DOI: 10.3901/JME.2019.01.072

冲击载荷下磁流变缓冲器的动力学行为*

寿梦杰 廖昌荣 叶宇浩 张红辉 付本元 谢 磊

(重庆大学光电技术及系统教育部重点实验室 重庆 400044)

摘要: 传统力学模型很难准确预测冲击载荷下磁流变缓冲器的动力学行为, 关键原因之一是未考虑惯性效应和局部损耗、或仅考虑其一。针对此问题, 从理论与试验上研究分别考虑惯性效应、局部损耗, 以及两者同时作用下的环形通道磁流变缓冲器动力学行为。基于 Herschel-Bulkley (HB) 本构模型, 考虑惯性效应, 利用平均惯性效应法, 推导出环形通道内磁流变液的平均加速度与活塞杆加速度之间的关系, 建立包含惯性效应的 HB-Inertia (HBI) 模型; 考虑局部损耗, 利用流体力学的相关理论, 建立包含局部损耗的 HB-Minor Losses (HBM) 模型; 综合考虑惯性效应和局部损耗的影响, 提出同时包含惯性效应和局部损耗的 HB-Inertia-Minor Losses (HBIM) 模型。设计并制作一对参数相同的磁流变缓冲器, 搭建落锤式冲击试验平台, 将该对磁流变缓冲器并联, 测试不同冲击速度和电流下的动力学行为。试验结果显示所设计的磁流变缓冲器具有良好的控制效果, 且最大缓冲力高达 75 kN。将试验结果与理论模型进行比较, 发现 HBI 和 HBM 模型与试验结果有一定差异, 而 HBIM 模型与试验结果吻合较好, 表明惯性效应和局部损耗对缓冲器的力学特性都有影响, 其中局部损耗的影响更大。

关键词: 磁流变缓冲器; 冲击载荷; 动力学行为; 惯性效应; 局部损耗

中图分类号: O373

Dynamic Behavior of Magnetorheological Energy Absorber under Impact Loading

SHOU Mengjie LIAO Changrong YE Yuhao ZHANG Honghui FU Benyuan XIE Lei

(Key Laboratory for Optoelectronic Technology and System,
Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400044)

Abstract: Traditional theoretical models are hard to accurately predict the dynamic behavior of the magnetorheological (MR) energy absorbers (MREAs) under impact loading. One of the key issues is that the inertia effect and minor losses are not taken into account, or only one is considered. Hence, the dynamic behavior of MREA with annular channel considering the inertia effect, minor loss and both are theoretically and experimentally studied, respectively. Based on the Herschel-Bulkley (HB) constitutive model, the relationship between the average acceleration of the MR fluid in the annular channel and the acceleration of the piston rod is deduced using average inertia effect method, and an HB model incorporating inertia effect (HBI) model is established. For the minor losses case, an HB-Minor Losses model (HBM) model is obtained via fluid mechanics analysis. At last, an HBIM model is proposed to jointly incorporate both the inertia effect and minor losses. Two MREAs with the same structure design are fabricated, and a drop tower is set up to test the two MREAs placed in parallel at different impact velocities and currents. The experimental results show that the MREAs possess a good dynamic range and the peak MREA force is up to 75 kN. Through comparison between the experimental and theoretical results, the HBIM models are able to better predict the dynamic behavior of the MREA under impact loading compared to HBI and HBM model. Finally, it can be concluded that both minor losses and inertia effect affect the MREA dynamic behavior but the former plays a more important role.

Key words: magnetorheological energy absorber; impact loading; dynamic behavior; inertia effect; minor losses

0 前言

磁流变减振器因具有阻尼连续可调、动态范围

宽、响应速度快、功耗低等优点, 被用于汽车悬架、建筑物减振、桥梁减振等领域^[1-4]。但是随着机械系统向高速、重载方向发展, 面临的碰撞与冲击问题日趋严重, 传统的磁流变减振器已经不能满足缓冲吸能需求。磁流变缓冲器不仅具有磁流变减振器的各项优点, 而且缓冲力更大, 吸能效果更好。因此, 国内外的专家和学者设想将磁流变缓冲器应用于冲击缓冲领域, 如汽车碰撞^[5-6]、飞机起落架^[7-8]、火

