

旋转式磁流变螺旋流动阻尼器扭矩增强研究

董小闵^{1†}, 王陶¹, 王玲杰², 于建强¹, 李鑫¹, 李彪¹

(1. 重庆大学 机械与运载工程学院, 重庆 400044; 2. 航宇救生装备有限公司, 湖北 襄阳 441003)

摘要:为提高旋转式磁流变阻尼器输出扭矩密度,提出了一种具有更高精度的旋转式磁流变阻尼器设计方法.建立了螺旋流动磁流变阻尼器内部各通道的磁流变液准稳态流动微分方程,基于 Herschel-Bulkley 本构模型推导了磁流变液速度分布表达式,研究了螺旋流动阻尼器在高速工况下阻尼力矩和动态范围的计算方法.对阻尼器各通道的输出扭矩进行了数值仿真,结果表明,在高速工况下,随着电流增加,螺旋流动模式的扭矩增强效应呈现先上升再下降的趋势,并最终退化为纯剪切模式.设计加工了样机,并进行了低速和高速性能测试,实验结果显示,实验结果与理论计算吻合,零场高速工况下改进模型相较于传统模型平均误差减小 129.4%,为设计高输出扭矩密度的旋转式磁流变阻尼器提供了理论基础.

关键词:磁流变液;剪切稀化;螺旋流动;Herschel-Bulkley 模型

中图分类号:TH122

文献标志码:A

Research on Torque Enhancement of Rotary Magnetorheological Damper Based on Helical Flow

DONG Xiaomin^{1†}, WANG Tao¹, WANG Lingjie², YU Jianqiang¹, LI Xin¹, LI Biao¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Aerospace Life-support Industries Ltd, Xiangyang 441003, China)

Abstract: In order to improve the output torque density of the rotary magnetorheological (MR) damper, a design method of the rotary MR damper with higher precision was proposed. The quasi-steady-state flow differential equation of the MR fluid in each channel of the damper was established. The expression of the velocity distribution of the MR fluid was obtained by using the Herschel-Bulkley constitutive model. The calculation method of damping torque and dynamic range of the damper under high-speed conditions were studied. A numerical simulation of the output torque for each channel of the damper was carried out. The results show that under high-speed conditions, as the current increases, the torque enhancement effect of the helical flow mode shows a trend of first rising and then falling, and finally degenerates into a pure shear mode. The prototype was designed and processed, and low-speed and high-speed performance tests were carried out. The test results are consistent with the theoretical calculations. The improved model under zero-field and high-speed conditions reduce the average error by 129.4%, compared with the

* 收稿日期:2020-10-29

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675063,52075056), National Natural Science Foundation of China(51675063,52075056);重庆市博士后研究项目特别资助(XmT2019006), Chongqing Postdoctoral Science Special Foundation(XmT2019006);中央高校基本科研业务费专项项目(2018CDGFJX0023), Fundamental Research Funds for the Central Universities(2018CDGFJX0023)

作者简介:董小闵(1975—),男,四川南充人,重庆大学教授,工学博士

† 通信联系人, E-mail: xmdong@cqu.edu.cn

traditional model, providing a theoretical basis for designing a rotary MR damper with high output torque density.

Key words: magnetorheological fluids; shear thinning; helical flow; Herschel-Bulkley model

以磁流变材料为介质的磁流变器件具有阻尼可调、响应时间快、工作温度范围宽以及耗能低等优点得到了振动控制领域研究学者的广泛关注,并成功地运用于汽车、建筑、桥梁以及航空航天等领域^[1-2].磁流变阻尼器按照运动方式可分为直线式磁流变阻尼器和旋转式磁流变阻尼器.直线式磁流变阻尼器的工作模式主要为阀模式和剪切阀式,具有出力大、可靠性高等优点,已经成功应用于汽车悬架系统中^[3],但仍然存在高速环境下动态范围小^[4]、占用空间大、对密封要求高和耗费磁流变液较多从而增加成本等问题.旋转式磁流变阻尼器的出现较好地解决了上述问题,为了最大限度地提高旋转式磁流变阻尼器的输出阻尼扭矩,学者们研究了不同的增加磁场剪切面积和提高工作区域磁通密度的方法,Zhou等^[5]设计了一种多盘式旋转式磁流变阻尼器,在直径仅为76 mm、厚度仅为40 mm的体积内产生了3.5 Nm的扭矩.Senkal等^[6]设计了一种具有蛇形磁路结构的旋转式磁流变阻尼器,将扭矩提高了2.7倍同时体积减小33%.Nam等^[7]设计了一种具有波浪形边界的旋转式磁流变阻尼器,与普通磁流变制动器相比,能产生6倍的制动力矩.

目前,由于大部分旋转式磁流变阻尼器的工作模式为剪切模式,且受限于磁流变液最大磁致饱和和屈服强度,因此实验和理论计算的最大输出扭矩仍然较小,在部分领域仍无法满足高扭矩的要求.本课题组提出了一种基于螺旋流动模式的新型磁流变阻尼器,其工作模式不同于传统的阀模式、剪切模式、挤压模式和混合模式,磁流变液在工作区域内呈螺旋状流动,可以有效地增加磁流变液的流动长度和提高通道的压降差,在提高阻尼器输出扭矩方面取得了良好的效果^[8-9].但在高速工况下,受螺旋流动工作模式影响,相较于传统的环形通道,螺旋流道内的磁流变液速度梯度更大,磁流变液剪切率更高,螺旋流动模式的扭矩增强效应不明显.彭志召等^[10]利用设计的流变特性测试装置对磁流变液进行了测试,实验结果表明剪切率在 10^3 至 10^5 时,磁流变液的剪切致稀较为明显.高春甫等^[11]研究表明高速工况下电流的增加会导致间隙内磁流变液刚性流动区的比

例增加,磁流变液变为固态状态,流动性变差甚至出现磁流变液“不流动”情形.因此采用传统的Bingham模型无法对阻尼器的扭矩特性进行准确的预测.本文首先基于Herschel-Bulkley模型对旋转式阻尼器的输出阻尼力矩进行了推导,然后对螺旋流动模式的扭矩增强效应进行了理论分析和数值仿真,最后通过对样机的高速性能测试验证了改进力学模型对螺旋流动模式“失效”现象预测的有效性.

