激励电流大小的改变可以明显改变阻尼器的出力大小,而活塞两端的相对位移的幅值、频率以及阻尼器本身刚度特性的变化不会对阻尼力的幅值造成明显改变。其中,虽然阻尼器本身的刚度特性不会明显改变阻尼力的幅值,但是会对上(下)止点附近的阻尼力造成影响,这种影响会随着刚度的增加而减弱。

参考文献:

- [1] DE PATER A D. The approximate determination of the hunting movement of a railway vehicle by aid of the method of Krylov and Bogoljubov[J]. Applied scientific research, 1961, 10(1): 205.
- [2] 周素霞, 卢术娟, 孙晨龙, 等. 高速列车油压减振器阻尼特性仿真及研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(8): 50-55.
ZHOU Suxia, LU Shujuan, SUN Chenlong, et al. Simulation and research on damping characteristics of hydraulic damper for high-speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(8): 50-55 (in Chinese).
- [3] HUANG C H, ZENG J. Dynamic behaviour of a high-speed train hydraulic yaw damper[J]. Vehicle system dynamics, 2018, 56(12): 1922-1944.
- [4] HUA Y Y, ZHU S Y, SHI X. High-performance semiactive secondary suspension of high-speed trains using negative stiffness and magnetorheological dampers[J]. Vehicle system dynamics, 2022, 60(7): 2290-22311.
- [5] EBRAHIMI B, KHAMESE M B, GOLNARAGHI F. Eddy current damper feasibility in automobile suspension; modeling, simulation and testing[J]. Smart materials and structures, 2009, 18(1): 015017.
- [6] SHERJE N P, DESHMUKH S V. Preparation and characterization of magnetorheological fluid for damper in automobile suspension[J]. International journal of mechanical engineering and technology, 2016, 7(4): 75-84.
- [7] GANDHI F, WANG K W, XIA L B. Magnetorheological fluid damper feedback linearization control for helicopter rotor application[J]. Smart materials and structures, 2001, 10(1): 96-103.
- [8] HAN C, KIM B G, CHOI S B. Design of a new magnetorheological damper based on passive oleo-pneumatic landing gear[J]. Journal of aircraft, 2018, 55(6): 2510-2520.
- [9] ZHANG G, WANG H X, WANG J. Development and dynamic performance test of magnetorheological material for recoil of gun[J]. Applied physics a, 2018, 124(11): 781.
- [10] PATEL D M, UPADHYAY R V. Predicting the thermal sensitivity of MR damper performance based on thermo-rheological properties[J]. Materials research express, 2019, 6(1): 015707.
- [11] ATRAY V S, ROSCHKE P N. Design, fabrication, testing, and fuzzy modeling of a large magnetorheological damper for vibration control in a railcar[C]//Proceedings of the 2003 IEEE/ASME Joint Railroad Conference, Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2003: 223-229.
- [12] LAU Y K, LIAO W H. Design and analysis of magnetorheological dampers for train suspension[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part f: journal of rail and rapid transit, 2005, 219(4): 261-276.
- [13] OH J S, SHIN Y J, KOO H W, et al. Vibration control of a semi-active railway vehicle suspension with magneto-rheological dampers[J]. Advances in mechanical engineering, 2016, 8(4): 1-13.
- [14] JIN T H, LIU Z M, SUN S S, et al. Theoretical and experimental investigation of a stiffness-controllable suspension for railway vehicles to avoid resonance[J]. International journal of mechanical sciences, 2020, 187: 105901.
- [15] 张坤. 高速列车转向架二系悬挂磁流变减振器研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2018.
- [16] KIM H C, SHIN Y J, YOU W, et al. A ride quality evaluation of a semi-active railway vehicle suspension system with MR damper: railway field tests[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part f: journal of rail and rapid transit, 2017, 231(3): 306-316.
- [17] YANG Y, XU Z D, GUO Y Q, et al. Internal magnetic field tests and magnetic field coupling model of a three-coil magnetorheological damper[J]. Journal of intelligent material systems and structures, 2020, 31(19): 2179-2195.
- [18] ABDUL AZIZ M, MOHTASIM S M, AHAMMED R. State-of-the-art recent developments of large magnetorheological (MR) dampers: a

- review[J]. Korea-Australia rheology journal, 2022, 34(2): 105-136.
- [19] YANG Y, XU Z D, GUO Y Q. Seismic performance of magnetorheological damped structures with different MR fluid perfusion densities of the damper[J]. Smart materials and structures, 2021, 30(6): 065008.
- [20] YANG Y, XU Z D, GUO Y Q, et al. Performance tests and microstructure-based sigmoid model for a three-coil magnetorheological damper[J]. Structural control and health monitoring, 2021, 28(11): e2819.
- [21] 秦震,周素霞,孙晨龙,等. 减振器特性参数对高速动车组临界速度的影响研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(6): 138-144.
QIN Zhen, ZHOU Suxia, SUN Chenlong, et al. Influence of hydraulic shock absorber characteristic parameters on the critical speed of high-speed trains[J]. Journal of mechanical engineering, 2017, 53(6): 138-144 (in Chinese).
- [22] 许飞鸿. 多级线圈磁流变阻尼器性能试验及其结构减震研究[D]. 南京: 东南大学, 2017.
- [23] GUO P F, XIE J, DONG X F, et al. A two-dimensional axisymmetric finite element analysis of coupled inertial-viscous-frictional-elastic transients in magnetorheological dampers using the compressible Herschel-Bulkley fluid model[J]. Frontiers in materials, 2019, 6: 00293.
- [24] CASE D, TAHERI B, RICHER E. Multiphysics modeling of magnetorheological dampers[J]. The international journal of multiphysics, 2013, 7(1): 61-76.
- [25] SINGH H J, HU W, WERELEY N M, et al. Experimental validation of a magnetorheological energy absorber design optimized for shock and impact loads[J]. Smart materials and structures, 2014, 23(12): 125033.
- [26] HU G L, WU L F, DENG Y J, et al. Optimal design and performance analysis of magnetorheological damper based on multiphysics coupling model[J]. Journal of magnetism and magnetic materials, 2022, 558: 169527.
- [27] 杨小卫. 磁流变减振器磁路分析及磁流变半主动悬架控制策略研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
- [28] The British Standards Institution. Railway applications suspension components hydraulic dampers; BS EN 13802—2013[S]. London, UK: The British Standards Institution, 2013.
- [29] 李兴. 轨道车辆抗蛇形振动磁流变减振器研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [30] 白瑾瑜, 曾京, 石怀龙, 等. 抗蛇行减振器对高速列车稳定性的影响[J]. 振动与冲击, 2020, 39(23): 78-83.
BAI Jinyu, ZENG Jing, SHI Huailong, et al. Effects of anti-hunting shock absorber on stability of high-speed train[J]. Journal of vibration and shock, 2020, 39(23): 78-83 (in Chinese).
- [31] ELSAADY W, OYADIJI S O, NASSER A. A one-way coupled numerical magnetic field and CFD simulation of viscoplastic compressible fluids in MR dampers[J]. International journal of mechanical sciences, 2020, 167: 105265.
- [32] 邓英俊. 基于多物理场耦合模型的磁流变阻尼器优化设计及动力学性能研究[D]. 南昌: 华东交通大学, 2021.

(编辑 李坤璐)