* 国家自然科学基金(51575065, 11702040)、中国博士后科学基金(2017M620409)、重庆市博士后特别资助项目(Xm2017112)、重庆留学回国人员创新资助项目(No.cx2017085)。20180219 收到初稿, 20180812 收到修改稿

炮反后坐装置^[9-10]等。磁流变缓冲器阻尼通道内的磁流变液工作在高速、高剪切率条件下,惯性效应和局部损耗对缓冲器的力学特性都有一定的影响,所以传统的力学模型已经不适应冲击载荷下的磁流变缓冲器。为了研究惯性效应和局部损耗的影响,胡红生等^[11]基于磁流变液的 Bingham-plastic (BP) 本构模型,考虑惯性阻力建立了磁流变缓冲器的力学模型,通过模拟火炮发射试验,证明了该模型的准确性。MAO 等^[12]设计了适应于地面车辆滑动座椅系统的磁流变缓冲器,考虑高速状态下局部损耗的影响,建立了含有局部损耗的 BP-Minor Losses (BPM) 模型,该模型能够较好地描述磁流变缓冲器在高速状态下的力学特性。董小闵等^[13]以 MAO 提出的 BPM 模型为基础,设计并制作了用于汽车碰撞的磁流变缓冲器,与 BP 模型相比较, BPM 模型与试验结果吻合更好。

目前,考虑惯性效应和局部损耗的研究较少,而仅有的研究一般只考虑惯性效应或者局部损耗的影响。因此,为了能够更准确描述磁流变缓冲器在冲击载荷下的动力学行为,考虑到磁流变液的剪切稀化效应,本文以磁流变液的 HB 本构模型为基础,考虑惯性效应和局部损耗,分别建立了 HBI 模型、HBM 模型和 HBIM 模型。通过搭建的落锤式冲击试验平台,测试了磁流变缓冲器在不同冲击速度和不同电流下的动力学行为,最后将理论模型与试验结果进行比较。

1 磁流变液的本构模型

磁流变液在零场条件下为液态,表现牛顿流体的性质;在外加磁场的作用下,磁流变液能够在毫秒级内形成可逆的磁链结构,发生从液态到固态的可逆相变,并伴随着流变特性的显著变化,表现出强烈的非牛顿流体性质。为了能够反应磁流变液在屈服后区的剪切稀化现象,采用 HB 模型描述其本构关系

$$\begin{cases} \tau = (\tau_y + K|\dot{\gamma}|^n) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) & |\tau| \geq \tau_y \\ \dot{\gamma} = 0 & |\tau| < \tau_y \end{cases} \quad (1)$$

式中 τ ——剪切应力;
 $\dot{\gamma}$ ——剪切率;
 τ_y ——剪切屈服应力;
 K, n ——模型参数。

通过对重庆材料研究院提供的磁流变液进行测试,利用最小二乘法对试验数据进行拟合,得到各参数为

$$\begin{cases} \tau_y = -3.75 \times 10^{-3} H^3 + 1.62 H^2 - 78.69 H \\ K = -1.61 \times 10^{-4} H^3 + 0.14 H^2 - 37.25 H + 3697 \\ n = -7.57 \times 10^{-8} H^3 + 1.91 \times 10^{-5} H^2 + 1.83 \times 10^{-3} H \end{cases} \quad (2)$$

