

# 磁流变旋转阻尼器阻尼力矩 的数值计算与结构设计\*

王 桦, 龚兴龙, 朱应顺, 张培强

(中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 中国科学技术大学力学与机械工程系, 安徽合肥 230027)

**摘要:**从磁流变液本构关系出发, 建立了磁流变旋转阻尼器阻尼力矩的计算模型. 应用有限元的数值分析方法, 计算了几种典型结构旋转阻尼器的阻尼力矩, 并提出了阻尼片与内腔壁的间隙对阻尼力矩有较大的影响. 对数值模拟的结果进行比较, 得出了结构设计中应遵从的一般性原则, 为磁流变旋转阻尼器的结构设计提供了理论依据. 依据该原则, 设计了一种以磁流变液为阻尼介质和密封材料的新型旋转阻尼器.

**关键词:**磁流变液; 旋转阻尼器; 阻尼力矩; 有限元

**中图分类号:** TB39; TH12      **文献标识码:** A

## 0 引言

磁流变液(magnetorheological fluids 或 MR fluids)是微米尺寸的磁极化颗粒分散于非磁性液体(矿物油、硅油等)中形成的悬浮液. 磁流变液在外加磁场作用下表现出一种非线性流变效应, 即粘度、塑性和粘弹性具有急剧变化性、可控性和可逆性. 利用磁流变效应响应迅速和易于控制的特点, 可设计出适用于主动和半主动控制的阻尼器、制动器、离合器、液压阀、密封装置等新一代机电产品. 目前, 国外已研制出的属于磁流变旋转阻尼器范畴的器件有: 美国 TRW 公司的旋转式减震器<sup>[1]</sup>; 通用汽车公司研制的磁流变离合器<sup>[2]</sup>; 美国 Lord 公司开发的用在健身器械上各种磁流变旋转阻尼器件<sup>[3,4]</sup>, 波兹南理工大学的磁流变旋转阻尼器<sup>[5]</sup>等. 上述的磁流变旋转阻尼器基本属于单片内置式的结构. 而国内的磁流变液应用产品相对于磁流变液研制以及性能研究, 还处于较为落后的状况<sup>[6]</sup>. 磁流变旋转阻尼器主要依据阻尼承载面的个数(单盘片和多盘片)和励磁线圈与阻尼片的相对位置(内置和外置)而划分. 由于多盘片的承载面积大于单盘片的承载面积, 因而穿过磁流变液的磁场强度相同, 作用在多盘片上的阻尼力矩总是比单盘片的大. 但其轴向尺寸的增大, 必然导致励磁线圈物理尺寸和励磁电流的增大, 这些对于减小阻尼器的外部尺寸、降低励磁线圈的发热都是不利

\* 收稿日期: 2003-09-25

基金项目: 安徽省十五科技攻关资助项目(01012027), 中国科学院“百人计划”资助项目

作者简介: 王桦, 男, 1968年生, 硕士. 研究方向: 电磁流变液的机理及应用. E-mail: pqzhang@ustc.edu.cn

的.就获得相同的阻尼力矩而言,内置式的径向尺寸较大;外置式的轴向尺寸较大.旋转阻尼器的结构千差万别<sup>[7,8]</sup>,还未见从理论计算上预报阻尼力矩、比较结构优劣及结构有关几何参数对阻尼力矩影响的报道,一般只能通过实验测试结果去判断,因此如何由理论计算指导磁流变液应用器件结构的设计具有很大的意义.在众多的磁流变参数模型中,最基本、最常用的为宾汉塑性模型<sup>[[9,10]</sup>(Bingham model),即

$$\tau = \tau_0(\mathbf{H}) \operatorname{sign}(\dot{\gamma}) = \eta \dot{\gamma}, \quad |\tau| \geq |\tau_0| \quad (1)$$

其中  $\tau$  是剪切应力;  $\eta$  是零场粘度;  $\tau_0(\mathbf{H})$  是磁流变液的屈服应力,它与磁场强度  $\mathbf{H}$  有关;  $\dot{\gamma}$  是剪应变率.本文尝试从宾汉塑性模型出发,研究如何利用有限元方法把这一本构关系具体应用到旋转阻尼器阻尼力矩的数值计算中,考虑阻尼器的不同结构形式以及同一结构不同的阻尼片与内腔壁间隙等对其结果的影响,从而为磁流变旋转阻尼器的结构设计提供了一个理论依据.

