

被动阻尼减振铣刀的结构设计及振动特性分析

李伟家,沈春根,马永,唐永亮

江苏大学

摘要: 针对复杂薄壁件在铣削加工过程中出现的颤振现象,设计了一种基于被动阻尼减振技术的大长径比减振铣刀。建立了被动阻尼减振铣刀的动力学模型,推导出了最佳阻尼比、最优频率比和最大相对振幅,借助 NX Nastran 软件对被动阻尼减振铣刀进行了模态分析,利用 ADAMS 软件建立了被动阻尼减振铣刀的刚柔耦合模型,并进行了频域内响应仿真,结果表明,被动阻尼减振铣刀相较于实心铣刀刀杆和空心铣刀刀杆的最大响应幅值分别下降了 37.2% 和 14.9%。

关键词: 减振铣刀;被动阻尼;模态分析;刚柔耦合模型;振动特性

中图分类号: TG714;TH162

文献标志码: A

DOI:10.3969/j.issn.1000-7008.2019.08.011

Structure Design and Vibration Optimization Analysis of Passive Damping Anti-vibration Milling Cutter

Li Weijia, Shen Chungun, Ma Yong, Tang Yongliang

Abstract: According to the chatter phenomenon of complex thin-walled components during the milling, based on passive damping anti-vibration technology, a large aspect ratio anti-vibration milling cutter is designed. The dynamic model of passive damping anti-vibration milling cutter is established, and the optimal damping ratio, optimal frequency ratio and maximum relative amplitude are derived. The modal analysis of passive damping anti-vibration milling cutter is carried out by NX Nastran software. The rigid-flexible coupling model of the passive damping anti-vibration milling cutter is established and the response in the frequency domain is simulated. The simulation results show that the maximum response amplitude of the passive damping anti-vibration milling cutter is 37.2% and 14.9% lower than that of the solid milling cutter and the hollow milling cutter.

Keywords: anti-vibration milling cutter; passive damping; modal analysis; rigid-flexible coupling model; vibration characteristics

1 引言

随着现代工业的快速发展,航空航天、医疗、车辆和军事等领域开发了很多结构特殊且复杂的零部件,其大多具有薄壁、深腔及复杂结构形状等特征,且对零件加工精度、加工效率、金属材料去除率和表面质量等都提出更高的要求^[1]。

铣削加工是断续切削的过程,刀齿的切入和切出会对机床—刀具系统带来周期性的冲击^[2]。国内外学者对立铣刀的齿距分布及螺旋角大小进行了大量研究。Shirase S. K.^[3]对不等齿距的立铣刀进行了切削力和加工表面质量分析,结果表明变齿距立铣刀能够有效抑制颤振;Yusoff A. R. 等^[4]基于半离散化方法和差分演化方法对变螺旋线端铣刀进行优化,通过修改变螺旋线和变螺距刀具的几何结构避免颤振,与传统刀具相比,颤振稳定域提高 5 倍。

虽然不等齿距、不等螺旋角立铣刀具有一定的颤振抑制效果,但是其结构比较复杂,制造加工难度大,而且对于大长径比铣刀的颤振抑制能力有限。

目前切削颤振控制的方式主要有切削参数调整、主动减振和被动减振,其中被动减振技术具有结构简单、操作方便和可靠性高等特点^[5]。国内外的学者基于被动减振技术进行了大量关于刀具颤振抑制的研究。Bae J. S. 等^[6]建立了调谐质量阻尼器(TMD)在磁场中的理论模型,并通过试验验证了理论模型的正确性,相较于传统的调谐质量阻尼器具有更好的减振效果;John C. Ziegert 等^[7]在立铣刀内部加入多个阻尼芯来提高刀具刚度和减小切削颤振,通过建立仿真模型得到阻尼芯数量的最优值;杨毅青等^[8]在盘铣刀内部设计了被动阻尼器,仿真结果表明,添加该阻尼器后的刀尖频响函数峰值下降约 75%;李超等^[9]设计了基于铣削的外置阻尼减振器,研究了阻尼器材料和阻尼器安装位置对颤振稳定性的影响。

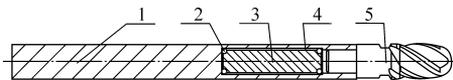
本文基于被动阻尼减振技术,结合模块化设计

思想设计大长径比模块化减振铣刀。构建了被动阻尼减振铣刀的二自由度动力学模型,并基于此完成了减振铣刀的内部结构设计,利用有限元模态仿真和多柔体动力学仿真对减振铣刀的动态特性进行研究,对仿真结果进行分析,验证了阻尼减振铣刀的可行性。