其中,磁场强度通过 ANSYS 有限元仿真得到,利用最小二乘法拟合得到磁场强度与电流的关系为

$$H = 2.407 I^3 - 26.81 I^2 + 109.9 I \quad (3)$$

2 磁流变缓冲器的结构和工作原理

如图 1 所示为磁流变缓冲器的原理示意图,主要包括活塞杆、O 型密封圈、聚氨酯缓冲垫、工作缸、外筒、活塞头、励磁线圈、浮动活塞和气体补偿腔等。工作缸内充满磁流变液,气体补偿腔内充入高压惰性气体,活塞头上设置励磁线圈,线圈引线从空心活塞杆引出。励磁线圈为三级线圈串联,相邻两级线圈方向相反,因此可以增大阻尼通道的有效长度,提高磁场的利用率。为了防止磁流变液的泄漏,活塞杆与工作缸之间设有 O 型密封圈。在冲击载荷的作用下,活塞杆会相对外筒向外(图 1 中向左)运动,磁流变液会从活塞头的左侧通过环形阻尼通道流向右侧,同时浮动活塞向左移动,以补偿活塞杆移动造成的体积变化。为了防止活塞头向左运动时与外筒发生刚性碰撞,在工作缸的左端安装有聚氨酯缓冲垫。磁流变液通过环形阻尼通道时,通过改变励磁线圈的电流,可以改变阻尼通道内的磁场强度,从而控制磁流变液的流变特性,达到控制输出缓冲力的目的。

图 1 磁流变缓冲器的原理示意图

1. 聚氨酯缓冲垫 2. 活塞杆 3. O 型密封圈 4. 工作缸 5. 外筒 6. 励磁线圈 7. 活塞头 8. 阻尼通道 9. 浮动活塞 10. 气体补偿腔

3 磁流变缓冲器的力学模型

3.1 HBI 模型

由于磁流变缓冲器环形阻尼通道的间隙远小于工作缸的内径, 并且假设磁流变液不会发生径向和周向流动, 所以可将其简化为平板模型进行分析。本文设计的磁流变缓冲器的工作模式是混合模式, 为了简化运算, 将磁流变缓冲器的缓冲力看成是流动模式和剪切模式下缓冲力的叠加。

3.1.1 流动模式

如图 2 所示, 为流动模式下磁流变液流速分布图, 建立如图所示的直角坐标系。

图 2 流动模式下磁流变液流速分布图

由流体力学 Navier-Stokes 方程和不可压缩流体的连续性方程可得

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (4)$$

假设磁流变液在阻尼通道内的压力按线性变化, 即 $\partial p / \partial x = -\Delta P_1 / l$, 则

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\Delta P_1}{l} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (5)$$

式中 ρ ——磁流变液的密度;

u ——磁流变液的速度;

t ——时间;

ΔP_1 ——磁流变液节流产生的压降;

l ——是阻尼通道的有效长度。

磁流变缓冲器工作在冲击载荷条件下, 若惯性项 $\rho \partial u / \partial t$ 不能忽略。根据流体力学的连续性定理, 单位时间内活塞头运动占用的体积等于磁流变液流经阻尼通道的体积, 则

$$A_p a_p = -A_f a_f \quad (6)$$

式中 A_p ——活塞头的有效截面积;

A_f ——阻尼通道的截面积;

a_p ——活塞杆的加速度;

a_f ——阻尼通道内磁流变液的平均加速度。

用阻尼通道内磁流变液的平均加速度近似代替惯性项的影响, 可将式(5)改写为

$$-\rho \frac{A_p}{A_f} a_p - \frac{\Delta P_1}{l} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (7)$$

令

$$\Delta P = -\rho l \frac{A_p}{A_f} a_p - \Delta P_1 \quad (8)$$

则式(7)可以改写为

$$\frac{\Delta P}{l} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (9)$$

在图 2 中, 当磁流变液的剪切应力大于屈服应力时, 磁流变液才会流动, 如区域 1、区域 3 所示; 当磁流变液的剪切应力小于屈服应力时, 磁流变液不会发生流动, 在阻尼通道中间形成一个刚性流动区, 如区域 2 所示。由磁流变液的 HB 模型和式(9), 以及每个区域的边界条件可得^[14]

$$\Delta P = -\frac{K A_p^n v_0^n}{b^n n^n} \left[\frac{(n+1)(2n+1)}{h+2ny_2} \right]^n y_1^{-(n+1)} \quad (10)$$

由式(8)和式(10)可得流动模式下的缓冲力为

$$F_s = A_p \Delta P_1 =$$

$$\frac{K A_p^{n+1} v_0^n}{b^n n^n} \left[\frac{(n+1)(2n+1)}{h+2ny_2} \right]^n y_1^{-(n+1)} - \rho l \frac{A_p^2}{A_f} a_p \quad (11)$$