1 基于螺旋流动模式的改进力学模型

本课题组提出的旋转式磁流变阻尼器结构如图1所示,主要由前后端盖、铁芯、分段式内筒、外筒、螺旋转轴等组成.左右端盖与外筒通过螺纹连接,分段式内筒与螺旋转轴固定.螺旋转轴、铁芯、分段式内筒以及外筒之间的间隙充满磁流变液,螺旋转轴与铁芯之间为通道1,铁芯与分段式内筒之间为通道2,分段式内筒与外筒之间为通道3.当螺旋转轴旋转时,会推动磁流变液在阻尼器内部3个通道之间循环流动.

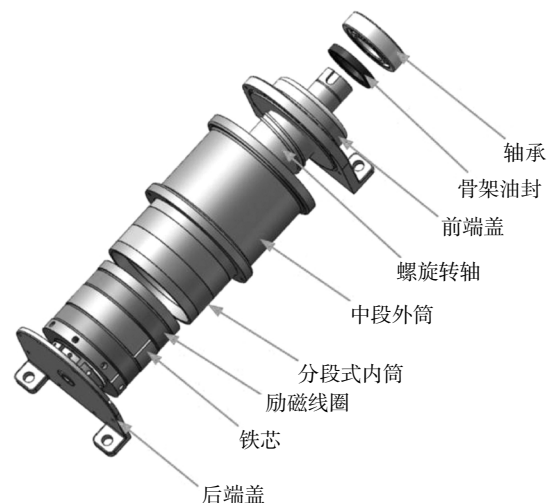


图1 螺旋流动磁流变阻尼器结构三维图

Fig.1 Structure diagram of MR damper based on helical flow

为了改善工作通道内的磁场利用率,进一步提高阻尼器扭矩密度,我们对阻尼器的磁路结构进行了改进,将传统的由单一导磁材料构成的内筒替换

为由导磁环和非导磁环组成的分段式内筒,该结构能够阻碍磁感线沿内筒形成封闭磁路,使磁感线完全穿过通道 1 和通道 2,解决了传统工作内筒诱导磁路分配不均的问题,提高了工作通道的平均磁感应强度。

1.1 高速工况阻尼力矩推导

如图 2 所示,螺旋流动磁流变阻尼器在工作时,磁流变液在螺旋轴的推动下,由通道 1 经后端盖上的空隙流到通道 2 和通道 3,再由铁芯与内筒的空隙流回通道 1,实现磁流变液的循环。从图 2 中可以看出,螺旋流动磁流变阻尼器主要有 5 个区间产生阻尼力矩,分别是通道 1、通道 2、通道 3 以及左右端盖处的间隙。为了考虑高速工况下磁流变液的剪切稀化现象,本文基于磁流变液 Herschel-Bulkley 本构模型对上述 5 个区间分别进行阻尼力矩计算。

图 2 中给出了螺旋流动磁流变阻尼器的各个结构参数,其中: r_h 表示螺旋叶片凸出转轴的高度; θ 表示螺旋叶片螺旋升角的补角; r_d 表示铁芯内孔的半径; l_2 表示旋转内筒的轴向长度; r_p 表示螺旋轴的半径。

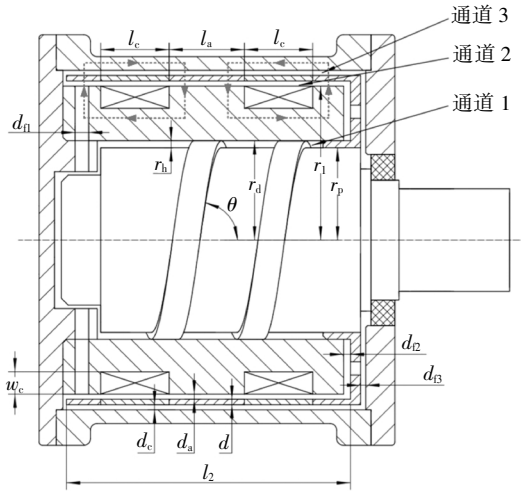


图 2 螺旋流动模式结构简图
Fig.2 Schematic diagram of helical flow mode

对于通道 1,阻尼力矩的计算公式为:

$$T_{dust1} = \int_0^l \frac{\Delta P_{total}}{l} x r_h dx \cdot \cos \theta \cdot \left(r_d - \frac{r_h}{2} \right) \quad (1)$$

