

# 用于机床减振的磁流变阻尼器优化设计

董立磊,李开明,葛帅帅,舒阳  
(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

**摘要:**以三平动冗余驱动并联机床为研究对象,设计了一种具有位移放大功能的磁流变阻尼器,通过 Ansys workbench 有限元分析软件,对阻尼器的磁路饱和情况进行模拟仿真和分析,使阻尼器的阻尼出力达到最优。研究表明,通过优化使磁场分布更加合理,提高了阻尼器的力学性能,优化方法是可行有效的。

**关键词:** 并联机构;磁流变阻尼器;磁路饱和;减振;优化设计

**中图分类号:** TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2020)02-0034-04

## Optimization Design of Magnetorheological Damper for Machine Tool Vibration Reduction

DONG Lilei, LI Kaiming, GE Shuaishuai, SHU Yang

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** This paper takes the three-way redundant drive parallel machine tool as research object, designs a magnetorheological damper with displacement amplification function and simulates the magnetic circuit saturation of the damper by the Ansys workbench finite element analysis software, so that the output of the damper comes to optimization. The research results show that the magnetic field distribution is more reasonable, and the mechanical properties of the damper are improved. The optimization method is feasible and effective.

**Keywords:** parallel mechanism; magnetorheological damper; magnetic circuit saturation; vibration reduction; optimal design

## 0 引言

机床切削加工的过程中,会出现不同程度的振颤现象,不仅会影响加工工件质量,而且会加剧刀具的磨损,产生一定的噪声。目前机床减振的方法按照抑制颤振的方式来划分,可总结为以下三类:采用吸振器或附加装置的振动控制法、优化设计或结构改进、在线监测调整切削参数<sup>[1]</sup>。振动的控制方法按照执行装置的不同可以分为主动、半主动以及被动控制方法<sup>[2]</sup>。目前机床减振多采用磁流变(MR)阻尼器来抑制机床的振动,MR阻尼器中用磁流变液作为粘滞介质<sup>[3]</sup>。磁流变液是美国学者 RABINOW. J于 1948 年首次提出的,是可控流体,是由具有高磁导率和低磁滞性的微小软磁性颗粒以及具有非导磁性液体制成的悬浮性液体。这种悬浮性液体在无磁场条件下的特点是黏度低且具有牛顿流体特性;在强磁场的作用下,则具有高黏度和低流动性的 Bingham 流体特性<sup>[4]</sup>。近年来,磁流变阻尼器的优化设计受到了广泛的关注,DING Y 等人基于 Bingham 平行板模型,考虑磁路优化,提出了一种剪切阀式磁流变阻尼器的简化设计方法<sup>[5]</sup>;YAHID I I M 等人利用有限元方法模拟磁流变阻尼器中电磁线圈产生的磁场,根据仿真结果设计并制造了 MR 阻尼器<sup>[6]</sup>。

通过分析并联机床的振动特性与受力情况,设计了一

种具有位移放大功能的磁流变阻尼器,建立阻尼器的出力模型,并应用 Ansys Maxwell 有限元分析软件,对阻尼器的磁路情况进行模拟仿真,调整 MR 阻尼器的结构参数,保证在阻尼通道处 MRF 磁路达到饱和的前提下活塞磁芯磁路不饱和,使阻尼器的阻尼出力达到最优,完成阻尼器的优化设计。

## 1 机床振动特性分析

### 1.1 并联机床受力分析

三平动冗余驱动(3-2SPS)并联机床的三维实体模型与结构简图如图 1 所示。机床主要包括定平台、冗余驱动线性模组、动平台以及 3 组伸缩杆。

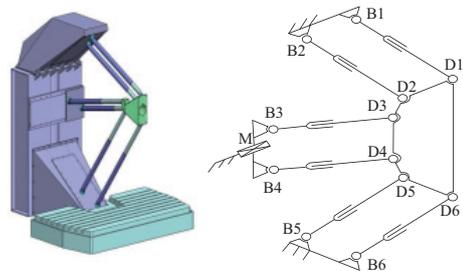


图 1 3-2SPS 并联机床三维模型和结构简图

基金项目:江苏省科技支撑计划——工业部分的资助项目(BE2011193)