其中

$$\begin{cases} y_1 = \frac{h}{2} - \tau_y (-\Delta P / l)^{-1} \\ y_2 = \frac{h}{2} + \tau_y (-\Delta P / l)^{-1} \end{cases} \quad (12)$$

式中 v_0 ——活塞杆的速度;

R_1 ——活塞头的半径;

R_2 ——工作缸的内径;

b ——平板模型的宽度;

$b = \pi(R_1 + R_2)$ 。

3.1.2 剪切模式

如图 3 所示, 剪切模式下, 平板运动导致磁流变液产生屈服流动, $du/dy \leq 0$, 假设磁流变液的速度沿 y 方向线性分布, 即 $\frac{du}{dy} = -\frac{v_0}{h}$, 因此剪切模式

下缓冲力为

$$F_v = 2bl\tau = 2bl \left[-K \left(\frac{v_0}{h} \right)^n - \tau_y \right] \quad (13)$$

所以, HBI 模型产生的总缓冲力为

$$F_{HBI} = F_s + F_v =$$

$$\frac{K A_p^{n+1} v_0^n}{b^n n^n} \left[\frac{(n+1)(2n+1)}{h+2ny_2} \right]^n y_1^{-(n+1)} -$$

图3 剪切模式下磁流变液流速分布图

3.2 HBM 模型

液体在管道内流动时, 管道形状和大小发生变化会产生局部损耗, 主要包括入口或出口效应、突然扩张或收缩损耗、逐渐扩张或收缩损耗、管道弯曲损耗等。对于长管道和低速流动, 局部损耗较小, 可以忽略。磁流变缓冲器内的磁流变液工作在高速、高剪切率条件下, 同时阻尼通道的长度有限, 所以有必要考虑局部损耗的影响。磁流变液流动时, 由局部损耗产生的压降 ΔP_{ml} 为^[15]

$$\Delta P_{ml} = \rho g h_{m-total} \quad (15)$$

式中 g ——重力加速度;

$h_{m-total}$ ——阻尼通道内总的水头损耗;

$$h_{m-total} = \sum_i K_i \frac{v_i^2}{2g}。$$

其中 K_i 为第 i 个局部损耗的损耗系数, 主要与管道的尺寸结构有关, v_i 为磁流变液对应的平均速度。因此

$$\Delta P_{ml} = \rho \sum_i K_i \frac{v_i^2}{2} \quad (16)$$

磁流变缓冲器局部损耗分布图如图4所示, 磁流变液从区域1流到区域9的局部损耗, 包括以下4个部分。

- (1) 入口损耗: 区域1-2。
- (2) 突然扩张: 区域2-3、4-5、6-7。
- (3) 突然收缩: 区域3-4、5-6、7-8。
- (4) 出口损耗: 区域8-9。

图4 磁流变缓冲器局部损耗分布图

所以由局部损耗产生的总压降为

$$\begin{aligned} \Delta P_{ml} = & \Delta P_{ml-12} + \Delta P_{ml-23} + \Delta P_{ml-34} + \Delta P_{ml-45} + \\ & \Delta P_{ml-56} + \Delta P_{ml-67} + \Delta P_{ml-78} + \Delta P_{ml-89} \end{aligned} \quad (17)$$

式中 ΔP_{ml-12} ——区域1-2入口效应产生的压降;
 ΔP_{ml-23} ——区域2-3突然扩张产生的压降;
 ΔP_{ml-45} ——区域4-5突然扩张产生的压降;
 ΔP_{ml-67} ——区域6-7突然扩张产生的压降;
 ΔP_{ml-34} ——区域3-4突然收缩产生的压降;
 ΔP_{ml-56} ——区域5-6突然收缩产生的压降;
 ΔP_{ml-78} ——区域7-8突然收缩产生的压降;
 ΔP_{ml-89} ——区域8-9出口效应产生的压降。

