

基于颗粒阻尼技术的数控机床轻量化研究*

肖望强¹, 许展豪¹, 边贺川²

(1. 厦门大学航空航天学院, 厦门 361000;
2. 唐山市三川钢铁机械制造有限公司, 唐山 063000)

[摘要] 随着数控机床向高精度、高速度和绿色化发展, 轻量化数控机床的优势越来越明显。以 ZN-XK2840 数控龙门镗铣床为例, 提出一种基于颗粒阻尼技术的数控机床轻量化设计方法。首先通过有限元法对常规数控机床结构的静态性能进行分析, 对其壁厚进行优化, 对轻量化的机床结构的静态性能进行分析, 确保其最大变形量和强度满足使用要求; 然后对常规数控机床的动特性如模态特性、谐响应进行分析。颗粒阻尼技术能够在振动传递路径有效降低机床结构振动, 通过建立颗粒系统-龙门铣床动力学模型, 采用自主开发的离散元动力学软件分析安装颗粒阻尼器后的机床结构动态特性, 与常规机床进行动特性对比。对按轻量化的设计方案制造安装颗粒阻尼器的龙门镗铣床, 在空运转和铣削加工过程中测量其加速度幅值与位移幅值, 发现两者均小于常规机床; 经检测, 其重量相比同类产品减少 53.8%, 有效实现了轻量化。

关键词: 数控机床; 颗粒阻尼; 轻量化; 振动控制; 立柱

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2018.11.040



肖望强

工学博士, 副教授, 厦门大学工程技术中心副主任。主要研究方向为机械动力学、减振降噪。主持国家自然科学基金项目、北京市自然科学基金面上项目、福建省科技重点项目等多项。在国际国内权威期刊上以第一作者身份发表论文 40 多篇。

随着中国制造业的快速发展^[1-3], 绿色化已经成为数控机床发展的重要方向^[4]。目前国内的技术人员往往采用经验法或相似产品类比法设计机床, 其设计过程中所做主要工作是校核数控机床的刚度、强度等^[5]。为保证数控机床的动刚度和稳定性, 国内机床产品结构壁厚裕量往往过大, 由此造成与国外同类产品相比“傻大笨粗”^[6]。

目前, 国内普遍采用拓扑优化^[7]、结构仿生^[8]、有限元法^[9]、灵敏度分析法^[10]等方法改良机床机构形式, 实现数控机床的轻量化。而国外

* 基金项目: 福建省重点科技专项(2016H0032); 厦门市科技计划项目(3202Z20173021); 航空科学基金项目(20171668003); 中央高校基本科研业务费专项资金项目(20720180063); 厦门市交通基础设施智能管养工程技术研究中心开放基金(TCIMI201813)。

著名的数控机床制造商如 DMG、HERMLE、HARDINGE 等主要采用在床身结构中合理、巧妙布置筋板的方法来实现轻量化, 因此其产品看上去精致灵巧, 实际动特性和表面质量也非常好, 但他们的设计是基于几十年甚至上百年的数据和技术积累而形成的。数控机床的轻量化减少了制造所需的金属材料, 降低了制造成本, 从而实现了节能减排和绿色化^[11]。但是随着数控机床重量的降低, 相同切削力下振动幅值将增大, 导致加工精度和表面质量下降。因此, 数控机床轻量化和加工精度看上去似乎是一对矛盾体。数控机床的结构设计是个系统工程, 结构之间制约和影响因素很多, 简单的模仿只能学得形似而神不似。

颗粒阻尼技术是一项新型被动减振技术, 是以阻尼耗能机理为理论

基础,主要由填充在结构空腔中的颗粒系统通过在振动传递路径上的颗粒之间以及颗粒和阻尼器之间的非弹性碰撞和摩擦提供阻尼效应,从而达到抑制结构振动的目的^[12-14]。该技术具有减振效果显著、各向同性、对原结构改动小、不增加线位移等优点^[15-19]。颗粒阻尼技术已应用在土木工程等领域^[20]。

在数控机床的轻量化设计过程中,一方面要考虑数控机床的静态性能是否满足要求。静态性能主要包括静刚度和静强度,分别指结构在静载荷下抵抗变形和不被破坏的能力,精密数控机床对静刚度的要求要大于一般机床。另一方面需要考虑数控机床动态性能^[21]。动态性能指结构在特别的动态激励下抵抗变形和破坏的能力。静、动态特性的提高对几何精度和加工表面质量的提高有直接影响。

数控机床床身有大量空腔,采用较薄的壁厚,在保证数控机床静强度和静刚度基础上,通过动力学计算,在恰当位置安装颗粒阻尼器可使数控机床具有良好的动态特性,从而大幅减少数控机床的壁厚裕量和机床自身重量,这成为机床轻量化的一种有效途径。

本文以 4m × 16m 动梁动柱数控龙门镗铣床的立柱为研究对象,使用有限元法分析其静态和动态性能,得出立柱在静态载荷下的变形以及应力值,评估立柱轻量化前后的静态性能是否满足机床使用要求。在确保立柱的静强度满足使用要求后,使用颗粒阻尼的方法,改善立柱的动态性能。