2 被动阻尼减振铣刀的原理及其动力学模型

2.1 减振原理

被动阻尼减振铣刀的主要原理是通过弹性元件将附加质量连接到主结构上组成新的系统,借助弹性元件使附加质量加在主结构上的力与切削颤振产生的干扰力尽量平衡来减弱振动^[10]。被动阻尼减振铣刀基本结构见图1。



1. 铣刀杆体 2. 减振橡胶圈 3. 减振质量块 4. 阻尼液 5. 铣刀刀头

图1 被动阻尼减振铣刀结构

2.2 动力学模型

两自由度被动阻尼减振铣刀的动力学模型如图2所示。其中, $F_0 \sin \omega t$ 为主结构所受到的简谐力, m_0 为主结构的等效质量, m_T 为减振质量块的质量, k_0 为主结构的等效弹性系数, k_T 为减振橡胶圈的等效刚度系数, c_0 为系统外部阻尼, c_T 为阻尼液的等效阻尼系数, ω 为激振频率。

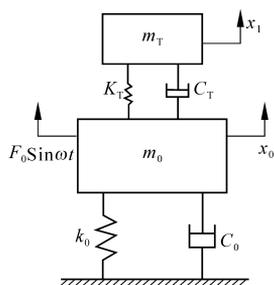


图2 减振铣刀动力学简化模型

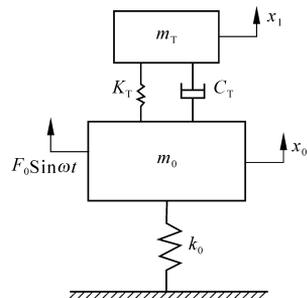


图3 忽略外部阻尼的减振铣刀动力学简化模型

参数 c_0 表示外部阻尼对杆体的阻尼系数,当铣刀杆体颤振频率较低时,系统外部阻尼 c_0 可忽略不计。为简化分析,可认为 $c_0 = 0$,即铣刀在以较低频率振动时的外部阻尼为0^[11],其动力学简化模型(忽略外部阻尼)如图3所示。为了便于讨论,只假设作用于 m_0 的一简谐力 $F_0 \sin \omega t$,运用牛顿第二定律,可得系统的运动方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_0 + k_0x_0 + k_T(x_0 - x_1) + c_T(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = F_0 \sin \omega t \\ m_T\ddot{x}_1 + k_T(x_1 - x_0) + c_T(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

根据其运动方程求得主质量和辅助质量的相对振幅为

$$\begin{cases} \left(\frac{A_1}{\delta_{st}}\right)^2 = \frac{(\alpha^2 - \lambda^2)^2 + (2\xi\alpha\lambda)^2}{[(1 - \lambda^2)(\alpha^2 - \lambda^2) - \mu\lambda^2\alpha^2]^2 + (2\xi\alpha\lambda)^2(1 - \lambda^2 - \mu\lambda^2)^2} \\ \left(\frac{A_2}{\delta_{st}}\right)^2 = \frac{\alpha^4 + (2\xi\alpha\lambda)^2}{[(1 - \lambda^2)(\alpha^2 - \lambda^2) - \mu\lambda^2\alpha^2]^2 + (2\xi\alpha\lambda)^2(1 - \lambda^2 - \mu\lambda^2)^2} \end{cases} \quad (2)$$

式中, A_1 、 A_2 分别为主质量和附加质量的振幅; $\delta_{st} = \frac{F_0}{k_0}$ 为主结构在激振力幅 F_0 作用下产生的静变位;

$\mu = \frac{m_T}{m_0}$ 为减振器质量与主质量之比; $\xi = \frac{c_T}{2\sqrt{k_T m_T}}$ 为

减振器的阻尼比; $\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_0}{m_0}}$ 为主结构固有频率; ω_{n2}

$= \sqrt{\frac{k_T}{m_T}}$ 为减振器固有频率; $\alpha = \frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}}$ 为减振器固有频率与主结构固有频率之比。