## 1 剪切式磁流变旋转阻尼器的结构及其工作原理

磁流变应用器件一般有管道流模式、剪切模式、挤压流模式<sup>[3,4]</sup>三种基本的设计形式.本文对剪切模式阻尼器的阻尼力矩进行数值计算.剪切模式是将磁流变液置于可以相对移动的两极板间,由于不同的磁场可以使磁流变液产生不同的剪切屈服应力,因而极板之间相对运动所受到的阻尼力就受到了磁场的控制.在众多的旋转阻尼器中,线圈与阻尼片的相对位置有两种形式:一种是阻尼片被包裹在线圈内即阻尼片内置于线圈内腔中,我们称这种阻尼器为内置式旋转阻尼器;而称其它形式的阻尼器为外置式旋转阻尼器.本文根据阻尼片的结构形式和线圈与阻尼盘片的相对位置,讨论四种磁流变旋转阻尼器(如图 1 所示),分别称之为(a)外置盘片式;(b)外置双桶式;(c)内置盘片式;(d)内置双桶式,其中内置盘片式为国内外已用结构,其他三种为未用结构.

下面以外置盘片式磁流变旋转阻尼器(图 1(a)所示)为例说明其结构和工作原理:阻尼片(直径为 90 mm,厚 7 mm)、壳体用导磁材料制成,旋转轴用不导磁材料制成,阻尼片和旋转轴刚性连接,有两个径向环绕的线圈和导磁垫圈位于阻尼片的两侧,构成了外置式的阻尼器.为了形成壳体—线圈—导磁垫圈—磁流变液—阻尼片—磁流变液—导磁垫圈—线圈—壳体这样的磁回路,壳体的内壁压入非导磁隔圈.当线圈通电时,由磁流变效应而产生的剪切力将阻碍阻尼片的转动,从而构成阻尼装置.因为穿过磁流变液的磁场强度随通电电流大小的不同而不同,磁流变液对阻尼片的阻尼作用也就随电流的改变而改变,因此磁流变阻尼器旋转时受到的阻尼作用具有可控性.

图 1(b)与图 1(a)不同的是阻尼片的结构是双桶式,所谓双桶式,是该阻尼片是由外径为 90 mm、内径为 76 mm 组成的桶壁以及直径为 76 mm、厚度为 7 mm 的圆形隔板所构成.为了保证形成有效的磁回路,在导磁垫圈与外壳之间放有非导磁隔圈.图 1(c)线圈沿径向环绕,圆形阻尼片位于线圈的内腔(直径为 96 mm,宽 13 mm)中,构成了内置式.磁流变液充满由阻尼片和壳体构成的空腔(其间隙均为 3 mm).通电时,线圈产生的磁场经壳体—磁流变液—阻尼片—磁流变液—壳体形成磁回路.其他结构、尺寸和工作原理与图 1(a)相同.