龙门镗铣床静态特性分析

1 常规龙门镗铣床静态特性分析

目前市场上常规的 4m × 16m 动梁动柱数控龙门镗铣床的立柱、床身、横梁、顶梁等结构厚度为 70~100mm,总重量在 380~420t。建

立其简化模型,如图 1 所示。

以龙门铣床立柱为例,对于常规的 4m × 16m 动梁动柱数控龙门镗铣床的立柱,使用 ANSYS 建立其有限元模型,立柱外壁厚度为 85mm,肋板厚度 75mm,简化后的有限元模型如图 2 所示。

设定该龙门铣床立柱使用的材料为介质均匀的 Q235 号普通碳素钢,且材料各向同性,弹性模量 $E=2 \times 10^{11}$ Pa,泊松比 $\mu=0.3$,密度 $\rho=7850$ kg/m³。使用 ANSYS 进行有限元分析,单元类型为三维十节点 SOLID187 单元。估算立柱所受顶部压力以及龙门铣床切削力等因素,在立柱中部添加 50800N 的静态载荷。

根据该龙门机床满载载下的性能参数(如表 1 所示),通过公式(1)可得龙门机床立柱受到的主切削力。

$$F_c = C_{F_c} a_p^{x_{F_c}} f^{y_{F_c}} v_c^{n_{F_c}} K_{F_c} \quad (1)$$

式中, F_c 为切削力, N; a_p 为切削深度, mm; f 为进给量, mm/r; v_c 为切削速度, m/s; x_{F_c} 为切削深度 a_p 指数; y_{F_c} 为进给量 f 指数; n_{F_c} 为切削速度 v_c 指数; K_{F_c} 为各种因素对主切削力的修正系数积。

从而求得龙门机床立柱受到的主切削力 $F_c=26000$ N,同理可得轴向力 $F_p=14300$ N,径向力 $F_r=7800$ N。在立柱上 X、Y、Z 3 个方向分别添加 26000N、7800N、14300N 的力^[22]。考虑到实际情况,添加立柱和地面之间的约束以及立柱和其他部件之间的约束。

载荷和约束如图 3 所示。其中 A、B 为约束平面,约束类型为 3 个方向固定的面约束; C、D 为压力和切削力; G 为重力。随着龙门机床横梁的上下移动,龙门立柱变形大小也随之改变。当横梁位于立柱中部时,立柱变形最大,故将重力添加在立柱中部。通过静力学分析,得到立柱综合变形图(图 4)以及变形最

大的方向变形图(图 5)。

统计立柱各方向变形大小,进行对比(其数据见表 2)。由表 2 可知, X 方向变形最大, Y 方向变形最小。在静态载荷下,立柱上的最大位移量为 5.21 μ m,出现在立柱顶部。根据该型号数控龙门铣床立柱的加工精度以及产品质量的要求,在加工过程中数控龙门铣床的最大变形量应小于 0.05mm。龙门铣床变形在其范围以内,且差值较大。由此可见龙门铣床立柱刚度满足使用要求。

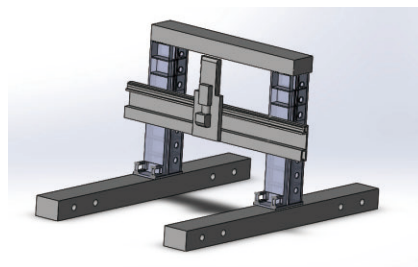


图1 数控龙门镗铣床简化模型

Fig.1 Simplified model of numerical control gate boring-milling machine

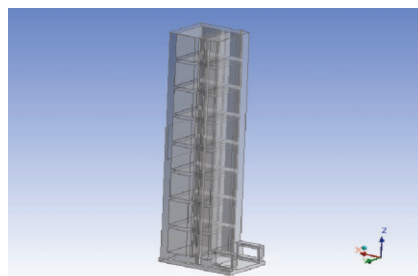


图2 数控龙门镗铣床立柱

Fig.2 NC gate boring-milling machine column

表1 数控动梁龙门移动镗铣床工作切削参数

设备与工件	切削参数	数值
机床 (ZN-XK2840)	主轴转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	100
	进给速度 $f_v/(mm \cdot \min^{-1})$	120
刀具 (767#)	刀盘直径 D/mm	315
	齿数 Z	10
工件 (20MnMo钢)	铣削深度 B/mm	260
	铣削深度 t/mm	15

立柱使用的材料为 Q235 号普通碳素钢,选择安全系数 n_s 为 2.5^[23]。普通碳素结构钢 Q235 板厚在 60~100mm 时,其屈服强度为 $2.05 \times 10^8 \text{Pa}$ 。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (2)$$

根据公式(2)计算得许用应力 $[\sigma]=8.2 \times 10^7 \text{Pa}$,有限元分析可得立柱应力强度的最大值为 $3.47 \times 10^6 \text{Pa}$,立柱 Mises 等效应力最大值为 $3.08 \times 10^6 \text{Pa}$,许用应力远大于应力强度最大值和等效应力最大值。立柱强度满足使用要求。

从计算结果可以看出,常规的 $4\text{m} \times 16\text{m}$ 动梁动柱数控龙门镗铣床的立柱壁厚有很大富余,可以适当减少以达到轻量化的目的,同时减少壁厚后的立柱也需要满足使用要求的强度。