为使被动阻尼减振铣刀具有较好的颤振抑制效果,推导可得最佳阻尼比 ξ_{op} 和最佳频率比 α_{op} ^[12], 分别为

$$\xi_{op} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad (3)$$

$$\alpha_{op} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (4)$$

在选取最佳频率比的情况下,振动系统在频域内的最大相对振幅为

$$\left|\frac{A_1}{\delta_{st}}\right|_{\max} = \left|\frac{A_2}{\delta_{st}}\right|_{\max} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (5)$$

由式(5)可以看出,减小振动系统的振幅应使质量比 μ 增大,即增加减振系统中减振质量块的质量 m_T , m_T 越大, m_0 越小,减振效果越好。虽然从理论上来说,减振质量块的质量越大、铣刀杆体及其他附属部件的质量越小减振效果越好,但是由于铣刀刀杆内部空间及刀杆材料等因素的影响,减振质量块的质量大小需要综合考虑决定。

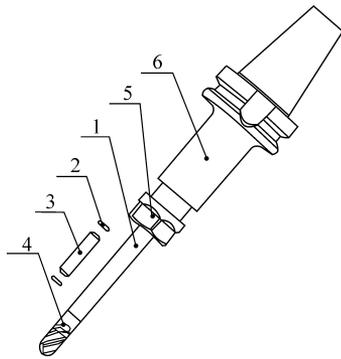
3 被动阻尼减振铣刀结构设计

被动阻尼减振铣刀的减振系统主要由减振质量块、减振橡胶圈和阻尼液组成。减振橡胶圈置于减振质量块两端起主要支撑作用,阻尼液位于铣刀杆体和减振质量块之间,三者共同构成了减振系统。下文主要论述减振铣刀的结构设计及其零部件的材料选取。

减振铣刀采用三段式模块化设计,即用于铣刀刀杆安装的刀柄、安装减振系统的刀杆和铣刀刀头,

如图4所示。铣刀刀杆夹持端通过ER弹簧筒夹与BT40刀柄相连接,铣刀刀杆与铣刀刀头之间采用螺纹连接,考虑到螺纹间隙会导致刀杆在加工过程中产生跳动,因此螺纹连接部分采用工艺轴孔定位的螺纹连接方式。

减振铣刀刀杆内部设计有空腔,用于安装减振质量块和减振橡胶圈。对于减振系统而言,减振系统的减振效果主要由减振质量块所在位置处的振动幅值来决定,因此空腔的位置应靠近刀头安装端,针对深腔薄壁等复杂零件的加工并综合考虑刀杆的加工工艺性等因素,设计的大长径比减振铣刀刀杆尺寸参数为:铣刀刀杆直径为12mm,长径比为9,材料选用40Cr^[2]。



1. 铣刀刀杆 2. 减振橡胶圈 3. 减振质量块
4. 铣刀刀头 5. 弹簧夹 6. 刀柄

图4 被动阻尼减振铣刀结构

经上述可知,要使减振系统具有较好的减振效果,需要增大减振质量块的质量。在铣刀杆体内腔空间有限的情况下,减振质量块需采用密度值较大的材料,材料为YG8硬质合金。减振质量块是整个减振系统中的核心部件,考虑到铣刀刀杆空腔为圆柱形,减振质量块需放置于铣刀杆体内部,因此为了实现减振质量块质量的最大化,将减振质量块形状设计成长34.5mm、直径8mm的圆柱体^[13]。

金属材料的内部阻尼一般较小,因此采用在减振系统中添加阻尼液的方法来增大系统阻尼。阻尼液位于减振质量块和刀杆腔体内壁之间,可以将切削加工过程中产生的振动能量转化为热能并吸收,通过热传递的方式消耗热量,以达到减小切削颤振的目的。所选的阻尼液为油状液体二甲基硅油。

减振橡胶圈是置于减振块两端起支撑密封作用的环形圈,是减振系统设计中的重要部分,其形状、大小和弹性模量会直接影响其弹性系数和物理性能,选用的减振橡胶圈材料为天然橡胶(NR),具有以下特点:有明显高弹性;在外力作用下较易发生变

形;但在撤去外力后能迅速恢复初始状态^[13]。

4 被动阻尼减振铣刀有限元仿真与分析

在被动阻尼减振铣刀的建模过程中,在满足实际研究需求的前提下对仿真模型进行合理简化,遵循以下条件建立被动阻尼减振铣刀的有限元仿真模型^[11]:①将模型中的球头铣刀简化为球头圆柱体并忽略装配间隙;②仿真中的减振橡胶圈和阻尼液分别由线性弹簧和粘性阻尼系数代替;③在UG NX和ADAMS软件联合仿真中,将铣刀杆体作为柔性体,其余各部件均视为刚性体,其变形忽略不计;④假设位移和变形都是微小且呈线性变化。