第一作者简介:董立磊(1994—),男,硕士研究生,研究方向为并联机床减振技术。

研究机床的振动特性需分析机床的受力情况,3-2SPS并联机床的主要技术参数如表1所示。

表1 机床主要技术参数

技术参数	性能指标	参数值(理论值)
C形龙门半径 R/mm		1 080
加工范围/mm	横向(x轴)	-1 000~1 000
	垂直(y轴)	-900~900
主轴电机功率/kW	纵向(z轴)	-550~550
		7.5
主轴转速范围/(r/min)	无级变速	0~4 000

查阅金属切削计算手册<sup>[7]</sup>,铣削力的计算公式如下:

$$P_m = \frac{F_z \cdot V}{60 \times 102 \times 10} \quad (1)$$

式中: $P_m$ 为铣削功率(kW); $V$ 为铣削速度(m/min); $F_z$ 为圆周铣削力(N)。初步给定加工参数,电机额定功率为7.5 kW,设机床处于某一铣削状态,铣削速度 $V$ 为135 m/min,根据式(1)可得:

$$F_z = \frac{60 \times 102 \times 10 \times P_m}{V} = \frac{60 \times 102 \times 10 \times 7.5}{135} = 3\,400 \text{ (N)}$$

根据对机构前期的一些研究工作,取走刀抗力 $F_h$ 和轴向力 $F_o$ 为:

$$\begin{cases} F_h = 0.4F_z = 1\,360 \text{ (N)} \\ F_o = 0.5F_z = 1\,700 \text{ (N)} \end{cases}$$

则合力 $F$ 为:

$$F = \sqrt{F_z^2 + F_h^2 + F_o^2} \approx 4\,000 \text{ (N)}$$

## 1.2 并联机床振动特性分析

根据上述对机床受力情况的分析,制定研究机床振动特性的方法,即采用锤击法模拟并联机床工作过程中的振动,应用ccd高速摄影法进行数据采集,测试机床工作过程中的振动参数,并用MATLAB进行数据处理,将测得的机床振动参数输出为机床的振动曲线,并得出机床的振动周期和振幅,振动曲线如图2所示。

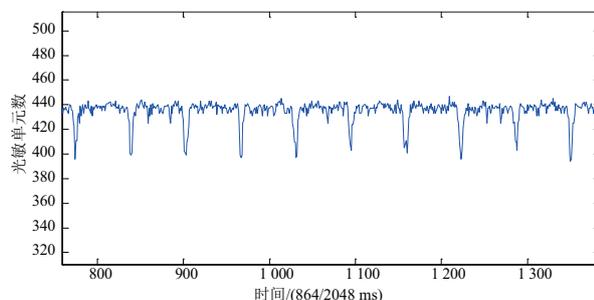


图2 机床振动曲线

通过分析机床的振动曲线可知,机床的振动为不同频率振动的叠加,最大的振动周期为26.9 ms,最大振幅为0.16 mm。可知机床的振动特点为高频低振幅,并且由机床振动曲线可知,振动的衰减非常缓慢,主要原因是机床的阻尼小,因此需要为机床设计相应的阻尼器,增大机床的

阻尼,加速机床振动的衰减。

## 2 阻尼器设计

### 2.1 磁流变阻尼器性能要求及安装位置

#### 1) 阻尼器性能要求

根据上述对机床振动特性的分析结果可知,机床的振动特点为高频低振幅,而磁流变阻尼器可在高频振动下产生较大的阻尼力,因此选择阻尼器的类型为磁流变阻尼器;因机床的振幅较小,因此设计的阻尼器需要具备一定的位移放大功能。