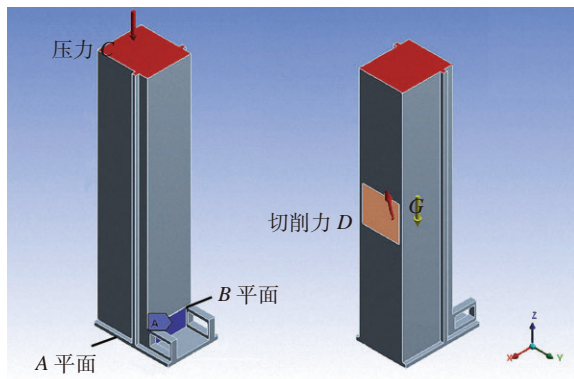


图3 立柱受力示意图
Fig.3 Force diagram of column

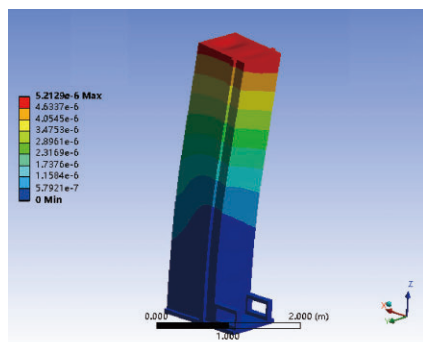


图4 传统立柱综合变形图
Fig.4 Comprehensive deformation diagram of traditional column

2 轻量化龙门镗铣床静态特性分析

将立柱外壁壁厚改为 35mm,内部肋板厚度改为 30mm,同时在立柱内部安装 8 个颗粒阻尼器,孔的半径为 50mm。再次进行有限元静力学分析,模型结点数为 1412129,单元数为 865985。

通过静力学分析,得到综合变形图(图 6)以及变形最大的方向变形图(图 7)。统计立柱各方向变形大小,进行对比(其数据见表 3)。

由表 3 可知, X 方向变形最大, Y 方向变形最小。在静态载荷下,立柱上的最大位移量为 $12.7 \mu\text{m}$,出现在立柱顶部。在减少壁厚以后,立柱最大位移增加。

有限元分析得出立柱应力强度为 $6.77 \times 10^6 \text{Pa}$; Mises 等效应力强度大小为 $6.14 \times 10^6 \text{Pa}$; 普通碳素结构钢 Q235 板厚在 16~40mm 时,屈

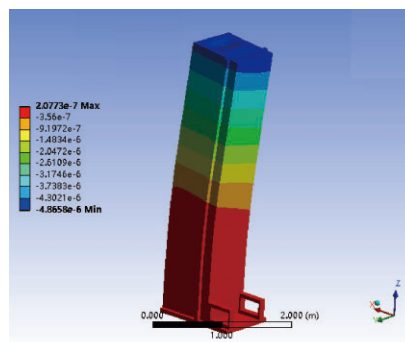


图5 传统立柱X方向变形图
Fig.5 X-direction deformation diagram of traditional column

服强度为 $2.25 \times 10^8 \text{Pa}$ 。许用应力 $[\sigma]=9.0 \times 10^7 \text{Pa}$,立柱许用应力大于应力强度最大值。所以在减少壁厚的基础上立柱强度依然可以承受它所受的静态载荷。

因此,当铣床立柱壁厚为 35mm 时已经满足静强度要求。这时动刚度就成了重要的设计指标。尝试在不增加壁厚的基础上,通过设置阻尼器的方式满足立柱动态性能,提高立柱稳定性。

表2 原始立柱各方向变形对比

方向	X方向	Y方向	Z方向	综合
位移/ μm	5.06	1.92	2.31	5.21

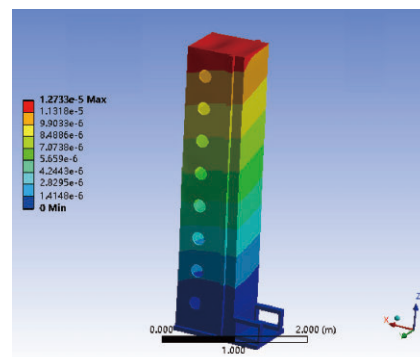


图6 轻量化立柱综合变形云图
Fig.6 Comprehensive deformation diagram of light column

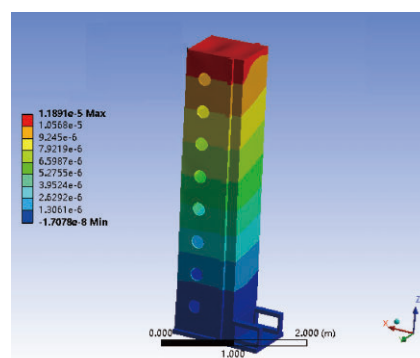


图7 轻量化立柱X方向变形云图
Fig.7 X-direction deformation diagram of light column

表3 轻量化立柱各方向变形对比

方向	X方向	Y方向	Z方向	综合
位移/ μm	11.9	4.18	5.50	12.7

龙门镗铣床动态特性分析

1 常规数控龙门镗铣床动态特性分析

由 Lagrange 方程可得一个 n 自由度的系统运动方程,在得到其特征方程(2)后,对其进行求解,可得系统的固有频率。由此可知,系统的固有频率只决定于系统本身的性质。同时可得 ω 和系统刚度质量之间的关系。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (3)$$