由活塞头的尺寸结构可知^[15]

$$\begin{cases} \Delta P_{ml-12} = \frac{\rho}{2} K_{entry} v_f^2 \\ \Delta P_{ml-23} = \Delta P_{ml-45} = \Delta P_{ml-67} = \frac{\rho}{2} K_{se} v_f^2 \\ \Delta P_{ml-34} = \Delta P_{ml-56} = \Delta P_{ml-78} = \frac{\rho}{2} K_{sc} v_f^2 \\ \Delta P_{ml-89} = \frac{\rho}{2} K_{exit} v_f^2 \end{cases} \quad (18)$$

式中 K_{entry} ——入口损耗系数;

K_{se} ——突然扩张损耗系数;

K_{sc} ——突然收缩损耗系数;

K_{exit} ——出口损耗系数;

v_f ——有效阻尼通道内的平均速度;

$$v_f = A_p v_0 / A_f。$$

由流体力学的经验公式可知^[15]

$$\begin{cases} K_{entry} = 0.5 \\ K_{se} = (1 - A_f / A_c)^2 \\ K_{sc} = 0.42 (1 - A_f / A_c) \\ K_{exit} = 1 \end{cases} \quad (19)$$

其中 A_c 是绕线区域的截面积, 所以由局部损耗产生的缓冲力为

$$F_{ml} = A_p \Delta P_{ml} \quad (20)$$

如果忽略惯性效应的影响, 即式(14)中 $a_p = 0$,

HBI 模型退化为 HB 模型, 则

$$\begin{aligned} F_{HB} = & \frac{K L A_p^{n+1} v_0^n}{b^n n^n} \left[\frac{(n+1)(2n+1)}{h + 2n y_2} \right]^n y_1^{-(n+1)} + \\ & 2bl \left[-K \left(\frac{v_0}{h} \right)^n - \tau_y \right] \end{aligned} \quad (21)$$

因此, 由式(20)和式(21)可知, HBM 模型产生的总缓冲力为

$$F_{HBM} = F_{HB} + A_p \Delta P_{ml} \quad (22)$$

3.3 HBIM 模型

综合考虑惯性效应和局部损耗的影响, 建立 HBIM 模型, 由式(14)和式(20)可知, HBIM 模型产

生的总缓冲力为

$$F_{\text{HBIM}} = F_{\text{HBI}} + A_p \Delta P_{\text{ml}} \quad (23)$$

4 试验结果与分析

4.1 落锤式冲击试验平台的搭建

为了验证磁流变缓冲器在冲击载荷下的动力学特性,完成了磁流变缓冲器加工和制作,缓冲器实物如图 5 所示,其主要参数见表 1。搭建了落锤式冲击试验平台,该试验平台主要包括导向架、落锤、力传感器、激光位移传感器、电荷放大器、采集卡、电流源等,如图 6 所示。

图 5 磁流变缓冲器实物图

表 1 磁流变缓冲器的主要参数

结构参数	数值
活塞杆半径 R_0/mm	8
活塞头半径 R_1/mm	34
外筒内径 R_2/mm	35
阻尼通道间隙 h/mm	1
有效阻尼通道长度 l/mm	90
单级线圈长度 l_c/mm	15
磁流变液密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	2 650

图 6 落锤式冲击试验台

1. 缓冲器支架 2. 活塞杆 3. 磁流变缓冲器 4. 落锤 5. 导向架
6. 力传感器 7. 激光位移传感器 8. 横梁 9. 限位块 10. 电流源
11. 电荷放大器 12. 数据采集卡 13. 计算机

该试验平台的工作原理是,两支结构参数完全相同的缓冲器固定在试验平台两侧,活塞杆的一端固定在横梁上。落锤从预设的高度下落,以一定速度冲击横梁,带动活塞杆向下运动。力传感器和位移传感器分别测量缓冲器的缓冲力和活塞杆的位移,对活塞杆位移进行差分运算可以得到活塞杆速度。试验分别测试了不同冲击速度和电流下磁流变缓冲器的力学特性,由于受到压力传感器量程的限制,冲击速度为 2.24 m/s 时的最大电流为 2 A,具