式中: l 表示螺旋轴的叶片展开长度, $l = l_2 / \cos \alpha$, α 表示轴向速度与合成速度之间的夹角, l_2 表示距离叶片起始端的 x 长度位置, ΔP_{total} 表示作用于叶片上的压力,也就是通道 2 两侧的压差,可以表示为:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{act} + \Delta P_{non} = \Delta P_{act} + \Delta P_c + \Delta P_e + \Delta P_m \quad (2)$$

$$\Delta P_c = \frac{\rho}{2} v_c^2 \frac{f_c l_c}{2 d_a} \quad (3)$$

$$\Delta P_e = \frac{\rho}{2} v_d^2 (f_{em} + f_{ex}) \quad (4)$$

$$\Delta P_m = \frac{\rho}{2} v_d^2 (K_{sc} + K_{se}) \quad (5)$$

式中, ΔP_{act} 为工作区域的压力损失; ΔP_c 为线圈处的沿程压力损失; ΔP_e 为进出口局部压力损失; ΔP_m 表示局部收缩和局部膨胀压力损失; f_c 为与雷诺数有关的达西摩擦系数; K_{em} 、 K_{ex} 为进口和出口压力损失系数; K_{sc} 、 K_{se} 为局部收缩和局部膨胀压力损失系数。

在通道 1 中,通过螺旋流道的磁流变液速度分布如图 3 所示,根据 Navier-Stokes 方程,流体的运动方程为:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{\partial u(y)}{\partial t} + \frac{\partial \tau(y)}{\partial y} + \frac{\tau(y)}{y} \quad (6)$$

式中: y 为径向坐标, x 为轴向坐标, ρ 为磁流变液的密度, $u(y)$ 为流体速度, τ 为剪切应力, $\partial p / \partial x$ 为压力梯度。

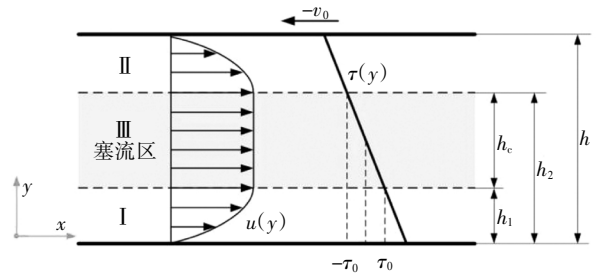


图 3 工作间隙磁流变液速度分布图
Fig.3 The distribution of velocity in working gap

Bingham 模型假设磁流变液屈服后的粘度是一个定值,但实际上磁流变液在大的剪切应变率时存在剪切稀化的现象,因此采用 Herschel-Bulkley 模型来描述磁流变液粘度降低的现象,其表达式为:

$$\begin{cases} \tau = \left(\tau_y + K \left| \frac{du}{dy} \right|^n \right) \operatorname{sgn} \left(\frac{du}{dy} \right) & |\tau| > |\tau_y| \\ \frac{du}{dy} = 0 & |\tau| < |\tau_y| \end{cases} \quad (7)$$

式中: K 、 n 都是磁流变液的参数; τ_y 为磁流变液的剪切屈服应力;模型中磁流变液等效粘度 η 为:

$$\eta = K \left| \frac{du}{dy} \right|^{n-1} \quad (8)$$

将磁流变液本构模型式(7)代入流动控制方程式(6),若忽略流体的惯性,只研究流体的准静态一维流动,则可以求出工作间隙处的速度表达式为:

$$u_y = \frac{n}{n+1} \frac{KL}{\Delta P} \left(\frac{\Delta P}{KL} y + \frac{C_1}{K} \right)^{\frac{n+1}{n}} + C_2 \quad (9)$$

式中: L 为磁流变液的流动距离, C_1, C_2 为积分常数, 由平板间流体流动的边界条件决定.

利用边界条件 $u_1(0)=0, u_1'(h_1)=0, u_2(h)=-v_0, u_2'(h_2)=0$ 以及 $u_3(y)=u_1(h_1)=u_2(h_2)$, 可以分别求出区域 1、区域 2 和区域 3 的速度表达式为:

$$\begin{cases} u_1(y) = \frac{n}{n+1} \left(-\frac{\Delta P}{KL} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{h-h_c}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{h-h_c}{2} - y \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \\ u_2(y) = \frac{n}{n+1} \left(-\frac{\Delta P}{KL} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{h-h_c}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \\ u_3(y) = \frac{n}{n+1} \left(-\frac{\Delta P}{KL} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{h-h_c}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(y - \frac{h+h_c}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] - v_0 \end{cases} \quad (10)$$

工作区域间隙的磁流变液总流量 Q 可将速度进行积分计算得到, 表达式为:

$$\begin{aligned} Q &= A_p v_p = b \left[\int_0^{h_1} u_1(y) dy + \int_{h_1}^{h_2} u_2(y) dy + \int_{h_2}^h u_3(y) dy \right] = \\ &= bn \left(-\frac{\Delta P}{KL} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{h-h_c}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \left[\frac{n(h+h_c)+h}{(2n+1)(n+1)} - \frac{bn(h-h_c)}{4n+2} \right] v_0 \end{aligned} \quad (11)$$

式中: v_p 表示通道 1 中的流速, $v_p = n l_d$, n 为转轴的转速, l_d 为螺旋叶片的导程; A_p 表示通道 1 的有效面积, $A_p = (1-s)\pi(r_d^2 - r_p^2)$, s 表示叶片占用的面积, $s = b/l_d$, b 表示螺旋叶片的宽度.

在磁流变液的刚性流动区, 根据自由体微元受力平衡可得出:

$$\frac{dp}{dx} (h_2 - h_1) \delta x + 2\tau_y \delta x = 0 \quad (12)$$

进而可得到屈服区的厚度 h_c 为:

$$h_c = h_2 - h_1 = \frac{2L\tau_y}{\Delta P} \quad (13)$$

由式(11)和式(13)联立可求得 ΔP , 并将 $\Delta P_{act} = \Delta P$ 代入式(2)和式(1)即可求出通道 1 的阻尼力矩 T_{dust1} .