因此,固有频率的大小是衡量系统动态性能好坏的重要指标^[24]。在各阶固有频率中,低阶固有频率是评价结构动态性能的重要方面,是优化结构动态性能的重要目标^[25]。

对常规 $4\text{m} \times 16\text{m}$ 动梁立柱数控龙门镗铣床的立柱模型进行动态分析^[26]。添加同样的约束条件后分析得到立柱前三阶振型图(图8)。统计立柱前三阶固有频率,数据见表4。

2 颗粒阻尼器耗能仿真

颗粒阻尼的仿真方法有:回归模型法、神经网络法、功率输入法等。本文使用离散元方法分析颗粒在该条件下的对立柱的作用,该方法对颗粒与颗粒之间和颗粒与容器之间的相互作用有更好的仿真效果,可以对颗粒阻尼器效果有合理的定量评估。机床结构内部有大量的空腔,将颗粒阻尼器刚性连接在机床结构上不仅工艺简便、易于实施,而且能够在振

动传递路径有效降低结构振动,减振效果良好。

建立的立柱-颗粒系统动力学模型如图9所示,通过分析选择在立柱内填充的阻尼颗粒为陶瓷质颗粒,其直径为 3.5mm ,填充率为 93% ,表面恢复系数为 0.85 ,如图10所示。设定模型振幅和频率,模拟振动过程。

本文通过建立颗粒系统-龙门镗铣床动力学模型,采用自主开发的离散元动力学软件分析安装颗粒阻尼器后的铣床立柱动态特性以及颗粒耗能大小,在保证轻量化的机床结构静力学特性基础上,通过合理设置颗粒阻尼器的位置和阻尼颗粒种类使机床具有良好的动态性能。对颗粒阻尼器进行耗能分析,得到颗粒耗能如图11所示。

3 轻量化数控龙门镗铣床动态特性分析

对于轻量化的龙门镗铣床立柱,进行有限元模态分析,添加同样的约束条件后得到立柱前三阶振型图,如图12所示,统计汇总立柱前三阶固有

频率见表4。分析表4数据可知,立柱的一阶固有频率提高了约 40.0% 。

4 立柱谐波响应分析

对常规数控龙门镗铣床进行谐波响应分析,考虑到谐波响应分析结果以及数控龙门镗铣床主轴转速等因素,对立柱进行从 10Hz 到 300Hz 扫频,得到其谐波响应曲线,见图13中的虚线^[27]。对于轻量化的龙门镗铣床立柱,通过自主开发的离散元动力学软件将颗粒耗能转化为阻尼力,加载在有限元模型上,从而得到轻量化数控龙

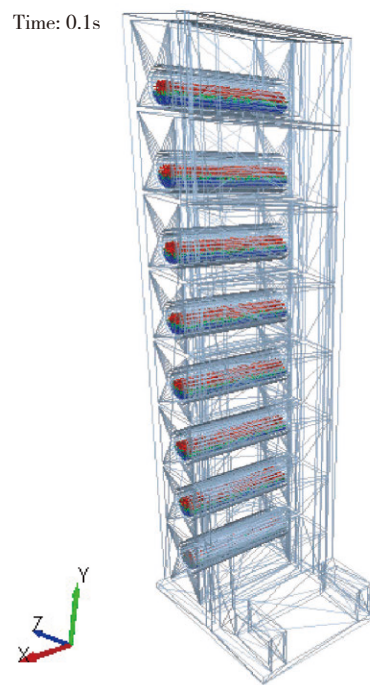


图9 离散元分析模型

Fig.9 Discrete element analysis model

表4 轻量化前后立柱前三阶固有振动频率

阶数	轻量化前		轻量化后	
	固有频率/Hz	振型	固有频率/Hz	振型
1阶	41.31	Y方向弯曲	57.85	Y方向弯曲
2阶	42.73	X方向弯曲	58.67	X方向弯曲
3阶	160.92	Z方向扭曲	204.33	Z方向扭曲