图 1(d)与图 1(c)不同的是阻尼片为双桶状。

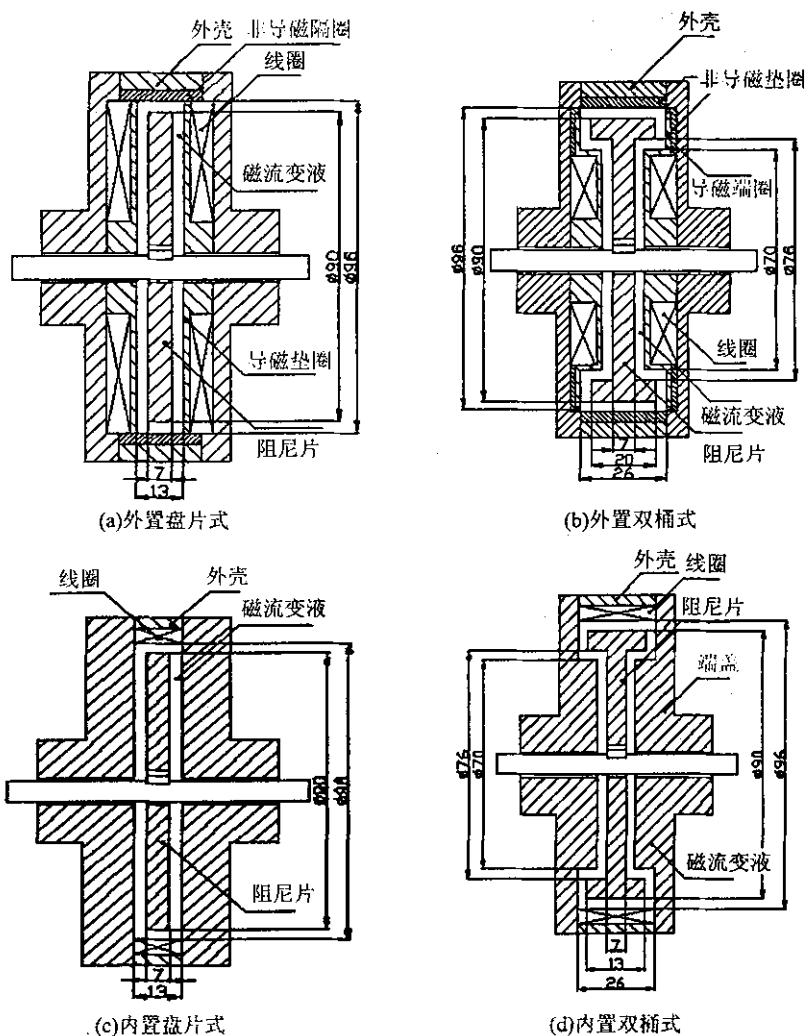


图 1 四种剪切式旋转磁流变液阻尼器的结构示意图

Fig. 1 Structure sketch of four sorts of direct shear rotary damper

## 2 剪切式磁流变旋转阻尼器阻尼力矩的计算模型

在磁场作用下,剪切式磁流变旋转阻尼器阻尼力矩  $M$  由磁场诱导阻尼力矩  $M_r$  和粘性阻尼力矩  $M_\eta$  两部分组成,即

$$M = M_r + M_\eta \quad (2)$$

### 2.1 磁场诱导阻尼力矩 $M_r$ 的计算

阻尼片旋转时,磁流变液在磁场的作用下产生的磁场诱导阻尼力矩

$$M_r = \iint_S \tau(r, z, H) r ds \quad (3)$$

其中,  $r$  为阻尼片上一点到对称轴的距离,  $\tau$  为该点的磁流变液屈服应力大小,  $ds$  为微元

面积,  $H$  为磁场强度. 由于阻尼器是轴对称的, 故  $\tau$  与  $\theta$  无关, 仅为  $r, z, H$  的函数.

由于磁场分布情况比较复杂, 很难给出屈服应力随位置变化的函数表达式. 为了便于计算, 作如下离散化处理: 将磁流变液和阻尼盘片接触面分成  $n$  个同心微圆环, 每一个微圆环上磁流变液屈服应力可以被近似地看作是相同的,  $\tau_i$  为第  $i$  个微圆环中心线上的磁流变液屈服应力大小; 每一微圆环上各点到对称轴距离也被认为是相同的,  $r_i$  为第  $i$  个微圆环中心线上的点到对称轴的距离;  $\Delta s_i$  为第  $i$  个微圆环面积的大小. 于是阻尼盘片所受阻尼力矩

$$M_\tau = \sum_{i=1}^{i=N} \tau_i r_i \Delta s_i \quad (4)$$

## 2.2 剪切式磁流变液阻尼器粘性阻尼力矩 $M_\eta$ 的计算

阻尼片旋转时磁流变液在磁场的作用下产生的粘性阻尼力矩

$$M_\eta = \iint_S \tau(\dot{\gamma}) r ds \quad (5)$$

其中, 剪切力  $\tau = \eta \dot{\gamma}$ ,  $\eta$  为磁流变液的粘性系数,  $\dot{\gamma}$  为剪切应变率.

依据流体力学的理论: 当两个平行圆盘间盛有流体, 且二者以相对角速度  $\omega$  旋转时, 如果圆盘半径  $r$  远大于盘间距  $h$ , 则可认为剪切率  $\dot{\gamma}$  是极半径  $r$  的线性函数. 于是, 结构中磁流变液剪应变率

$$\dot{\gamma} = \frac{r\omega}{h} \quad (6)$$

其中  $h$  为磁流变液厚度,  $r$  为盘片的极半径,  $\omega$  为阻尼器轴的旋转角速度.

