

考虑机床动态性能的床身元结构二次优化方法^{*}

刘成颖^{1,2} 谭 锋³ 王立平^{1,2} 黄子凌^{1,2}

(1. 清华大学机械工程系, 北京 100084; 2. 清华大学精密超精密制造装备及控制北京市重点实验室, 北京 100084;
3. 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘要: 通常在机床零件的拓扑结构形式确定以后, 单纯的尺寸优化往往难以取得较好的效果。以某卧式加工中心的床身结构为研究对象, 提出了一种在元结构优化分析的基础上对结构整体进行二次优化的方法。首先根据床身结构特点提取其元结构进行优化分析, 按优化得到的圆形与椭圆形出砂孔尺寸参数对床身结构进行重新设计。然后采用响应面优化方法, 将元结构分析的尺寸参数在床身整体结构中进行进一步优化研究。分析表明, 在结构质量变化极小的前提下, 单纯的元结构优化设计的床身能够改善结构单件及整机的动态性能, 但改善幅度较小; 而床身整体结构二次优化后其基频提高的幅度约是前者提高幅度的3倍, 同时使得整机参考点在 X 方向的最大响应幅值降低55.2%, Y 方向降低83.9%, Z 方向降低82.8%。

关键词: 机床床身 动态性能 元结构 二次优化

中图分类号: TH113.1; TG502.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)11-0399-06

Two-level Optimization Method of Bed Unit Structure Considering Dynamic Performance of Machine Tool

Liu Chengying^{1,2} Tan Feng³ Wang Liping^{1,2} Huang Ziling^{1,2}

(1. Department of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China
2. Beijing Key Laboratory of Precision/Ultra-precision Manufacturing Equipments and Control, Tsinghua University, Beijing 100084, China
3. China Aviation Power Machinery Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: It is often difficult to achieve further optimization results of machine tool parts in terms of sizes parameters after the topology structure of these parts are determined. Taking the machine bed structure of a horizontal machining center as an object, a two-level optimization method of the unit structure was proposed, which was based on the analysis and optimization of unit structure, to optimize the whole machine tool bed. Firstly, according to structural features of this machine tool bed, different unit structures were analyzed and compared, and then the round and oval sand hole with original sizes parameters were chosen as the most suitable units to redesign the bed structure. After that, based on response surface method and taking the whole machine tool bed as optimization goal, the second-level optimization of unit structure in terms of sizes parameters was achieved. On the premise of minimal change of bed mass, the results of the analysis demonstrate that the two-level optimization method achieves better dynamic performance of machine tool compared with single-level optimization method which only focuses on the optimization of unit structure. To be more specific, the former method can increase the fundamental frequency of this machine tool bed 3 times than the latter method. Besides, when the former method is applied, the biggest resonance peak of this machine tool is reduced by 55.2% in X -direction, 83.9% in Y -direction, and 82.8% in Z -direction.

Key words: Machine tool bed Dynamic performance Unit structure Two-level optimization

收稿日期: 2015-02-02 修回日期: 2015-03-24

^{*} “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAF01B02)和国家科技重大专项资助项目(2009ZX04002-072)

作者简介: 刘成颖, 副教授, 主要从事超精密加工工艺与装备、精密驱动与控制、机床动态性能优化等研究, E-mail: liucy@tsinghua.edu.cn

引言

机床加工过程中的振动是影响机床动态性能的主要因素,对机床关键结构件进行优化是改善整机动态性能最直接、最有效的方法。机床结构件多数由不同类型的筋板结构组成,对零件进行拓扑优化或对筋板结构进行尺寸优化是目前机床结构件优化中较常用的方法^[1-5]。

床身是机床中最大的结构件,其结构设计包含筋板结构、出砂孔、排屑槽、导轨等部分的布局,用拓扑优化方法对床身进行优化难以把这些因素考虑进去。徐燕申等^[6-8]首次提出了元结构优化设计方法,该方法被广泛应用于床身结构的优化分析中^[9-10]。郭垒等^[11]对元结构进行理论建模并结合算例验证了该方法可以减小有限元仿真的建模工作量,是一种由局部特性推导整体特性的有效方法。但在以元结构方法为指导的床身结构优化设计中,元结构优化分析的结构尺寸是否能使得床身结构整体的性能达到最优却少有研究。