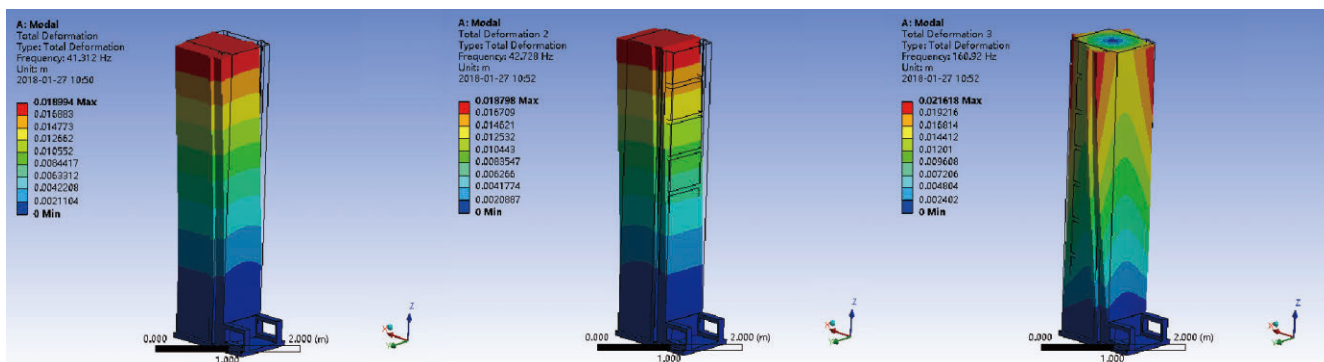


图8 传统立柱前三阶振型图

Fig.8 The first three-order vibration mode diagram of the traditional column

门镗铣床谐响应曲线,见图 13 中的实线。可以看出,轻量化的立柱在安装颗粒阻尼器后,立柱一阶固有频率

增大,幅值基本不变,立柱动态性能提高。

轻量化龙门镗铣床试验研究

1 轻量化数控龙门镗铣床制造

课题组与唐山市三川钢铁机械制造有限公司合作,按轻量化的设计方案制造安装颗粒阻尼器的龙门镗铣床立柱,阻尼颗粒参数与仿真方案相同,如图 14 所示。

采用与龙门镗铣床立柱轻量化设计类似的方法,对 4m × 16m 动梁动柱龙门移动镗铣床的床身、横梁、顶梁和加强梁进行轻量化研究,并根据各自不同的安装约束、切削载荷以

及振动传递路径,确定各部件适用的最优颗粒阻尼器参数。根据轻量化的设计方案进行制造、组装颗粒阻尼器。安装颗粒阻尼器的 4m × 16m 动梁动柱龙门移动镗铣床整机及铭牌如图 15 所示。

轻量化的 4m × 16m 动梁动柱龙门移动镗铣床结构总重为 162t,安装阻尼颗粒 31t,镗铣床总重为 193t,而常规 4m × 16m 动梁动柱龙门移动镗铣床重量为 380t 左右。数控龙门机床轻量化后与行业同类产品对比平均减重 53.8%,机床重量大幅降低,同时节约了钢材和制造成本,促进了节能减排。

2 数控龙门镗铣床振动测试

对常规 4m × 16m 龙门镗铣床和颗粒阻尼 4m × 16m 龙门镗铣床进行相同切削条件下的测试。测点位于主轴滑枕近主轴端部处,测试方向为 X 向和 Y 向。测试使用的仪器有数据采集仪(型号 INV3062T0,北京东方所)和三向加速度传感器(型号 CA-YD-3193,江苏联能)。测点位置如图 16 所示。对数控龙门镗铣床在空运转和铣削加工时的加速度幅值和位移幅值进行测试,测试结果如表 5 所示。