#### 2) 阻尼器安装位置

阻尼器安装在图3所示1、2、3处,即运动支链与动平台的连接处。将阻尼器安装在此处,可以有效地加速来自于机床主轴以及支链振动的衰减。

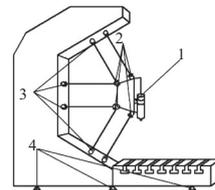
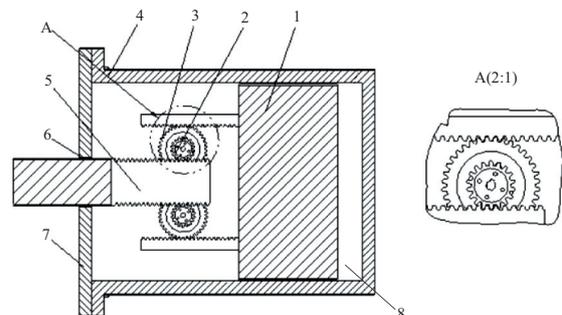


图3 阻尼器安装位置示意图

### 2.2 阻尼器结构设计

根据上述对阻尼器性能指标的确定,阻尼器需具备位移放大的功能,其具体结构如图4所示。



1—活塞;2—小齿轮;3—大齿轮;4—缸体;5—输出杆;  
6—密封圈;7—端盖;8—磁流变液。

图4 磁流变阻尼器结构

阻尼器由图4中8个部分组成,其中缸体的材料为45钢;活塞上安装有励磁线圈,且固连齿条结构,活塞将缸体分为左、右两个腔室,都装有磁流变液;大、小两个齿轮模数相同,大齿轮的齿数是小齿轮的2倍,两个齿轮通过带键的轴连接,齿轮的具体尺寸参数如表2所示;输出杆左半段为圆柱结构,右半段为带齿条的扁平结构,输出杆与端盖通过动密封结构防止箱体内部的磁流变液外流;活塞与缸筒之间有微小的间隙,当高黏度的液体通过间隙的时候,就会产生阻碍流动的力,即为阻尼力。

表2 齿轮的几何尺寸

	齿数	模数/mm	齿宽/mm	齿顶高/mm	齿根高/mm
大齿轮	36	2	5	2	2.5
小齿轮	18	2	5	2	2.5

所设计的阻尼器属于剪切阀式磁流变阻尼器,由于大、小两个齿轮具有相同的转速,因此由齿轮传动的理论可知此阻尼器具有位移放大功能,可以放大振动的振幅,使阻尼器的活塞在振动过程中产生较大的位移,从而产生较大的阻尼力,达到抑制机床振动的效果。

合理地设计阻尼器的尺寸对提高磁流变阻尼器的减振性能有着至关重要的作用。所设计的磁流变阻尼器的初始结构参数如表3所示。

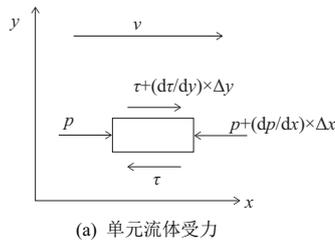
表3 阻尼器的结构参数 单位:mm

结构参数	尺寸
磁芯半径	15
阻尼通道间隙	1
活塞直径	80
活塞有效长度	40
缸筒厚度	5

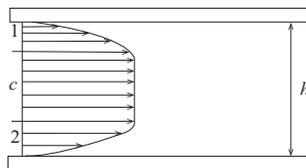
## 2.3 阻尼器的阻尼特性分析

基于平行板理论和 Bingham 剪切模型,阻尼器的活塞与缸体之间的环形间隙可以近似为两平行平板的模型<sup>[8]</sup>。磁流变液单元流体的切应力和压力梯度的关系是:

$\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dx} = p'$ ,如图5(a)所示。



(a) 单元流体受力



(b) 阀式速度分布

图5 平行板间流体受力及速度分布

如图5(b)所示,1区和2区是屈服区,C区是未屈服区,所设计阻尼器的阻尼力可以表示为

$$F = \frac{12\eta L A p^2}{\pi D h^3} v + \frac{3L\tau_y A p}{h} \operatorname{sgn} v \quad (2)$$

式中: $\eta$ 是MRF的零场黏度; $A_p$ 是活塞的面积; $L$ 是活塞的有效长度; $h$ 是活塞和缸体之间阻尼通道的间隙; $D$ 是活塞的外径; $v$ 是活塞相对于缸体运动的速度。