式(13)中的流动距离 L 可通过 $L = l_a / \cos \alpha$ 求解, 式中 l_a 为工作区域的总有效长度. 通道 1 中的速度 v_0 可由 $v_0 = Q / (A_d \cos \alpha)$ 求解, 式中 A_d 为工作区域有效截面积, $A_d = 2\pi r_1 d_a \cos \alpha$ 可由下式计算:

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \cos \left(\arctan \left(\frac{\omega R}{v_0} \right) \right) = \\ &= \cos \left(\arctan \left(\frac{A_d}{A_p} \frac{r_1}{r_d} \tan(\theta) \right) \right) \end{aligned} \quad (14)$$

对于通道 2 和通道 3, 阻尼力矩是由磁流变液在混合模式下工作产生的, 其计算公式如下:

$$T_{dust2} = T_{dust2\eta} + T_{dust2\tau} = 2\pi r_2^2 l_a K \left(\frac{\omega r_2}{d_a} \right)^n + 2\pi r_2^2 l_a \tau_0 \quad (15)$$

$$T_{dust3} = T_{dust3\eta} + T_{dust3\tau} = 2\pi r_3^2 l_a K \left(\frac{\omega r_3}{d_c} \right)^n + 2\pi r_3^2 l_a \tau_1 \quad (16)$$

对于阻尼器左端盖和右端盖处的阻尼力矩计算, 由于左右端盖材料为非导磁材料, 因此在这两个端面处没有磁力线通过, 磁场可以忽略, 库仑阻尼力矩近似不存在, 这两处的阻尼力矩主要是由于液体的粘度产生, 为粘滞阻尼力矩, 其计算公式如下^[12]:

$$T_{left} = 2\pi \int_{r_2}^{r_3} r^2 \left(\tau + \eta r \frac{\omega}{d_f} \right) dr = \frac{2K\pi}{3+n} \left(\frac{\omega}{d_f} \right)^n (r_3^{3+n} - r_2^{3+n}) \quad (17)$$

$$\begin{aligned} T_{right} &= 2\pi \int_{r_p}^{r_2} r^2 \left(\tau + \eta r \frac{\omega}{d_f} \right) dr + 2\pi \int_{r_p}^{r_3} r^2 \left(\tau + \eta r \frac{\omega}{d_f} \right) dr = \\ &= \frac{2K\pi}{3+n} \left(\frac{\omega}{d_f} \right)^n (r_2^{3+n} - r_p^{3+n}) + \frac{2K\pi}{3+n} \left(\frac{\omega}{d_f} \right)^n (r_3^{3+n} - r_p^{3+n}) \end{aligned} \quad (18)$$

因此最大阻尼力矩 T_{max} 和动态范围 D 为:

$$T_{max} = T_{dust1} + T_{dust2} + T_{dust3} + T_{left} + T_{right} + T_f \quad (19)$$

$$D = \frac{T_{max}}{T_{dust1\eta} + T_{dust2\eta} + T_{dust3\eta} + T_{left} + T_{right} + T_f} \quad (20)$$

式中: T_f 表示摩擦阻尼力矩.

从上述推导过程可以看出, 通道 1 的工作模式为螺旋流动模式, 通道 2、3 的工作模式为混合模式, 其中通道 1 所产生的阻尼力矩与产生螺旋流动的磁流变液体积流量 Q 及磁流变液屈服强度 τ_y 有关. 当施加给阻尼器的励磁电流 I 增加时, 磁流变液屈服强度 τ_y 随之增加, 从式(13)中可以看出 τ_y 增加会导致间隙内磁流变液的刚性流动区宽度 h_c 增加, 当 h_c 增加到极限时, 由式(11)可知:

$$\lim_{I \rightarrow I_{max}} h_c = h, \lim_{I \rightarrow I_{max}} Q = 0 \quad (21)$$

此时通道 1 中的磁流变液将全部处于刚性流动区, 产生螺旋流动的体积流量 $Q = 0$, 磁流变液处于固态状态且不再流动. 因此在高转速工况下, 随着励磁电流的增加, 螺旋流动模式的扭矩增强效应逐渐失效, 螺旋流动模式将退化为纯剪切模式.

1.2 多通道输出扭矩特性数值仿真

为了对比旋转式阻尼器在螺旋流动模式和纯剪切模式下的输出扭矩特性, 确定阻尼器的结构参数如表 1 所示, 利用 Matlab 软件对旋转式阻尼器各通

道的输出扭矩进行了数值仿真. 仿真条件为: 转速 600 rpm; 电流 0 ~ 4 A, 间隔 0.5 A. 仿真结果如图 4 和图 5 所示.

表 1 阻尼器结构参数

Tab.1 Structure parameters of the damper prototype

参数	数值	参数	数值
通道 2 间隙 d_c/mm	0.8	通道 3 间隙 d_c/mm	0.8
最大电流 I/A	4.0	线圈宽度 l_c/mm	20
线圈深度 w_c/mm	6.5	内筒厚度 d/mm	3
通道总长 l_2/mm	85	铁芯半径 r_1/mm	45
螺旋转轴半径 r_p/mm	27	螺旋叶片高度 r_h/mm	3
有效长度 l_1/mm	40	最大扭矩 T_{max}/Nm	50

图 4 所示为阻尼器通道 1 螺旋流动扭矩增强效果随电流变化曲线,从图中可以看出,在电流为 2.0 A 之前,螺旋流动模式相较于传统的纯剪切模式扭矩增强效果明显,电流为 2.0 A 时提升 40.3%. 在电流大于 2.0 A 之后,螺旋流动模式的输出扭矩逐渐接近纯剪切模式的输出扭矩. 当电流大于 3.5 A 时,从图中可以看出螺旋流动模式的输出扭矩与纯剪切模式基本相等,螺旋流动模式退化为纯剪切模式.