根据所测数据可知,轻量化的龙门镗铣床安装颗粒阻尼器后,加速度幅值和位移幅值与常规龙门移动镗铣床相比均有降低,同时有效改善了铣床的动态特性。铣床的动态性能

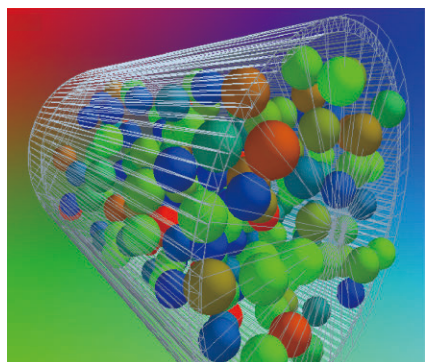


图 10 离散元阻尼颗粒

Fig.10 Discrete element damping particles

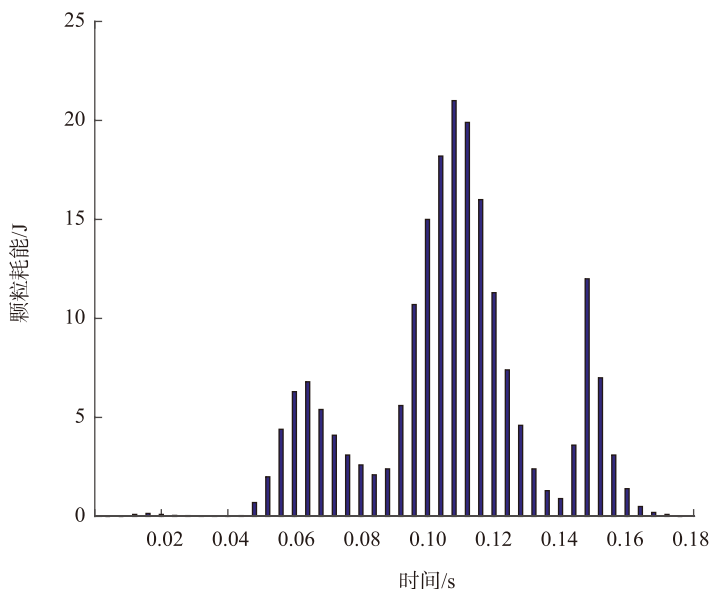


图 11 颗粒耗能图

Fig.11 Particle energy dissipation diagram

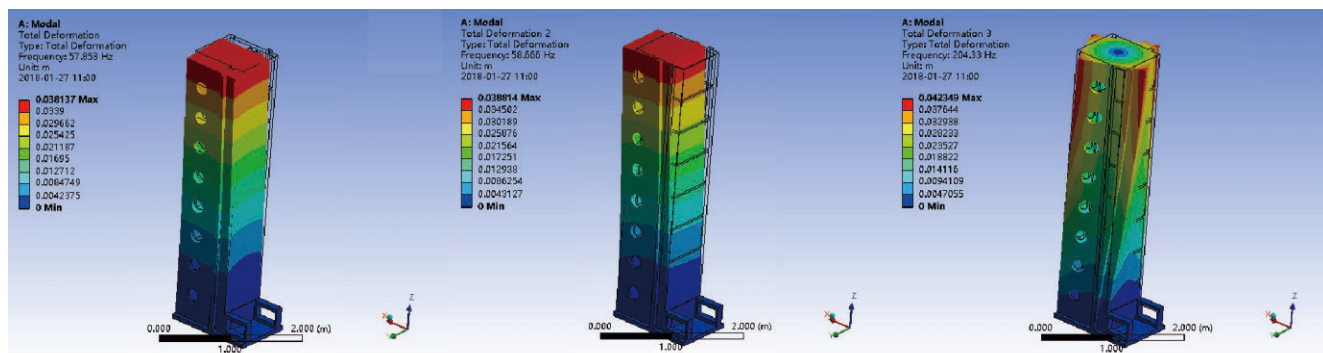


图 12 轻量化立柱前三阶振型图

Fig.12 The first three-order vibration mode diagram of the lightening column

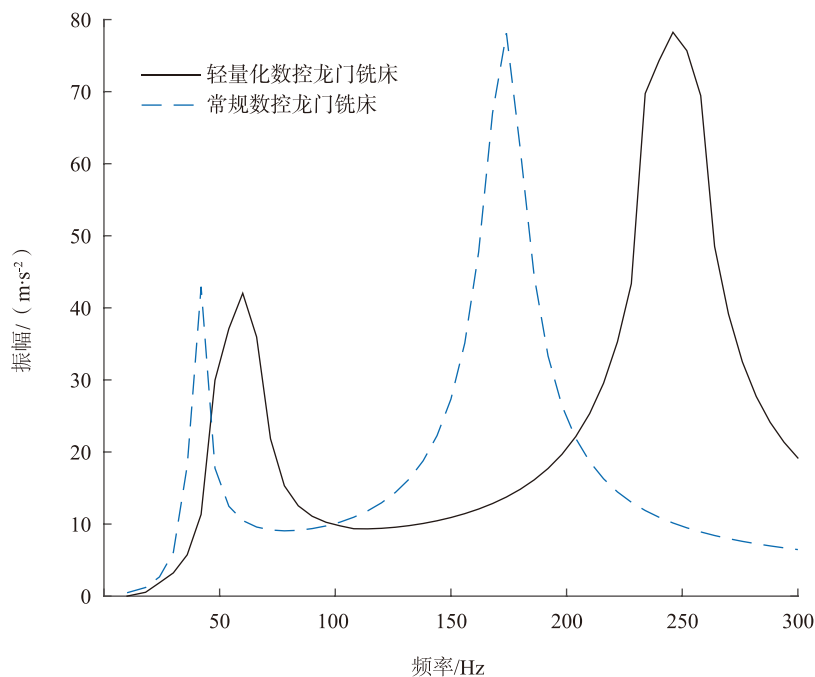
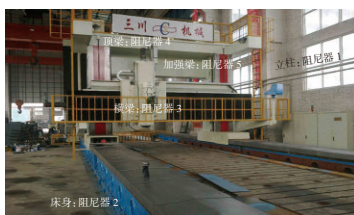


图13 立柱谐响应分析结果
Fig.13 Analysis results of column harmonic response



图14 立柱试验模型
Fig.14 Column experiment model



(a) 机床



(b) 铭牌

图15 颗粒阻尼数控龙门镗铣床及铭牌
Fig.15 Particle damping numerical control gate boring-milling machine and nameplate

表5 立柱轻量化前后两种状态下振动测量结果

测试工况		测点X向		测点Y向	
		加速度幅值/ ($m \cdot s^{-2}$)	位移幅值/ μm	加速度幅值/ ($m \cdot s^{-2}$)	位移幅值/ μm
常规铣床	空运转	0.06	42.00	0.07	45.00
	铣削加工	1.30	71.00	1.20	63.00
轻量化铣床	空运转	0.05	36.00	0.06	31.00
	铣削加工	1.24	62.00	0.98	54.00



图16 位置示意图
Fig.16 Position diagram

要求满足实际使用要求,因此不需要通过增加壁厚裕量来保证机床动态性能,进而实现机床的轻量化。

结论

(1) 理论计算和试验验证表明,数控龙门镗铣床结构壁厚有较大富余。在减少数控龙门镗铣床结构壁厚以后,其所受应力强度变大,但依然远小于许用应力。所以,在保证结构动态性能的前提下,机床有轻量化的空间。