将式(6)代入式(5), 得

$$M_\eta = \iint_S \tau(\dot{\gamma}) r ds = \iint_S \tau\left(\frac{r\omega}{h}\right) r ds \quad (7)$$

在阻尼片旋转角速度  $\omega$  以及间隙  $h$  一定的情况下,  $\tau\left(\frac{r\omega}{h}\right)$  仅为  $r$  的单变量函数, 其表达式可通过磁流变液的剪切应力与剪切率关系图拟合得到.

当外力矩足够大时, 磁流变液发生屈服, 产生塑性流动, 阻尼器就发生转动. 于是, 当  $\omega \neq 0$  时, 计算剪切式磁流变液阻尼器阻尼力矩的控制方程为

$$M = M_\eta + M_\tau = \sum_{i=1}^{i=N} \tau_i r_i \Delta s_i + \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^r \tau\left(\frac{r\omega}{h}\right) r^2 dr \quad (8)$$

设其最大值为  $M_{\max}$ , 则阻尼器的动态范围为  $0 \sim K$ .

$$K = M_{\max}/M_0 \quad (9)$$

其中,  $M_0$  为不加磁场时的粘性阻尼力矩.

## 3 计算方法、结果和应用

### 3.1 计算方法和结果

有限元软件 ANSYS 主要包括三个部分: 前处理模块, 分析计算模块和后处理模块. 前处理模块用户可以方便地构造有限元模型; 分析计算模块包括结构分析(可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析)、电磁场分析以及多物理场的耦合分析等; 后处理模块可将计算结果以彩色等值线、梯度、矢量、图形等方式显示出来, 也可将计算结果以图表、曲线形

式显示或输出. 软件提供了 100 种以上的单元类型, 用来模拟工程中的各种结构和材料. 在 ANSYS/Multiphysics 中, ANSYS 程序的电磁能力可用来分析电磁场的多方面问题, 如: 电感、电容、阻抗、磁通量密度、磁场强度、磁力线、磁力和力矩、运动效应、能量损失等. 用于 ANSYS 磁场分析的有限元公式由 Maxwell 方程组导出, ANSYS 程序提供了丰富的线性和非线性材料的表达方式, 包括各向同性或正交各向异性的线性磁导率, 材料的  $B-H$  曲线和永磁体的退磁曲线. 后处理功能允许用户显示磁力线、磁通密度和磁场强度.

为了便于比较, 对以上各不同形式阻尼器进行数值计算时, 要求各阻尼器具有相同的物理条件, 即外形结构尺寸、阻尼片径向尺寸、线圈匝数、线圈电流、阻尼片与内腔壁的间隙都相同 (3 mm). 在计算阻尼器中的磁场分布时, 由于阻尼器是轴对称的, 故只需用到二维静态分析. 选取 Lord 公司磁流变液 MRF-241ES<sup>[4]</sup> 作为工作材料, 该磁流变液为非线性材料, 它的  $B-H$  曲线如图 2 示. 其它材料都是线性的, 只需输入它们的相对磁导率 (本计算中阻尼片为 2000, 壳体为 2000, 非导磁材料为 1) 即可. 计算中所选的单元类型为具有较高精度的 PLANE53. 线圈匝数为 1 200, 励磁电流为 0~1.0 A, 阻尼片旋转速度为 600 r/min, 结构尺寸如图 1 所示.

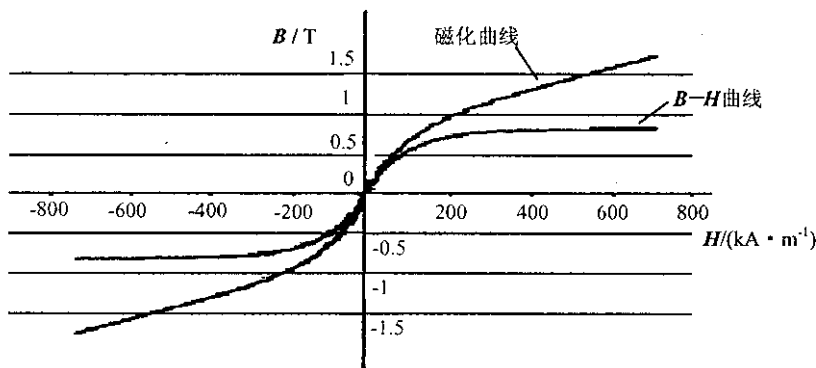


图 2 MRF-241ES 的  $B-H$  曲线图

Fig. 2  $B-H$  Curve of MRF-241ES

现以单片外置盘片型旋转阻尼器 (图 1(a)) 为例, 说明其阻尼力矩的数值计算过程.