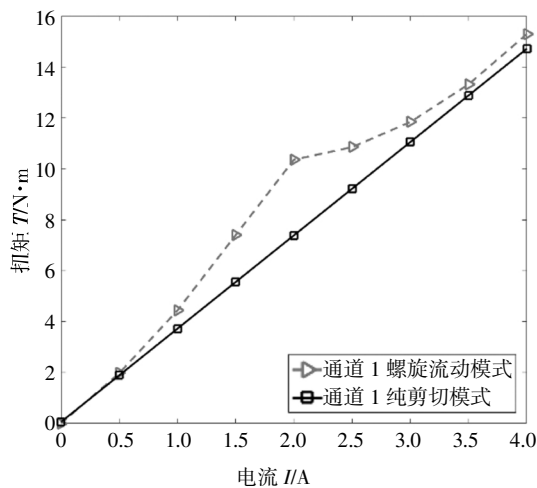


图 4 螺旋流动扭矩增强效应随电流变化曲线

Fig.4 Helical flow torque enhancement effect curve

图 5 所示为旋转式阻尼器各通道阻尼力矩随电流变化曲线,从图中可以看出,对阻尼器总输出扭矩做出贡献的通道主要为通道 1、2、3, 其中通道 1 为螺旋流动模式, 通道 2、3 为混合模式. 在电流为 2.0 A 之前, 通道 1 扭矩增长速度明显比通道 2、3 更快. 在电流为 2.0 A 之后, 通道 1 扭矩增长速度变慢并趋

近于通道 2、3 的扭矩曲线. 这也表明在 2.0A 之后,螺旋流动模式的扭矩增强效应逐渐失效.

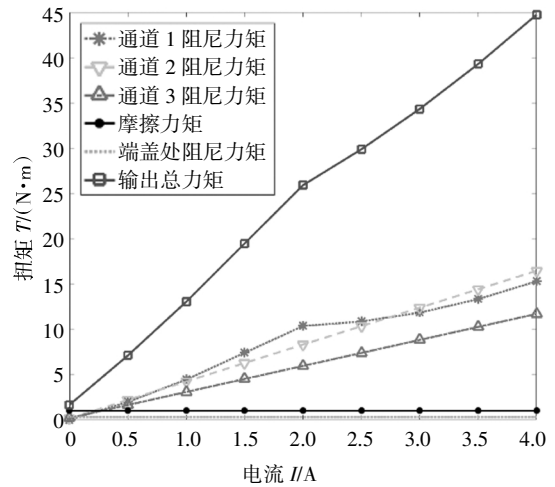
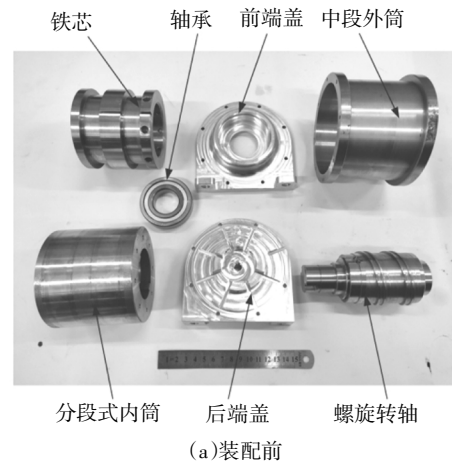


图 5 旋转式阻尼器各通道阻尼力矩随电流变化曲线

Fig.5 The torque curve of each channel of the rotary damper

2 实验验证

为验证改进后力学模型的正确性, 基于表 1 结构参数完成了旋转式磁流变阻尼器样机的加工及装配, 如图 6 所示, 并进行了低速和高速性能测试.



(a) 装配前



(b) 装配后

图 6 磁流变阻尼器样机

Fig.6 MR damper prototype

2.1 低速性能测试

采用 MTS 测试系统 (809Axial/Torsional Test System) 对样机进行了低速性能测试, 如图 7 所示. 测试工况如下: 扭转角度为 15° 、 25° ; 频率为 0.2 Hz、0.6 Hz、1 Hz; 电流为 0 A、1.0 A、2.0 A、3.0 A、4.0 A.