(2) 将颗粒阻尼技术和机床轻量化相结合,对常规数控龙门镗铣床与轻量化数控龙门镗铣床进行动态性能分析。对比两者可得数控龙门镗铣床立柱第一阶固有频率提高约40%,谐响应共振幅值基本不变。

(3) 制造安装颗粒阻尼器的轻量化数控龙门镗铣床,其重量相对行业同类机床平均降低53.8%,同时进行了数控龙门镗铣床轻量化前后的振动测试,轻量化后机床动态性能均优于常规龙门移动镗铣床。

参考文献

[1] 赵万华, 张星, 吕盾, 等. 国产数控机床的技术现状与对策[J]. 航空制造技术, 2016, 59(9): 16-22.
ZHAO Wanhua, ZHANG Xing, LÜ Dun, et al. Technical status and strategies for domestic CNC machine tools[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2016, 59(9): 16-22.

[2] 刘大炜, 汤立民. 国产高档数控机床的发展现状及展望[J]. 航空制造技术, 2014, 57(3): 40-43.

LIU Dawei, TANG Limin. Current situation and prospect of domestic advanced NC machine tool[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014, 57(3): 40-43.

[3] 骆金威, 龚清洪. 面向飞机结构件加工的数控机床的发展方向[J]. 航空制造技术, 2015, 58(5): 54-57.

LUO Jingwei, GONG Qinghong. Development direction of CNC machine tool for aircraft structure part processing[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2015, 58(5): 54-57.

[4] 黄韶娟, 盛伯浩. 未来机床制造业发展探析[J]. 航空制造技术, 2014, 57(11): 42-46.

HUANG Shaojuan, SHENG Bohao. Resolve of development of future machine tool manufacturing industry[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014, 57(11): 42-46.

[5] 翟华, 王玉山, 李贵闪, 等. 锻压机床轻量化研究现状和发展趋势[J]. 机床与液压, 2011, 39(20): 113-117.

ZHAI Hua, WANG Yushan, LI Guishan, et al. Research status quo and development trends on light-weight design of metal forming tool[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(20): 113-117.

[6] 张建明, 庞长涛. 超精密加工机床系统研究与未来发展[J]. 航空制造技术, 2014, 57(11): 47-51.

ZHANG Jianming, PANG Changtao. Research and development of ultra-precision machining system[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014, 57(11): 47-51.

[7] 唐朋飞. 基于拓扑优化的重型机床立柱轻量化设计[D]. 苏州: 苏州大学, 2012.

TANG Pengfei. The lightweight design of heavy machine column based on topology optimization[D]. Suzhou: Soochow University, 2012.

[8] 赵岭, 陈五一, 马建峰. 基于结构仿生的高速机床工作台轻量化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2008(1): 1-4.

ZHAO Ling, CHEN Wuyi, MA Jianfeng. Lightweight design of high-speed working table based on structural bionic[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2008(1): 1-4.

[9] 张学玲, 徐燕申, 钟伟泓. 基于有限元分析的数控机床床身结构动态优化设计方法研究[J]. 机械强度, 2005(3): 353-357.

ZHANG Xueling, XU Yanshen, ZHONG Weihong. Research on structural optimization

method in design of NC machine tool bed based on dynamic analysis by FEM[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005(3): 353-357.

[10] 彭文. 基于灵敏度分析的机床立柱结构动态优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2006(3): 29-31.

PENG Wen. The structure dynamic optimum design of machine tool column based on sensitivity analysis[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2006(3): 29-31.

[11] 谢志坤, 路平, 史科科, 等. 轻量化技术在机床设计中的应用[J]. 制造技术与机床, 2012(12): 56-59.

XIE Zhikun, LU Ping, SHI Keke, et al. The application of the lightweight technology in machine tool design field[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2012(12): 56-59.

[12] NAYERI R D, MASRI S F, CAFFREY J P. Studies of the performance of multi-unit impact dampers under stochastic excitation[J]. Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME, 2007, 129(2): 239-251.

[13] LU Z, MASRI S F, LU X L. Studies of the performance of particle dampers attached to a two-degrees-of-freedom system under random excitation[J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(10): 1454-1471.

[14] 肖望强, 黄玉祥, 李威, 等. 颗粒阻尼器配置对齿轮传动系统动特性影响[J]. 机械工程学报, 2017, 53(7): 1-12.

XIAO Wangqiang, HUANG Yuxiang, LI Wei, et al. Influence of particle damper configurations on the dynamic characteristic for gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(7): 1-12.

[15] 鲁正, 吕西林, 闫维明. 颗粒阻尼技术研究综述[J]. 振动与冲击, 2013, 32(7): 1-7.

LU Zheng, LÜ Xilin, YAN Weiming. A survey of particle damping technology[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(7): 1-7.

[16] XU Z W, WANG M Y, CHEN T N. Particle damping for passive vibration suppression: numerical modelling and experimental investigation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(3-5): 1097-1120.

[17] PANOSIAN H V. Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique[J]. Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME, 1992, 114(1): 101-105.

[18] GUYOMAR D, BADEL A.