由式(2)所示的阻尼力公式,可得

$$M = \frac{F}{F_v} = \frac{F_\tau + F_\eta + F_f}{F_\eta + F_f} \quad (3)$$

式中: $F$ 是总阻尼力; $F_f$ 是机械摩擦力; $F_v$ 是没有施加电流时的阻尼力。

动力可调系数 $\lambda$ 可以近似地用库伦力与粘滞力的比值来表示:

$$\lambda = \frac{F_\tau}{F_\eta} = \frac{\tau_y D h^2}{\eta (D^2 - d^2) v} \quad (4)$$

由式(2)~式(4)可得,磁流变的阻尼力调幅范围 $M$ 与 $\lambda$ 与阻尼器各部分尺寸密切相关。由式(4)可知,阻尼器的动力可调范围与阻尼通道的间隙 $h$ 成正比。

## 2.4 磁路设计

磁流变阻尼器磁路的设计对阻尼器的最大阻尼出力 and 动力可调范围有着很大的影响,是阻尼器设计过程中的一个关键问题,所设计的磁流变阻尼器磁路结构如图6所示。

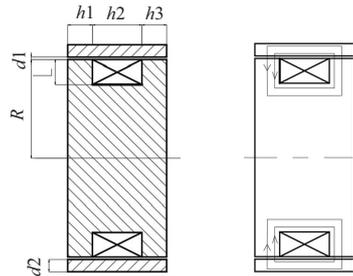


图6 磁流变阻尼器磁路结构示意图

磁流变阻尼器的活塞上的各部分结构的初始设计尺寸如表4所示。

表4 阻尼器活塞尺寸参数 单位:mm

$h_1$	$h_2$	$h_3$	$d_1$	$d_2$	$L$	$R$
10	20	10	1	5	10	40

根据磁路的欧姆定律,可知阻尼器磁路计算的公式:

$$NI = \phi \left( \frac{L'}{\mu_1 S_1} + \frac{2h}{\mu_0 S_0} \right) \quad (5)$$

式中: $N$ 是励磁线圈的匝数; $\phi$ 是回路总磁通; $I$ 是最大电流; $L'$ 是磁路的平均长度; $h$ 是阻尼通道的宽度; $S_1$ 是磁路的平均截面面积; $S_0$ 是阻尼通道处的平均截面面积; $\mu_0$ 是空气的磁导率; $\mu_1$ 是磁芯的磁导率。

## 3 阻尼器优化设计

### 3.1 优化模型

初始设计的磁流变阻尼器,其励磁线圈的导磁环采用的材料是电工纯铁,缸筒是用45钢制成,磁流变液的型号是132DG,各部分材料的磁感应强度和磁场强度的关系如表5~表7所示,查阅资料可知线圈与空气的相对磁导率是1。

表 5 磁流变液的磁感强度与磁场强度的关系

参数	数值				
$H/(kA/m)$	30	60	100	120	140
$B/T$	0.08	0.30	0.50	0.55	0.62

表 6 45 钢的磁感强度与磁场强度的关系

参数	数值				
$H/(kA/m)$	164	245	365	545	813
$B/T$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0

表 7 电工纯铁的磁感强度与磁场强度的关系

名称	数值				
$H/(kA/m)$	21.2	42.0	63.2	84.8	104.0
$B/T$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0

### 3.2 优化方法

由上述对磁流变阻尼器阻尼特性的分析可知,活塞直径和励磁线圈的长度对阻尼通道的磁场密度影响最大,因此通过 Maxwell 软件对阻尼器磁路进行有限元分析,不断优化活塞直径的大小以及励磁线圈的长度,最终使得阻尼器的出力达到最优。

### 3.3 磁路有限元分析

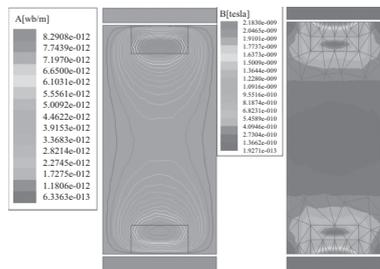
依据上述优化方法,运用 Ansys Maxwell 软件对磁流变阻尼器的磁路进行有限元仿真分析。