由于影响床身元结构性能的尺寸参数较多,筋板布局、筋板厚度等参数的不同会使得对应的元结构性能相差较大。因此,元结构优化方法往往难以建立所有参数模型对其进行优化。当优化的尺寸参数较多时,往往结合灵敏度分析来对结构进行优化研究^[12-13]。然而,通常在零件的拓扑结构形式确定以后,绝大多数结构尺寸的改变对结构性能的影响较小,而增多尺寸优化的参数又会使得其灵敏度计算繁琐,计算量相应增大。因此,在变量参数较少时单纯对结构进行尺寸优化难以取得较好的优化效果。

本文以某卧式加工中心的床身结构为研究对象,提出在元结构方法优化分析的基础上对床身结构整体进行二次优化的方法。该方法优化的尺寸参数变量少,容易实现,并且较单纯的元结构优化能够进一步提高床身结构的动态性能,同时使得机床整机的动态性能更优,有效地提高机床的稳定性与抗振能力。

1 机床结构与结合面建模

1.1 机床结构

本文所研究的机床为带交换工作台的卧式加工中心,其整机结构如图1所示。

1.2 机床结合面的建模

为了更准确的对整机动态性能进行分析,需建立包含机床结合面的整机等效动力学模型,通常采

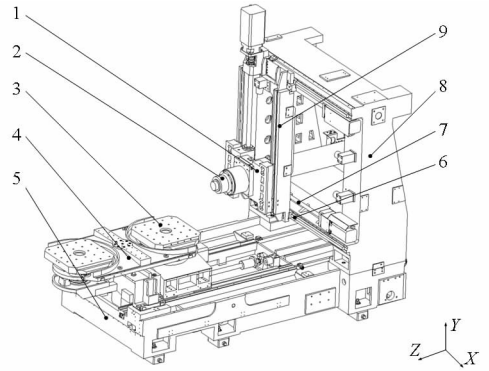


图1 某卧式加工中心整机结构图

Fig. 1 Structure of horizontal machining center

1. 主轴箱 2. 主轴 3. 工作台 4. 交换机构 5. 床身 6. 滑动导轨 7. 滚珠丝杠 8. 立柱 9. 滑靴

用弹簧-阻尼单元来模拟结合面的动态性能。机床中常见的结合面有滑动导轨结合面与螺栓固定结合面。图2是采用弹簧-阻尼单元对这两种类型的结合面进行模拟的示意图。

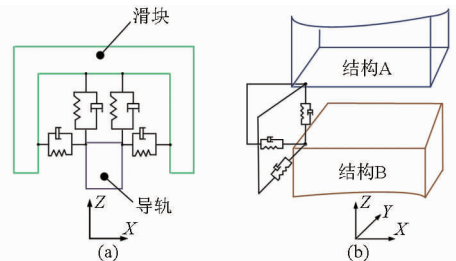


图2 结合面采用弹簧-阻尼单元模拟示意图

Fig. 2 Simulation of contact surface with spring-damper unit

(a) 滑动导轨连接 (b) 螺栓连接

建立包含结合面的整机等效动力学模型后,其等效弹簧刚度与阻尼的识别需依赖于实验。通过测出系统的频响函数,分析得出其等效参数。由于本文研究的机床暂时没有物理样机,实验研究困难,因此采用本课题组开发的数据库(图3)来获取结合面之间的等效动力学参数,这在文献[14]中已得到了相关的应用,并且精度较高。获取的机床主要结合面等效动力学参数如图4所示。



图3 机床结合面静动态分析数据库界面

Fig. 3 Database of machine tool contact surface for its static and dynamic performance analysis

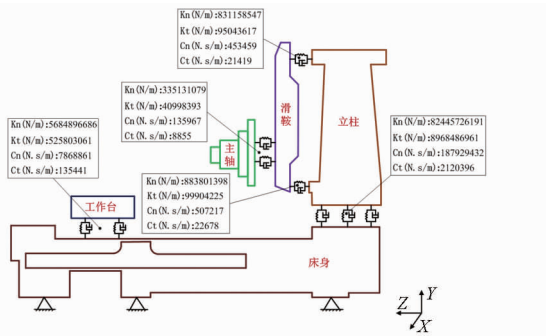


图 4 机床主要结合面等效动力学参数
Fig. 4 Equivalent dynamic parameters of machine tool contact surface