Nonlinear semi-passive multimodal vibration damping: an efficient probabilistic approach[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294(1/2): 249-268.

[19] 段勇, 陈前, 周宏伟. 垂直简谐激励下颗粒阻尼耗能特性的仿真研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(2): 28-31.

DUAN Yong, CHEN Qian, ZHOU Hongwei. Simulation investigation on particle damping for its characteristic of loss power under vertical excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(2): 28-31.

[20] 闫维明, 黄韵文, 何浩祥, 等. 颗粒阻尼技术及其在土木工程中的应用展望[J]. 世界地震工程, 2010, 26(4): 18-24.

YAN Weiming, HUANG Yunwen, HE Haoxiang, et al. Particle damping technology and its application prospect in civil engineering[J]. World Earthquake Engineering, 2010, 26(4): 18-24.

[21] 赵岭, 王婷, 梁明, 等. 机床结构件轻量化设计的研究现状与进展[J]. 机床与液压, 2012, 40(15): 145-147.

ZHAO Ling, WANG Ting, LIANG Ming, et al. Status and advance of the lightweight design of machine tool structures[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(15): 145-147.

[22] 卢秉恒. 机械制造技术基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.

LU Bingheng. Mechanism manufacture technology basis[M]. Beijing: China Machine Press, 2007.

[23] 苟文选. 材料力学(I)[M]. 北京: 科学出版社, 2010.

GOU Wenxuan. Mechanics of materials(I)[M]. Beijing: Science Press, 2010.

[24] 程耀东. 机械振动学[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2011.

CHENG Yaodong. Mechanical vibration[M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 2011.

[25] 郭志全, 徐燕申, 张学玲, 等. 基于有限元的加工中心立柱结构静、动态设计[J]. 机械强度, 2006(2): 287-291.

GUO Zhiquan, XU Yanshen, ZHANG Xueling, et al. Research on structure static and dynamic design based on FEA of machining center columns[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006(2): 287-291.

[26] 杨永亮. 基于有限元的车床床身结构优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2006.

YANG Yongliang. The structural optimization of lathe-bed based on finite element[D]. Dalian: Dalian University of

Technology, 2006.

[27] 刘成颖, 谭锋, 王立平, 等. 面向机床整机动态性能的立柱结构优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 161-168.

LIU Chengying, TAN Feng, WANG Liping, et al. Research on optimization of column structure design for dynamic performance of machine tool[J]. Journal of

Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 161-168.

通讯作者: 肖望强, E-mail: wqxiao@xmu.edu.cn.

Research on Lightweight of CNC Machine Tools Based on Particle Damping Technology

XIAO Wangqiang¹, XU Zhanhao¹, BIAN Hechuan²

(1. School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361000, China;

2. Tangshan Sanchuan Steel Machinery Manufacture Co., Ltd., Tangshan 063000, China)

[ABSTRACT] With the development of CNC machine tools toward high-precision, high-speed and greening, the advantages of lightweight CNC machines become more and more obvious. Taking ZN-XK2840 CNC gantry boring and milling machine as an example, this paper presents a lightweight design method of CNC machine tools based on particle damping technology. Firstly, the static property of the conventional CNC machine tool structure is analyzed by finite element method, the wall thickness is optimized, and the static property of the lightweight machine tool structure is analyzed to ensure that the maximum deformation and strength meet the requirements. Then analyze the dynamic property of conventional CNC machine tools such as modal characteristics, harmonic response. The particle damping technology can effectively reduce the vibration of the machine tool structure in the vibration transfer path. In this paper, through the establishment of particle system-gantry milling machine dynamics model, using discrete elemental dynamics software developed by ourselves to analyze the dynamic property of the machine tool with particle damper installed. By comparing with the dynamic property of conventional machine tools, it is found that the dynamic property of lightweight machine tool is better than conventional machine tools. According to the lightweight design, the gantry boring and milling machine with particle damper is installed. The acceleration amplitude and displacement amplitude are measured during the idling and milling process, which are all smaller than the conventional machine tools. Its weight is 53.8% lower than similar products, effectively reducing the weight.

Keywords: CNC machine tool; Particle damping; Lightweight design; Vibration control; Column

(责编 逸飞)

(上接第 39 页)

Control Technology for Dual-Beam Laser Welding and Seam Tracking With Ten-Axis Six-Linkage CNC

GONG Shihua, ZHENG Zhongxiang, WANG Pingjiang, YANG Jianzhong

(School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

[ABSTRACT] T type joints, which often affect the quality of the whole structural parts, are widely used in the stiffened wall plate of large components. In view of the above problems, a dual-beam laser welding platform is built to meet the welding requirements of large size structural parts. Then, the ten-axis six-linkage CNC system is designed to meet the needs of both sides welding of T type joint at the same time. While controlling the position and attitude of the 3D welding, the welding seam measurement and tracking compensation on both sides of the T type joint are realized simultaneously. Through the actual welding experiment, the control system of dual-beam laser welding and seam tracking with ten-axis six-linkage is tested and the result shows it can meet the processing requirements for T type joints.

Keywords: Ten-axis six-linkage CNC; Dual-beam laser welding; Seam tracking; Control system; T type joint

(责编 逸飞)