①用有限元软件 ANSYS 计算出某电流下磁场沿阻尼片壁面上的分布数值. 在 ANSYS 中创建几何模型, 输入磁流变液的  $B-H$  曲线, 定义各材料的磁导率. 建模时, 只需将单元设定为轴对称类型, 对称轴必须为旋转轴. 然后划分网格, 定义载荷和边界条件, 求解磁场强度分布. 二维模型图中, 将阻尼盘片与磁流变液接触的边定义为一个路径, 在后处理中, 可以得到磁力线分布情况、磁通量密度、具体某一点处的磁场强度大小等. 由 ANSYS 的路径方法得到某个电流下阻尼器中的磁力线分布如图 3 示; 磁流变液和阻尼片接触面上磁场强度分布如图 4 示, 其横轴的原点为阻尼片与旋转轴的上交点, 数值为阻尼片与磁流变液整个接触边界到计算起始点即原点的距离.

②对 MRF-241ES 的屈服应力和磁场强度关系图以及剪切应力和剪切率关系图 (如图 5, 6 示) 进行拟合, 把拟合的曲线和计算出的磁流变液和阻尼片接触面上磁场强度大小, 代入由式 (8) 编写出的计算程序中进行数据处理, 得到阻尼器在各个电流下的阻尼力矩. 图 7

(a) 为阻尼器在励磁电流 0~1.0 A 时,四种阻尼器阻尼力矩随电流变化的曲线. 图中四种阻尼器的阻尼力矩随电流的变化基本上都有着相同的趋势,即阻尼力矩与内置或外置、盘片或双桶无关. 这是因为磁流变液起阻尼作用的是阻尼片与磁场垂直的接触面积所引起的. 另外,它变化的趋势基本与屈服应力随磁场的变化规律相同,说明在阻尼力矩起主导作用的是磁场诱导阻尼力矩. 粘性阻尼力矩  $M_v$  与磁场诱导阻尼力矩  $M_r$  相比是一个小量,也就是图 7 中电流为零(即磁场为零)时的阻尼力矩. 阻尼片与内腔壁间隙对旋转阻尼器阻尼力矩的影响以单片外置盘片为例,其他物理条件相同,在阻尼片与内腔壁、5 mm 和 7 mm 时,分别计算在不同的电流下所产生的阻尼力矩的值,结果如图 8 所示. 图中间隙为 1 mm、3 mm 阻尼力矩的值随励磁电流的增大而增大,且随着间隙的减小而增长的很快. 这是因为励磁电流越大磁感应强度越大;间隙中的磁流变液越少磁阻越小,磁感应强度增大,结果磁流变液效应增强,阻尼力矩随之增大. 在同一励磁电流作用下,由于间隙减小,磁感应强度增大,磁流变液剪切屈服强度增大,势必造成阻尼力矩随着间隙的减小而增长得很快.

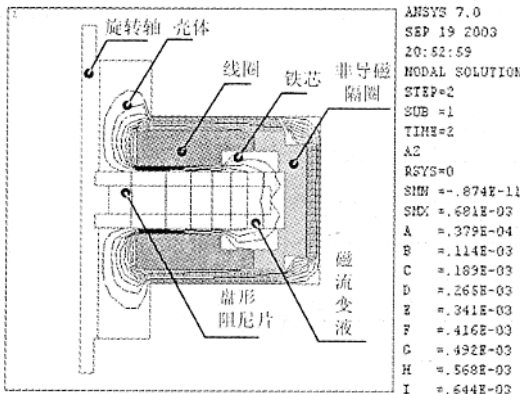


图 3 磁力线分布图

Fig. 3 Sketch of Flux lines in damper

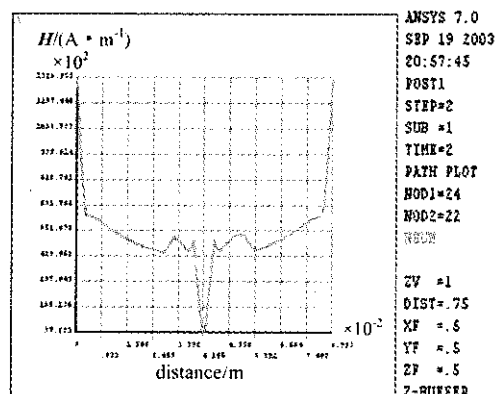


图 4 磁流变液与阻尼片接触面上的磁场强度分布图

Fig. 4 Magnetic field intensity on the face of the damper disk as a function of the radial distance