体测试条件如表 2 所示。

表 2 测试条件

落锤质量/kg	冲击速度/(m/s)	电流/A
240	1.55	0, 1, 2, 3
	1.90	0, 1, 2, 3
	2.24	0, 1, 2,

4.2 试验结果及分析

图 7 是不同电流下磁流变缓冲器的缓冲力随时间的变化情况。从图中可以看出,冲击速度相同时,随着电流的增大,缓冲力明显增大。电流从 0 A 增加到 3 A,冲击速度为 1.55 m/s、1.90 m/s 时(冲击速度为 2.24 m/s 时,最大电流为 2 A,所以此处只针

图 7 不同电流下缓冲力随时间的变化曲线

对 1.55 m/s 和 1.90 m/s 的冲击速度进行分析), 对应的动态范围分别为 1.69 和 1.60, 因此该缓冲器具有良好的控制效果。冲击速度增大时, 动态范围减小, 主要是因为与速度有关的不可控的黏滞阻尼力急剧增大, 导致缓冲器可控性降低。缓冲力增大使缓冲器在相同的时间内可以吸收更多的冲击能量, 所以冲击速度相同时, 施加电流可以在更短的时间内完成整个缓冲过程, 如图 7 中所示。

图 8~10 是冲击速度为 1.55 m/s、1.90 m/s 和 2.24 m/s 时, 缓冲力的试验值与理论模型计算值随时间的变化情况。由于落锤与横梁碰撞之后发生多次反弹, 试验测得的缓冲力会出现多个峰值, 而理论分析中未考虑碰撞反弹的影响, 导致理论模型无法与试验值完全吻合, 但是可以反应缓冲力的整体变化趋势。从图中可以看出, 三种模型主要在缓冲力的峰值附近出现差异, 而该差异则是由惯性效应和局部损耗影响的累积产生的。为了具体分析惯性效应和局部损耗的影响, 分别定义惯性效应的影响系数 α 和局部损耗的影响系数 β , 其表达式分别为

$$\begin{cases} \alpha = |F_{\text{HBIM_peak}} - F_{\text{HBM_peak}}| / F_{\text{HBIM_peak}} \\ \beta = |F_{\text{HBIM_peak}} - F_{\text{HBI_peak}}| / F_{\text{HBIM_peak}} \end{cases} \quad (24)$$

式中 $F_{\text{HBIM_peak}}$ ——HBIM 模型的缓冲力峰值;
 $F_{\text{HBM_peak}}$ ——HBM 模型的缓冲力峰值;
 $F_{\text{HBI_peak}}$ ——HBI 模型对应的缓冲力峰值。

(a) 电流为 0 A

(b) 电流为 2 A

图 8 冲击速度 1.55 m/s 时, 缓冲力试验值与理论值随时间的变化曲线

(a) 电流为 0 A

(b) 电流为 2 A

图 9 冲击速度 1.90 m/s 时, 缓冲力试验值与理论值随时间的变化曲线

(a) 电流为 0 A

(b) 电流为 2 A

图 10 冲击速度 2.24 m/s 时, 缓冲力试验值与理论值随时间的变化曲线

图 11 是电流为 2 A 时, 惯性效应影响系数和局部损耗影响系数随冲击速度的变化情况。从图中可

以看出,随着冲击速度的增大,惯性效应和局部损耗的影响都逐渐增大,而局部损耗的影响增长速度更快。惯性效应、局部损耗的影响系数分别在7.05%~13.87%和10.63%~21.87%之间,所以冲击速度相同时,局部损耗的影响更大。