#### 1) 边界条件与载荷条件的定义

分析磁流变阻尼器的静态磁场,由磁场的连续性原则,忽略漏磁,磁感应线平行于边界,输入的电流取 2 A。

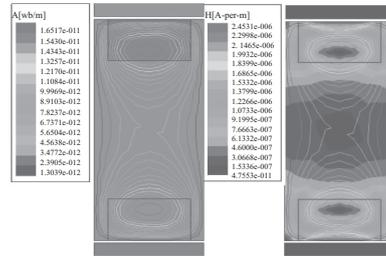
#### 2) 求解与结果处理

通过初始条件的设置,可通过 Maxwell 的 2D 仿真版块求解。对优化前的磁流变阻尼器进行有限元仿真,其磁力线以及磁感应强度的分布如图 7 所示,图中显示阻尼通道处的最大磁感应强度近似为 0.4 T。通过优化活塞杆的直径和励磁线圈的长度等尺寸,得到了阻尼通道处的磁通密度达到最佳时的各部分尺寸,仿真结果如图 8 所示。在调整了各部分尺寸之后,阻尼通道处的最大磁感应强度近似为 0.7 T,磁感应强度与原来相比,约增长 1 倍。



(a) 磁力线分布图 (b) 磁感应强度分布图

图 7 初始尺寸磁场模拟图



(a) 磁力线分布图 (b) 磁感应强度分布图

图 8 优化后磁场模拟图

### 3.4 磁路优化效果分析

经过优化,磁流变阻尼器的最大出力以及动力可调范围都得到了提高,同时阻尼器的减振性能得到增强。所设计的磁流变阻尼器各部分尺寸最终的确定值如表 8 所示。

表 8 阻尼器的最终结构参数 单位:mm

结构参数	尺寸
$h_1$	5
$h_2$	30
$h_3$	5
$L$	15
$R$	40

### 4 阻尼器减振效果分析

在图 3 所示 1、2、3 处安装磁流变阻尼器,采用锤击法模拟并联机床工作过程中的振动,应用 ccd 高速摄影法进行数据采集,并用 MATLAB 数据分析软件进行数据处理。经过分析可知,机床在安装阻尼器后,振动有明显的衰减,振幅降低,周期有小幅度的增大,如图 9 所示。由此可知,所设计的阻尼器有明显的减振效果。

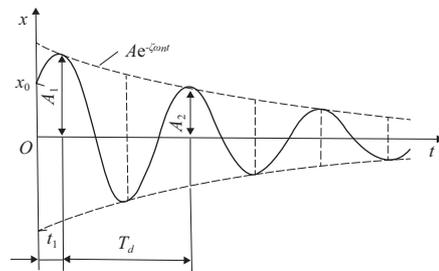


图 9 振动衰减曲线

### 5 结语

以三平动冗余驱动(3-2SPS)并联机床为研究对象,通过分析机床的振动特性与受力情况,设计了一种具有位移放大功能的磁流变阻尼器,建立阻尼器的出力模型,通过 ansys workbench 有限元分析软件,对阻尼器的磁路饱和

(下转第 53 页)

- [5] LIU Dingding, FENG Zhihua, TAN Baohui, et al. Numerical simulation and analysis for the flow field of the main nozzle in an air-Jet loom based on Fluent[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 105/106/107: 172-175.
- [6] CHEN Liang, FENG Zhihua, DONG Tengzhong, et al. Numerical simulation of the internal flow field of a new main nozzle in an air-jet loom based on fluent[J]. Textile Research Journal, 2015, 85(15): 1590-1601.
- [7] LIU Shuai, FENG Zhihua, WANG Mei, et al. Research on the effect of dielectric barrier discharge (dbd) plasma remote treatment on drag force of polyethylene terephthalate (pet) yarns in air flow with different humidities[J]. Plasma Chemistry & Plasma Processing, 2017, 37(6): 1573-1586.
- [8] LIU Shuai, WANG Mei, MA Yimei, et al. Response of air drag of the polyethylene terephthalate (PET) yarn treated via dielectric barrier discharge (DBD) plasma to its varying surface characteristics[J]. Textile Research Journal, 2015, 86(20): 2140-2150.
- [9] VIKTOROV V, BELFORTE G, MATTIAZZO G, et al. Numerical model of an air-jet loom main nozzle for drag forces evaluation [J]. Textile Research Journal, 2009, 79(18): 1664-1669.
- [10] KERMANPUR A, EBNONNASIR A, HEDAYATI M. A novel-analytical-artificial neural network model to improve efficiency of high pressure descaling nozzles in hot strip rolling of steels [J]. Materials Science and Technology, 2007, 23(8): 951-957.
- [11] OYAMA A, LIOU M-S, OBAYASHI S. Transonic axial-flow blade shape optimization using evolutionary algorithm and three-dimensional navier-stokes solver[J]. AIAA, 2002, 5642, 1-8.
- [12] 张晓飞. 气流引纬纱线阻力及阻力系数的研究[D]. 苏州: 苏州大学, 2016.
- [13] 严鹤群, 带继光. 喷气织机原理与使用[M]. 北京: 中国纺织出版社, 2006.