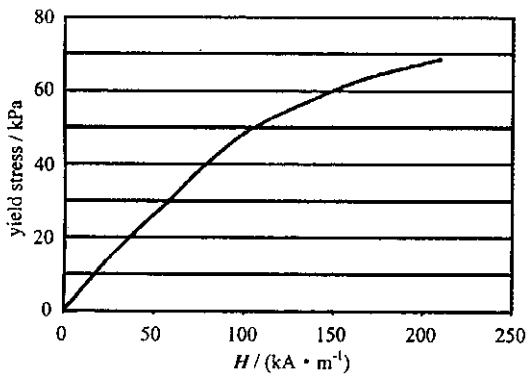


图 5 MRF-241ES 的屈服应力和磁场强度关系图

Fig. 5 Yield stress versus magnetic induction

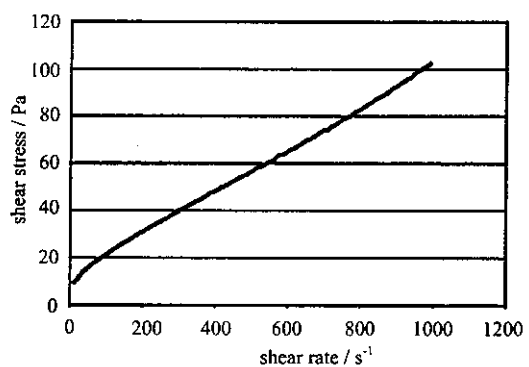


图 6 MRF-241ES 在 25°零场下的剪切应力和剪切率关系图

Fig. 6 Shear stress as a function of shear rate with no magnetic field applied at 25°

### 3.2 应用示例

从图 7 的曲线知,单片外置盘片型旋转阻尼器的阻尼力矩较大且增长的较快;从图 8 的曲线看,间隙越小,阻尼力矩越大,但在工程应用中间隙过小会引起制造上的困难.综合考虑各种因素,我们选择阻尼片与内腔壁间隙为 1 mm 的图 1(a)所示的模型为基本结构,设计并制造了一种新型结构的磁流变旋转阻尼器,并采用磁流变密封胶和 O 型圈密封的组合密封方法来增强密封的可靠性,减小磁流变旋转阻尼器启动扭矩.这种结构已申请专利.

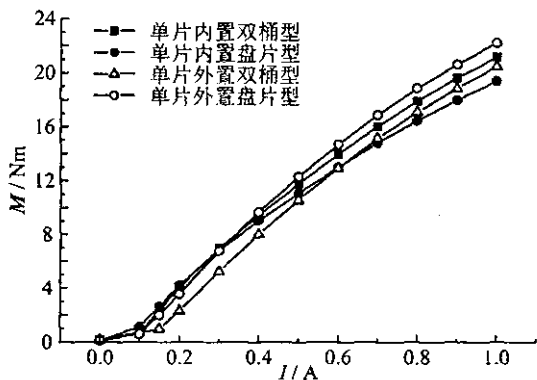


图 7 四种旋转阻尼器的阻尼力矩与电流强度关系图

Fig. 7 Damping torque on four sorts of rotary dampers as a function electric input current

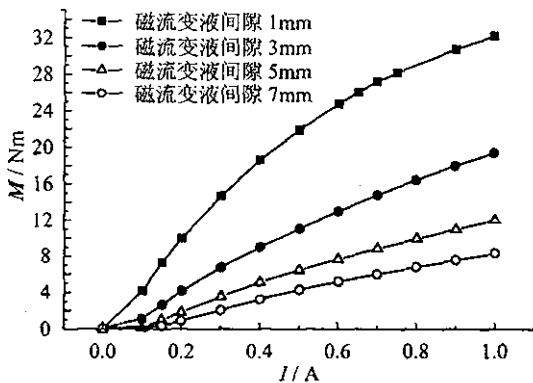


图 8 不同的阻尼片与内腔壁间隙时阻尼力矩与电流强度关系图

Fig. 8 Damping torque as a function electric input current under the difference distance between the damper disk and the inner surface

## 4 结论

(I) 影响阻尼器阻尼力矩的主导因素是磁流变液在磁场下形成的磁流变效应,在这磁流变效应中起作用的是垂直于磁场方向的接触面积,即磁流变旋转阻尼器阻尼片的径向尺寸(与磁场方向垂直)对阻尼力矩的影响较大,而轴向尺寸(与磁场方向平行)对阻尼力矩的影响较小.因此,在阻尼器的结构设计中,不必考虑阻尼片的各种复杂结构,只需重视增加垂直于磁场方向的阻尼片与磁流变液的接触面积.