图11 电流为2 A时,惯性效应和局部损耗影响系数随冲击速度的变化曲线

在图8~10中,三种理论模型主要在峰值附近出现差异,所以为了更全面的分析理论模型的有效性,将缓冲力的试验峰值与理论峰值、活塞杆最大位移的试验值与理论值、活塞杆速度的试验峰值与理论峰值进行对比,如图12所示。从图12a中可以看出,对于缓冲力,在低冲击速度时,三种模型的计算结果都与试验结果吻合的较好,说明低速时惯性效应和局部损耗的影响相对较小。随着冲击速度的增大,HBIM模型仍然能较好地与试验结果吻合,而HBM和HBI模型逐渐偏离试验结果。这是因为冲击速度增大时,使阻尼通道内磁流变液的加速度迅速增大,所以惯性效应的影响增大。由式(16)可知,局部损耗产生的压降与速度的平方成线性关系,使局部损耗的影响随冲击速度的增大而急剧增大。因此,冲击速度增大时,同时考虑了惯性效应和局部损耗的HBIM模型能够更好地描述磁流变缓冲器的力学行为。从图12b和图12c中可以看出,冲击速度增大时,活塞杆的最大位移和速度峰值都会明显增大,主要是因为冲击速度增大导致冲击能量急剧增大,缓冲器需要更大的行程完成该缓冲过程,而速度增大则是能量守恒的必然结果。施加电流时,磁流变缓冲器能够吸收更多的冲击能量,从而使活塞杆的最大位移和速度峰值减小。从图中还可以看出,三种理论模型的计算结果与试验结果都有一定的差异,而HBIM模型的曲线与试验结果更接近,所以HBIM模型能够比HBI和HBM模型更准确预测活塞杆的最大位移和速度峰值。

为了进一步说明HBIM模型具有更高的准确性,将缓冲力的理论峰值与试验峰值的相对误差,

作为衡量理论模型准确性的标准,所以

$$\begin{cases} \eta_1 = |F_{\text{HBIM_peak}} - F_{\text{test_peak}}| / F_{\text{test_peak}} \\ \eta_2 = |F_{\text{HBM_peak}} - F_{\text{test_peak}}| / F_{\text{test_peak}} \\ \eta_3 = |F_{\text{HBI_peak}} - F_{\text{test_peak}}| / F_{\text{test_peak}} \end{cases} \quad (25)$$

式中 $F_{\text{test_peak}}$ ——试验测得的缓冲力峰值;
 η_1 ——HBIM模型的理论峰值与试验峰值的相对误差;
 η_2 ——HBM模型的理论峰值与试验峰值的相对误差;
 η_3 ——HBI模型的理论峰值与试验峰值的相对误差。

(a) 缓冲力峰值

(b) 活塞杆最大位移

(c) 活塞杆速度峰值

图12 试验峰值与理论峰值的对比

如图13所示,是HBIM、HBM和HBI模型的

相对误差随冲击速度的变化情况。从中可以看出, HBIM 模型的相对误差只有 1.01%~4.94%, 而 HBM 和 HBI 模型的相对误差分别在 8.02%~18.14%、11.58%~25.72%之间, 大于 HBIM 模型的相对误差。同时, 随着冲击速度的增大, HBIM 模型的误差仅有较小的增长, 而 HBM 和 HBI 模型的误差急剧增大, 这主要是因为惯性效应和局部损耗的影响迅速变大。所以同时考虑惯性效应和局部损耗影响的 HBIM 模型, 能够更准确描述冲击载荷下磁流变缓冲器的动力学行为。

图 13 电流为 2 A 时, 缓冲力理论峰值与试验峰值的相对误差

5 结论

(1) 基于多级环形阻尼通道的串联结构, 设计并制作了适应于冲击载荷下的磁流变缓冲器, 试验结果发现其最大缓冲力高达 75 kN, 冲击速度为 1.55 m/s 和 1.90 m/s 时对应的动态范围分别为 1.69 和 1.60, 具有良好的可控性。

(2) 考虑惯性效应和局部损耗的影响, 分别建立了 HBI、HBM 和 HBIM 模型, 将三种理论模型与试验结果比较, 并引入惯性效应和局部损耗的影响系数, 发现惯性效应的影响系数为 7.05%~13.87%, 局部损耗的影响系数为 10.63%~21.87%, 说明局部损耗的影响更大。

(3) 对比了 HBI、HBM 和 HBIM 模型和试验结果的相对误差, 发现 HBIM 模型的相对误差仅为 1.01%~4.94%, 而 HBI 和 HBIM 模型的相对误差分别为 8.02%~18.14%和 11.58%~25.72%, 表明 HBIM 模型能够更准确描述冲击载荷下磁流变缓冲器的动力学行为。