收稿日期: 2018-12-25

#### (上接第 37 页)

情况进行模拟仿真, 调整 MR 阻尼器的结构参数, 保证阻尼通道处 MRF 达到饱和的前提下活塞磁芯磁路不饱和, 使阻尼器的阻尼出力达到最优。研究结果表明, 通过优化使磁场分布更加合理, 提高了阻尼器的力学性能, 优化方法可行有效。研究结果为机床减振技术的研究以及磁流变阻尼器的优化设计提供了一定的理论依据。

#### 参考文献:

- [1] 袁航. 振动切削抑制颤振的数值拟与实验研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2016.
- [2] 王海龙. 机床颤振分析及抑制方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [3] 杜林平, 孙树民. 磁流变阻尼器在结构振动控制中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(2): 127-130.

- [4] RABINOW J. The magnetic fluid clutch[J]. Electrical Engineering, 1951, 67(12): 1167.
- [5] DING Y, ZHANG L, ZHU H, et al. Simplified design method for shear-valve magnetorheological dampers [J]. Earthquake Engineering & Engineering Vibration, 2014, 13(4): 637-652.
- [6] YAZIDI I I M, MAZLAN S A, KIKUCHI T, et al. Design of magnetorheological damper with a combination of shear and squeeze modes[J]. Materials & Design, 2014, 54(54): 87-95.
- [7] 上海市金属切削技术协会. 金属切削手册[M]. 上海: 科学技术出版社, 1984.
- [8] 关新春, 郭鹏飞, 欧进萍. 基于有限元网格技术的磁流变阻尼器瞬态阻尼力的数值计算[J]. 工程力学, 2010, 27(12): 46-50.

收稿日期: 2018-11-08

#### (上接第 47 页)

- [5] 杨卫华. 一种深海环境下压力平衡方法和压力传感器的研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [6] BAXTER P R, RAMASUBRAMANIAN S, BARLOW S M. Harsh environment connector; U.S. Patent, 7,618,198[P]. 2009-11-17.
- [7] CHRISTIANSEN M, MARSHALL G, MILLER R. Wet mate connector; U.S. Patent, 9,270,051[P]. 2016-02-23.
- [8] RAMASUBRAMANIAN S, JAZOWSKI R, SIVIK G. Wet mate connector; U.S. Patent, 7,959,454[P]. 2011-06-14.
- [9] CAIRNS J L, RAMASUBRAMANIAN S, BARLOW S M. Wet mate connector; U.S. Patent, 8,511,908[P]. 2013-08-20.

- [10] 王勇, 刘正士, 陈恩伟, 等. 软囊式水下力传感器的力学特性与设计原则[J]. 机械工程学报, 2009, 45(10): 15-21.
- [11] 赵宏林, 胡栋, 赵东伟, 等. 水下湿式电连接器密封组件密封性能模拟与分析[J]. 中国海上油气, 2018(6): 143-149.
- [12] 黄克智, 夏之熙, 薛明德. 板壳理论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [13] 韩强, 黄小清, 宁建国. 高等板壳理论[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [14] 铁摩辛柯 S, 沃诺斯基 S. 板壳理论[M]. 北京: 科学出版社, 1977.

收稿日期: 2018-12-24