(II) 同类型、同尺寸旋转阻尼器阻尼力矩的值随励磁电流的增大而增大,且随着阻尼片与内腔壁间隙的减小而增长得很快.但间隙过小会引起零件加工精度过高等其它问题,故设计时应在条件允许的情况下尽可能减小阻尼片与内腔壁的间隙.

(III) 本方法产生误差的主要原因是宾汉模型误差和 ANSYS 计算磁场的误差.另外还有如下简化阻尼力矩计算模型所引起的误差:

(i) 忽略粘性系数  $\eta$  随磁场的变化.

(ii) 忽略壁面效用,认为磁流变液将剪切力完全传输到阻尼片上.

(iii) 对磁流变液屈服应力和磁场强度关系曲线以及零场下剪切应力和剪切率关系曲线的拟合误差.

本文运用有限元方法对磁流变液旋转阻尼器的阻尼力矩进行数值计算.这种方法可用于各种结构的阻尼力矩计算,从而为磁流变液应用器件设计提供一种较为有用的辅助工具.

## 参 考 文 献

- [1] Shtarkman E M. Fluid Response to Magnetic Field[P]. U. S. Patent 4992190, 1991, U. S. Patent 4992190, 1992.
- [2] Gopalswamy S, Linzell S M, Jones G L, *et al.* Magnetorheological Fluids Fan Clutch[P]. U. S Patent 5896965, 1999.
- [3] <http://www.rheonetic.com>[Z]
- [4] Carlson J D, Catanzarite D M, St Clair K A. Commercial magnetorheological fluid devices [A]. MR Suspensions and Associated Technology [C]. Singapore: World Scientific, 1996, 20-28.
- [5] Milecki A, Myszkowski A, Sedziak D. Investigation of dynamic properties and control method influences on MR fluid dampers performance[A]. Proceedings of the 8th International Conference on Electrorheological Fluids, Magnetorheological Suspensions [C]. Nice, France, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. , 2001: 84-90
- [6] 王建晓, 孟光. 磁流变液研究进展[J]. 航空学报, 2002, 23(1): 6-12.
- [7] Akio Inoue, Ushio Ryu, Syoji Nishimura, Walker with intelligent brakes employing ER fluid composed of liquid crystalline polysiloxane[A]. Proceedings of the 8th International Conference on Electrorheological Fluids, Magneto-rheological Suspensions [C]. Nice, France, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. , 2001: 23-29.
- [8] Lee U, Kim D, Hur N. Design analysis and experimental evaluation of an MR fluid clutch [A]. Proceedings of the 7th International Conference on Electrorheological Fluids, Magnetorheological Suspensions [C]. Honolulu, Hawaii, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. , 1999: 674-681.
- [9] Ginder J M. Rheology controlled by magnetic fields[A]. Encyclopedia of Applied Physics [C]. New York: VCH Publishers, Inc. , 1996, 16: 487-503.
- [10] Butz T, von Stryk O. Modelling and simulation of electro- and magnetorheological fluid dampers[J]. ZAMM, 2002, 82(1): 3-20.

## Numerical Analysis of Damping Torque and Construct Design of Rotary MR Dampers

WANG Hua, GONG Xing-long, ZHU Ying-shun, ZHANG Pei-qiang

(CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Material,  
Department of Modern Mechanics, USTC, Hefei 230027, China)

**Abstract:** Based on the constitutive relation of MR fluids, a model is proposed to compute the damping torque of rotary MR dampers. By means of the finite element method, the damping torques of some typical rotary MR dampers are numerically calculated. The influence of the distance between the damper disk and the inner surface is also simulated. Through these results, a guide for designing rotary MR dampers can be obtained. By using this guide, the authors have designed a novel rotary MR damper.

**Key words:** MR fluids; rotary MR damper; damping torque; finite element method