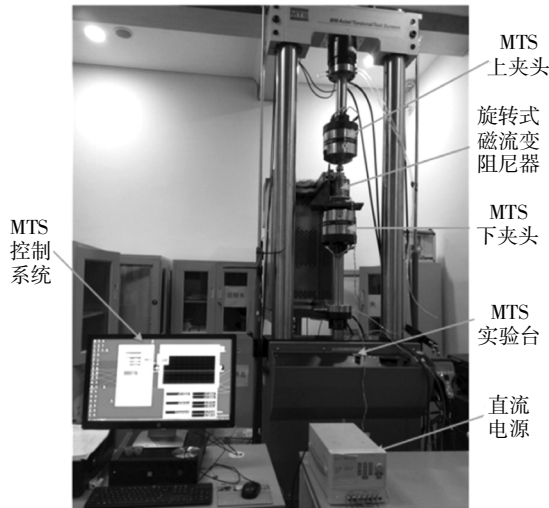


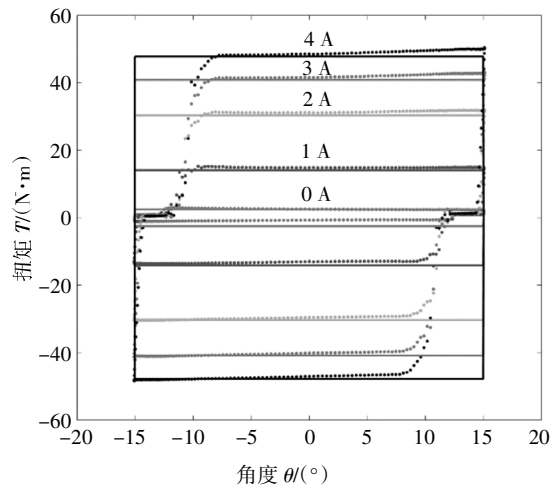
图 7 MTS 测试现场图

Fig.7 Low-speed performance test

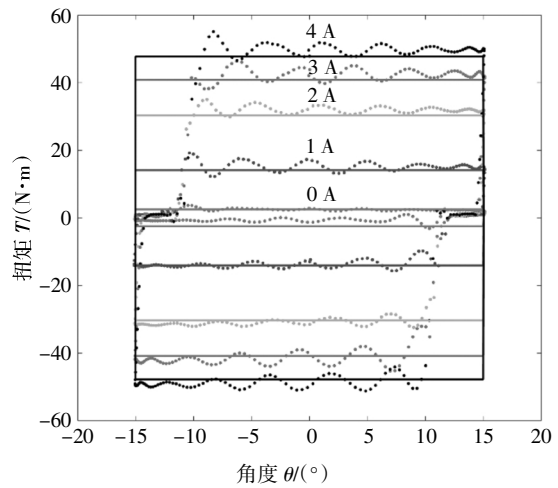
图 8 为扭转角度 15° , 频率 0.2 Hz 和 1 Hz 时的实验测试结果与理论计算结果的对比. 从图中可以看出, 随着励磁电流增大, 磁流变阻尼器输出阻尼力矩增加明显, 且曲线较饱满, 表明磁流变阻尼器耗能特性可控且较为稳定. 当励磁电流从 0 A 增加至 4 A 时, 磁流变阻尼器的输出阻尼力矩从 2.5 Nm 增加至 50 Nm, 可调范围达 20, 满足设计要求.

从图 8(a)中可以看出, 在较低速度下, 旋转式磁流变阻尼器的理论计算结果与实验测试数据较为吻合. 图 8(b)显示测试频率增大 5 倍后, 实验曲线在左上和右下区域出现了波动, 原因可能是随着激励频率的增加, MTS 在往返运动过程中引入了柔性, 另外由于阻尼器内部存在气隙, 磁流变液没有完全填满内部通道, 故输出扭矩随着转轴速度增加而存在波动, 但平均值较好地保持在理论计算值附近, 表明改进后的力学模型能有效地预测低速工况下螺旋流动模式的阻尼力矩特性.

将低速工况下的测试结果、改进后模型计算结果和传统模型计算结果进行了对比, 如图 9 所示. 从图中可以看出, 在低速工况下改进后模型和传统模型的计算结果基本重合, 与实验结果吻合度均较高. 表明改进后的模型和传统模型一样, 在低剪切率下也能准确地预测螺旋流动阻尼器的输出扭矩特性.



(a) 频率 0.2 Hz



(b) 频率 1.0 Hz

图 8 低速性能测试结果: 实验(虚线), 理论(实线)

Fig.8 Low-speed performance test results

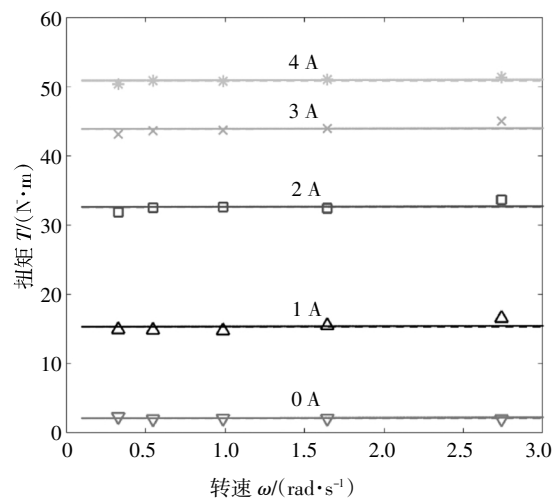


图 9 阻尼器低速性能测试误差对比: 改进模型(双划线); 传统模型(点画线); 实验结果(离散点)

Fig.9 Error comparison of low-speed performance test

2.2 高速性能测试

为了研究高速工况下电流增加对阻尼器工作模式的影响,以及评估磁流变阻尼器在连续旋转工况下的力学性能,对样机进行了高速性能测试,如图 10 所示.由于实验条件限制,仅采用单向激励.测试系统包括旋转式阻尼器样机、扭矩传感器、电机、直流电源、dSPACE 系统和电脑.测试工况为:转速 120 rpm、240 rpm、360 rpm、480 rpm、600 rpm,电流 0 A、1.0 A、2.0 A、3.0 A、4.0 A.