(4) 由于受到传感器量程的限制, 本文最大的冲击速度为 2.24 m/s, 为了更深入研究惯性效应和局部损耗的影响, 因此接下来将开展磁流变缓冲器在更高冲击速度下的理论与试验研究。

参 考 文 献

- [1] 彭志召, 张进秋, 岳杰, 等. 具有并联常通孔的磁流变阻尼器设计与分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(8): 172-177.
- [2] PENG Zhizhao, ZHANG Jinqiu, YUE Jie, et al. Design and analysis of magnetorheological damper paralleling with constant throttling orifices [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(8): 172-177.
- [3] YANG G, SPENCER B F, CARLSON J D, et al. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations [J]. Earthquake Engineering & Engineering Vibration, 2001, 24(3): 309-323.
- [4] SUN H X, WANG X Y, CHEN Z Q, et al. Wind-induced torsional vibration control effect of bridge with magnetorheological tuned liquid column damper [J]. China Journal of Highway & Transport, 2010, 23(1): 58-65.
- [5] 董小闵, 彭少俊, 于建强. 自供电式汽车磁流变减振器特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(20): 83-91.
- [6] DONG Xiaomin, PENG Shaojun, YU Jianqiang. Study on self-powered magnetorheological damper characteristics for automobile [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(20): 83-91.
- [7] WOO D, CHOI S B, CHOI Y T, et al. Frontal crash mitigation using mr impact damper for controllable bumper [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2007, 18(12): 1211-1215.
- [8] FU B, LIAO C, LI Z, et al. Impact behavior of a high viscosity magnetorheological fluid-based energy absorber with a radial flow mode [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(2): 025025.
- [9] MIKULOWSKI G M. Adaptive impact absorbers based on magnetorheological fluids[D]. Warsaw: Institute of Fundamental Technological Research Polish Academy of Sciences, 2008.
- [10] GHARAPURKAR A A. Robust semi-active control of aircraft landing gear system equipped with magnetorheological dampers[D]. Montreal: Concordia University, 2014.
- [11] SINGH H J, WERELEY N M. Optimal control of gun recoil in direct fire using magnetorheological absorbers [J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(5): 055009.
- [12] OUYANG Q, ZHENG J, LI Z, et al. Controllability analysis and testing of a novel magnetorheological absorber for field gun recoil mitigation [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(11): 115041.
- [13] 胡红生, 王昊, 钱苏翔, 等. 冲击载荷下的磁流变减振器动力学建模与滑模控制[J]. 机械工程学报, 2011,

- 47(13): 84-91.
- HU Hongsheng, WANG Jiong, QIAN Suxiang, et al. Dynamic modeling and its sliding controller of mr shock absorber under impact load [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(13): 84-91.
- [12] MAO M, HU W, CHOI Y T, et al. Experimental validation of a magnetorheological energy absorber design analysis [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2013, 25(3): 352-363.
- [13] 董小闵, 丁飞耀, 管治, 等. 面向高速的磁流变缓冲器多目标优化设计及性能研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(5): 127-134.
- DONG Xiaomin, DING Feiyao, GUAN Zhi, et al. Multi-objective optimization and performance research of magneto-rheological absorber under high speed [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(5): 127-134.
- [14] 鞠锐, 廖昌荣, 周治江, 等. 单筒充气型轿车磁流变液减振器研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(19): 86-92.
- JU Rui, LIAO Changrong, ZHOU Zhijiang, et al. Car MR fluid shock absorber with mono-tube and charged-gas bag [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(19): 86-92.
- [15] WHITE F M. Fluid Mechanics[M]. 7th ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

作者简介: 寿梦杰, 男, 1993 年出生, 博士研究生。主要研究方向为磁流变材料及器件。

E-mail: mjshou@cqu.edu.cn

廖昌荣(通信作者), 男, 1965 年出生, 博士后, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为智能材料、器件及系统。

E-mail: crliao@cqu.edu.cn