4.1 被动阻尼减振铣刀模态分析

基于上述结构参数,在UG NX软件中建立减振铣刀刀杆、刀头和减振质量块的装配模型,通过UG NX软件中的Advanced Simulation模块进行有限元(模态)分析,零部件的材料属性见表1。

表1 被动阻尼减振铣刀零部件材料属性表

| 名称 | 材料 | 杨氏模量(GPa) | 泊松比 | 密度(g/cm ³) |
|-------|------|-----------|------|------------------------|
| 铣刀刀杆 | 40Cr | 206 | 0.3 | 7.85 |
| 减振质量块 | YG8 | 510 | 0.28 | 14.5 |
| 铣刀刀头 | 40Cr | 206 | 0.3 | 7.85 |

被动阻尼减振铣刀的有限元模型见图5,为了验证阻尼减振器对模态参数的影响,分别对减振铣刀和普通空心铣刀进行了模态分析,表2和图6分别为减振铣刀和普通空心铣刀的前4阶固有频率,以及相应的模态振型图。



图5 被动阻尼减振铣刀有限元模型

表2 阻尼减振铣刀及普通空心铣刀前四阶固有频率

| 模态阶数 | 第一阶 | 第二阶 | 第三阶 | 第四阶 |
|----------------|-------|-------|------|------|
| 阻尼减振铣刀固有频率(Hz) | 547.7 | 548.1 | 2961 | 2963 |
| 阻尼减振铣刀振型描述 | 整体偏摆 | 整体偏摆 | 整体扭转 | 整体扭转 |
| 普通空心铣刀固有频率(Hz) | 550.8 | 551.2 | 3743 | 3745 |
| 普通空心铣刀振型描述 | 整体偏摆 | 整体偏摆 | 整体扭转 | 整体扭转 |

结合表2和图6分析可知,被动阻尼减振铣刀和无阻尼器空心铣刀的第一阶和第二阶、第三阶和第四阶模态的固有频率值和模态振型的变化规律基本相同,这主要是由于铣刀结构的对称性导致的模态参数重复。被动阻尼减振铣刀第一阶和第二阶固有频率分别为547.7Hz和548.1Hz(见图6a和图6b),模态振型均表现为整体的左右偏摆,从第三阶模态开始,可以看出减振铣刀的固有频率迅速变大,模态振型由开始的摆动变为整体扭转;无阻尼器空

心铣刀的模态振型与被动阻尼减振铣刀的模态振型类似。

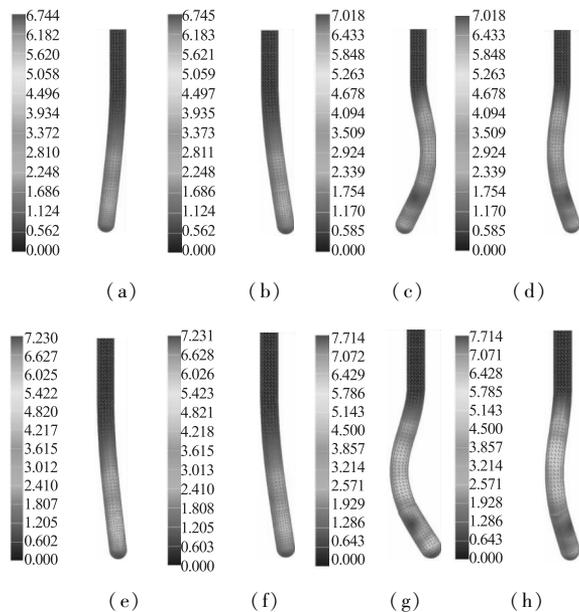


图 6 阻尼减振铣刀及普通空心铣刀前四阶模态振型

相比于高阶固有频率及其模态振型,低阶固有频率和模态振型对工艺系统的振动影响更大,故仅进行低阶模态参数的分析。被动阻尼减振铣刀在一阶固有频率(547.7Hz)作用下的刀尖振幅为6.744mm,无阻尼器空心铣刀在一阶固有频率(550.8Hz)作用下的刀尖振幅为7.230mm。与无阻尼铣刀相比,被动阻尼减振铣刀一阶固有频率下降0.56%,一阶固有频率作用下刀尖的模态振幅下降7.2%。