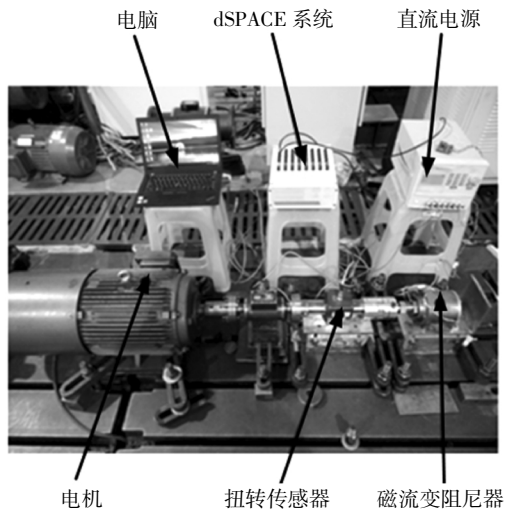


图 10 高速性能测试现场图

Fig.10 High-speed performance test

图 11 为转速为 360 rpm 工况下,实验结果与理论计算结果的对比.图中扭矩曲线出现波动,其原因可能是阻尼器内部存在气隙.从图 11 中可以看出,阻尼器的输出扭矩的平均值随时间变化较为平稳,随着电流增加阻尼器输出扭矩显著增大,当电流为 4 A 时,阻尼器输出扭矩最大可达 44.8 Nm,相较于阻尼器低速测试结果扭矩最大值有所降低,分析原因可能是由于磁流变液在高剪切率下发生剪切稀化,导致表观粘度和最大磁致饱和屈服强度降低,故输出扭矩有所下降.实验结果表明输出扭矩的平均值与改进后力学模型的计算结果吻合程度较好.

将 5 种转速工况的测试结果、改进后模型计算结果和传统模型计算结果进行了对比,如图 12 所示.

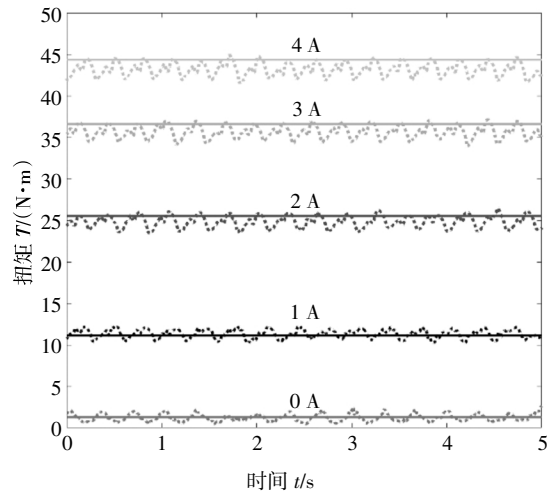


图 11 转速 360 rpm 测试结果:实验(虚线),理论(实线)

Fig.11 Test results of prototype at 360 rpm

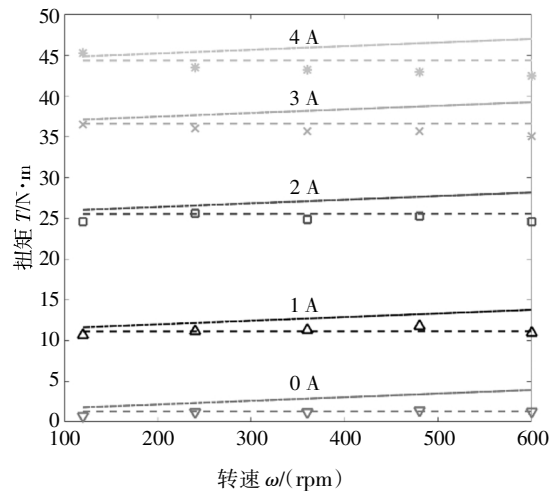


图 12 阻尼器高速性能测试误差对比:改进模型(双划线);传统模型(点画线);实验结果(离散点)

Fig.12 Error comparison of high-speed performance test

从图 12 中可以看出,由于传统模型假设磁流变液的粘度是一个定值,故随着转速增加,粘滞阻尼力矩逐渐增大,因此磁流变阻尼器总输出扭矩呈现上升的趋势.但由于磁流变液在高剪切率下会发生剪切稀化,实验结果表明阻尼器的输出扭矩并未随着转速的增加而增大,因此采用传统模型的计算结果误差较大,且随着转速的增加,误差会逐渐增大.为了对比两种计算模型对阻尼力矩特性预测的效果,分别计算不同工况下理论计算结果与实验结果的误差,如图 13、图 14 所示.

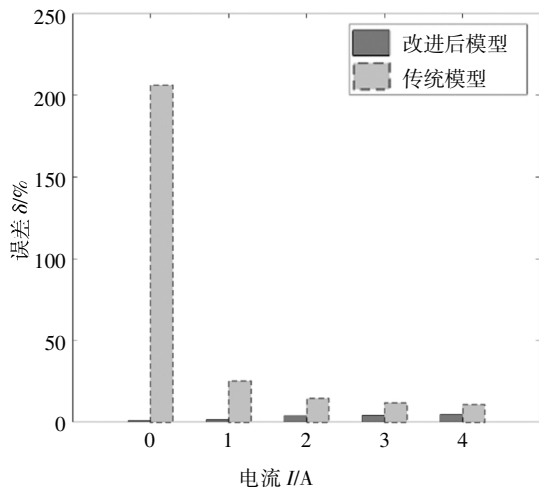


图 13 转速 600 rpm 下不同电流时的误差对比

Fig.13 Error comparison of different currents at 600 rpm

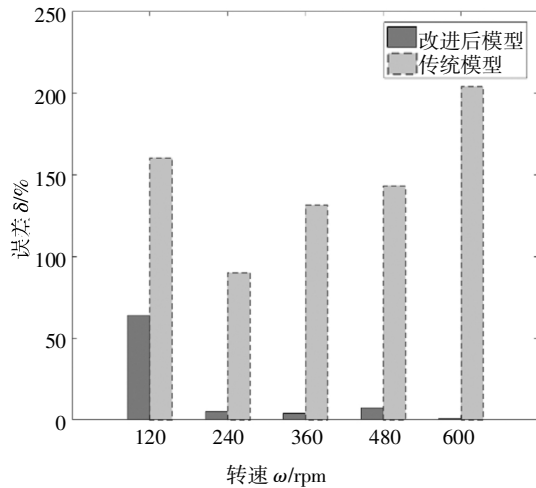


图 14 零场条件下不同转速误差对比

Fig.14 Error comparison of different speeds at 0 A

从图 13 中可以看出,在高速工况下,改进后力学模型的误差比传统模型的误差更小,尤其是在电流为 0 A 的时候.且随着电流的增加,两模型的计算误差逐渐减小.从图 14 中可以看出,在零场条件下,传统模型的误差更大,且随着转速增加出现上升趋势,这是由于转速增高使剪切稀化效应更明显.图 13 和图 14 表明,剪切稀化对零场粘度的影响较大,对剪切屈服强度的影响较小.因此在高速工况下,尤其是零场条件下,采用改进后模型能更好地预测螺旋流动模式磁流变阻尼器的输出扭矩特性.

为了验证高速工况下,电流对螺旋流动模式扭矩增强效应的影响,将转速 600 rpm、电流 0 到 4 A 的实验结果与理论计算结果进行对比,如图 15

所示.

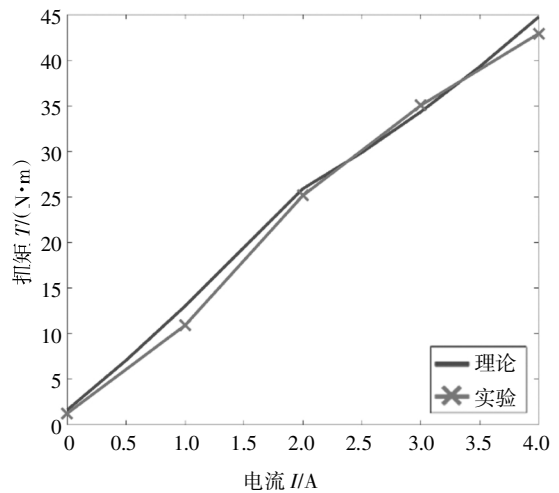


图 15 电流对螺旋流动扭矩增强效应的影响

Fig.15 The influence of current on helical flow

从图 15 中可以看出,实验结果与理论计算结果吻合较好,在 2.0 A 处实验曲线出现转折,2.0 A 之前螺旋流动的扭矩增强效应明显,曲线上升较快,在 2.0 A 之后,实验曲线增长变缓,螺旋流动逐渐退化为纯剪切模式,与理论仿真结果一致.

3 结论

1)本文提出了一种具有更高精度的旋转式磁流变阻尼器设计方法,分析了高速工况下螺旋流动模式失效的原因,并通过数值仿真将螺旋流动模式和纯剪切模式的输出扭矩特性进行了对比.样机性能测试结果表明,改进后模型在准确预测低速工况下螺旋流动模式阻尼力矩特性的基础上,还能够有效地预测高速工况下螺旋流动模式的"失效"现象.

2)高速实验结果表明剪切稀化对零场粘度的影响较大,对剪切屈服强度的影响较小.在零场高速工况下,改进后的模型相较于传统模型平均误差减小 129.4%,因此采用改进后模型能更好地预测螺旋流动模式磁流变阻尼器的输出扭矩特性.

参考文献

- [1] WANG J, MENG G. Magnetorheological fluid devices: Principles, characteristics and applications in mechanical engineering[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal

- of Materials Design and Applications, 2001, 215(3): 165—174.
- [2] YU J Q, DONG X M, WANG X H, *et al.* Design, modeling, and control of a magnetorheological rotary damper for scissor seat suspension [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(9): 2402—2416.
- [3] BAI X X, HU W, WERELEY N M. Magnetorheological damper utilizing an inner bypass for ground vehicle suspensions [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 49(7): 3422—3425.
- [4] 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.
- [5] ZHOU W, CHEW C M, HONG G S. Development of a compact double-disk magneto-rheological fluid brake [J]. Robotica, 2007, 25(4): 493—500.
- [6] SENKAL D, GUROCAK H. Compact MR-brake with serpentine flux path for haptics applications [C]//World Haptics 2009 – Third Joint Eurohaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems. Salt Lake City, UT, USA: IEEE, 2009: 91—96.
- [7] NAM T H, AHN K K. A new structure of a magnetorheological brake with the waveform boundary of a rotary disk [J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(11): 115029.
- [8] YU J Q, DONG X M, WANG W. Prototype and test of a novel rotary magnetorheological damper based on helical flow [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(2): 025006.
- [9] YU J Q, DONG X M, SUN S S, *et al.* Comparison of dynamic models based on backbone curve for rotary magneto-rheological damper [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(14): 2732—2740.
- [10] 彭志召, 张进秋, 高永强, 等. 磁流变液高剪切率特性测试方法及装置 [J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(1): 153—159.
- PENG Z Z, ZHANG J Q, GAO Y Q, *et al.* Testing method and device for rheological properties of magnetorheological fluid at high shear rate [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(1): 153—159. (In Chinese)
- [11] 高春甫, 张广. 无磁场下磁流变液的温度特性及其幂律模型参数识别 [J]. 磁性材料及器件, 2018, 49(1): 6—9.
- GAO C F, ZHANG G. Study on the temperature characteristics of magneto rheological fluid under zero magnetic field and their parameter identification of power law model [J]. Journal of Magnetic Materials and Devices, 2018, 49(1): 6—9. (In Chinese)
- [12] 王文. 基于螺旋流动模式的旋转式磁流变阻尼器研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016: 23—28.
- WANG W. Research on rotary magneto rheological damper based on helical flow [D]. Chongqing: Chongqing University, 2016: 23—28. (In Chinese)