4.2 ADAMS 中多刚体动力学模型的建立

基于上述模型简化假设,将三维实体模型通过UG NX 10.0 导出为 x_t 格式后导入到 ADAMS 2014 中进行多刚体动力学模型的构建,模型的全局坐标系以铣刀刀杆端面的中心作为原点,z 轴方向垂直于端面并指向铣刀刀头,x,y 和 z 三轴构成右手笛卡尔坐标系^[14]。

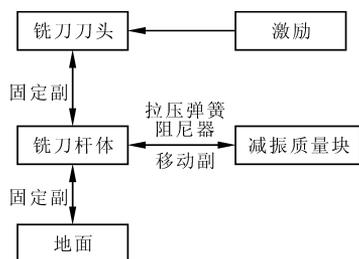


图 7 模型拓扑结构

减振铣刀仿真模型的拓扑结构如图 7 所示,铣刀杆体通过固定副分别与刀柄和刀头连接,激励加

载在铣刀刀头部分,通过施加移动副来模拟减振质量块在铣刀杆体空腔内的运动,并在两者之间增加拉压弹簧阻尼器,利用阻尼器的弹簧刚度系数和阻尼系数来分别表示减振橡胶圈的等效刚度系数和阻尼液的等效粘性阻尼系数^[11],建立的多刚体动力学模型如图 8 所示。

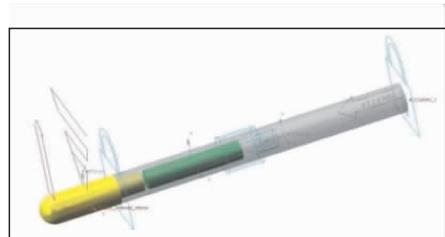


图 8 被动阻尼减振铣刀多刚体动力学模型

4.3 ADAMS 中多柔体动力学模型的建立

为了研究减振铣刀的动态特性,在已建立的多刚体动力学仿真模型的基础上,利用 NX Nastran 软件建立减振铣刀杆体的有限元仿真模型,并进行 SOL 103 柔性体仿真以生成 .mnf 模态中性文件,通过 ADAMS/Flex 模块读入已生成的模态中性文件,根据图 7 的拓扑关系建立固定约束和移动副等相关连接,删除刚性铣刀杆体,从而建立如图 9 所示的含柔性体的阻尼动力减振铣刀刚柔耦合模型。

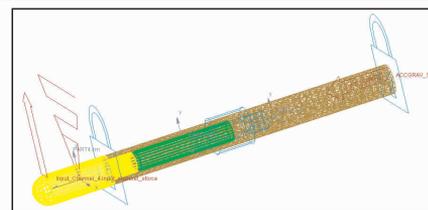


图 9 被动阻尼减振铣刀刚柔耦合模型

4.4 模型在频域内的动力学仿真分析

在 ADAMS/View 中建立模型后,通过 ADAMS/Vibration 模块就能对阻尼动力减振铣刀进行动态特性分析,计算求解后可以在 ADAMS 软件的专用后处理模块——ADAMS/Post Processor 中对仿真结果进行分析,以此来探究其动态特性^[15]。

对普通实心铣刀刀杆、无阻尼器的空心铣刀刀杆和阻尼减振铣刀刀杆进行频域仿真,仿真中施加的激励均为幅值为 1N、相位角为 0°的正弦力,激励施加位置为铣刀刀尖处,各仿真结果如图 10 所示。图中曲线 1 是普通实心铣刀刀杆的频响曲线,曲线 2 是无阻尼器的空心铣刀刀杆的频响曲线,曲线 3 是减振铣刀刀杆的频响曲线。分析可知,普通实心铣刀刀杆在整个频域内的最大响应幅值为

0.0258mm,空心铣刀刀杆在频域内的最大响应幅值为0.0216mm,加有减振系统的铣刀刀杆的频域内最大响应幅值为0.0188mm,阻尼减振铣刀相较于无减振系统的普通实心铣刀刀杆的最大响应幅值下降约37.2%。

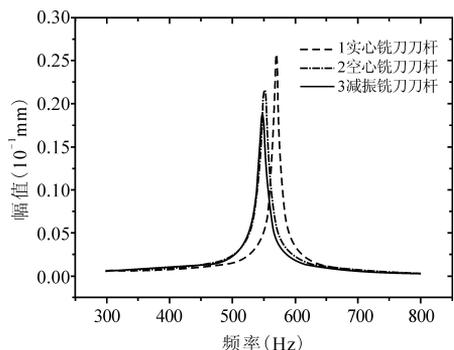


图10 不同铣刀刀杆幅频响应曲线

5 结语

本文研究了被动阻尼减振铣刀的动力学模型,利用NX Nastran 软件建立了减振铣刀的三维模型,并对空心铣刀刀杆和加有减振系统的铣刀刀杆进行了模态分析,借助ADAMS 软件建立了被动阻尼减振铣刀的刚柔耦合模型,分别对实心铣刀刀杆、空心铣刀刀杆和加有减振系统的铣刀刀杆进行了幅频特性分析,得到以下结论:

(1)通过对被动阻尼减振铣刀建立动力学模型,经理论推导得到被动阻尼减振铣刀的最优阻尼比、最佳频率比及最大相对振幅。为减小振动系统的振幅,应使质量比 μ 增大,即增加减振系统中减振质量块质量,降低铣刀杆体及其他附属部件的质量。

(2)通过对空心铣刀刀杆和加有减振系统的铣刀刀杆的模态仿真分析可知,在一阶固有频率下带有减振系统的铣刀刀杆的模态振幅相较于空心刀杆下降了7.2%。

(3)对比实心铣刀刀杆、空心铣刀刀杆和加有减振系统的铣刀刀杆在频域内的最大响应幅值,被动阻尼减振铣刀相较于实心铣刀刀杆和空心铣刀刀杆的最大响应幅值分别下降了37.2%和14.9%,可见被动阻尼减振铣刀具有一定的抗振及抑振效果。

参考文献

[1]徐帅.面向钛合金薄壁件铣削颤振稳定性及加工误差研究[D].沈阳:东北大学,2014.
[2]王清平,孙剑飞,陈五一.立铣刀结构设计技术发展[J].工具技术,2014,48(4):7-11.

[3]Shirase S K. Cutting force and dimensional surface error generation in peripheral milling with variable pitch helical end mills[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1996, 36(5): 567-584.
[4]Yusoff A R, Sims N D. Optimization of variable helix tool geometry for regenerative chatter mitigation[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011, 51: 133-141.
[5]Munoa J, Beudaert X, Dombovari Z, et al. Chatter suppression techniques in metal cutting[J]. CIRP Annals Manufacturing Technology, 2016, 65(2): 785-808.
[6]Bae J S, Hwang J H, Roh J H, et al. Vibration suppression of a cantilever beam using magnetically tuned-mass-damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 31(26): 5669-5684.
[7]John C Ziegert, Charles Stanislaus. Enhanced damping in long slender end mills[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2003, 8(1): 39-46.
[8]杨毅青,余玉.基于两自由度被动阻尼器的减振铣刀设计[J].计算机集成制造系统,2016,22(11):2588-2593.
[9]李超,沈春根,范燕萍.基于阻尼减振器的铣削过程稳定性研究[J].工具技术,2016,50(9):12-16.
[10]胡李波,王民,李刚.动力减振镗杆的减振性能研究[J].机械设计与制造,2009(1):131-133.
[11]秦柏.阻尼动力减振镗杆动态特性仿真与优化设计研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2009.
[12]胡准庆.机械振动基础[M].北京:北京交通大学出版社,2013.
[13]郭佳,周利平,李茂彬,等.新型减振镗杆的结构设计及振动特性优化分析[J].工具技术,2016,50(6):46-50.
[14]秦柏,邵俊鹏.基于ADAMS的动力减振镗杆径向跳动频域分析及参数优化[J].系统仿真学报,2008,20(8):2177-2181.
[15]李瑞强.基于ADAMS的多机吊装刚柔耦合动力学分析[D].大连:大连理工大学,2016.

第一作者:李伟家,硕士研究生,江苏大学机械工程学院,212013 江苏省镇江市

First Author: Li Weijia, Postgraduate, School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China

通信作者:沈春根,副研究员,江苏大学机械工程学院,212013 江苏省镇江市

Corresponding Author: Shen Chungeng, Associate Researcher, School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China