2 床身元结构的优化

2.1 床身元结构的提取

床身多为铸造而成,其内部大多由“井”字形筋板结构组成,为了减重及清除铸造用原砂通常会在筋板上开设有不同类型的出砂孔。筋板把床身分隔成许多有规律的、重复的晶格,由筋板及出砂孔组成的这些晶格称为结构整体的元结构,元结构方法就是通过对于单一的元结构进行分析及优化来预测结构整体的性能,从而指导结构整体的优化设计。

如图 5 所示,机床原始的床身结构可分为非承载区、承载区 1、承载区 2。承载区 1 由 4 条等距分布的 25 mm 厚横向筋板组成,筋板间距为 320 mm;承载区 2 由 2 条等距分布的 30 mm 厚筋板组成,筋板间距为 335 mm;在床身纵向,中间部位由 3 条筋板组成,最中间的筋板厚度为 30 mm,中间部位两侧的筋板厚度为 45 mm,筋板间距为 353.5 mm;在床身两侧各有 30 mm 厚的纵向筋板。根据筋板厚度及间距提取出的床身元结构如图 5 所示。

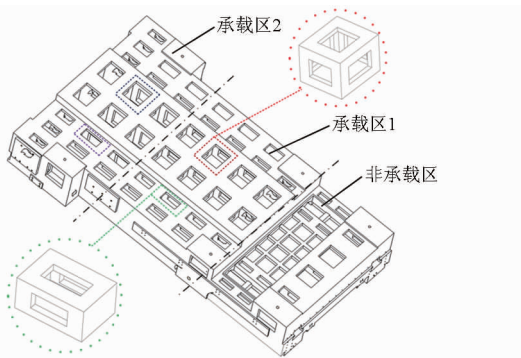


图 5 床身原始结构及其元结构示意图
Fig. 5 Original machine bed and its unit structure

2.2 元结构的分析及优化

2.2.1 元结构出砂孔形状优选

床身结构的筋板厚度及布局通常与铸造工艺相关,因此不宜改动。在不改变床身与其它零部件装配关系尺寸的前提下,这里只针对出砂孔的形状及

尺寸进行分析及优化。首先,在保持元结构筋板厚度与原始床身结构相同的前提下,对比矩形、方形、圆形、椭圆形这 4 类出砂孔在等质量前提下的元结构基频。设置材料类型均为 HT250 (材料密度为 7200 kg/m^3 ,弹性模量为 110 GPa,泊松比为 0.28),在相同的网格精度下,分析得到了 4 种不同出砂孔元结构的基频,如图 6 所示。

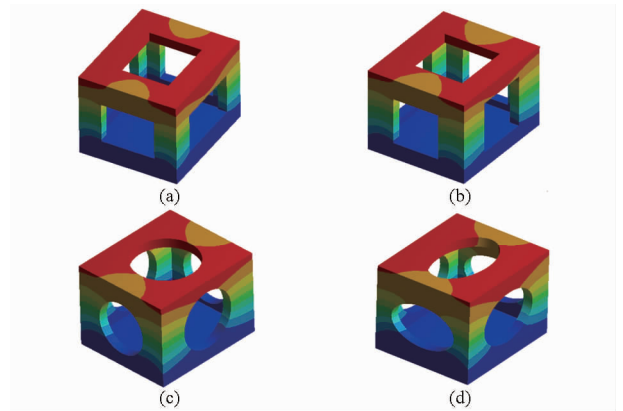


图 6 不同类型出砂孔元结构基频
Fig. 6 Fundamental frequency of different sand hole unit structure
(a) 矩形出砂孔,551 Hz (b) 方形出砂孔,593 Hz
(c) 圆形出砂孔,689 Hz (d) 椭圆形出砂孔,633 Hz

由图 6 可知,圆形出砂孔的基频最高,这说明此类型的元结构具有较高的刚度质量比,因此床身结构应首先考虑这种类型的出砂孔形状。同时,椭圆形出砂孔优于矩形及方形出砂孔,在因元结构长、宽尺寸相差过大而不宜将出砂孔布置为圆形时,可考虑此种类型的出砂孔形状。

2.2.2 元结构出砂孔尺寸的优化

将图 5 所示承载区 1 中间部位的元结构砂孔形状改为圆孔。两侧的元结构由于长度较宽度大,若布置为圆孔则其孔径将会变得较小,这会使得床身结构的质量增加较多。因此将两侧的砂孔布置为椭圆孔,并分别对床身的这两种元结构进行优化。

如图 7 所示,分别对承载区 1 中间部位的圆形砂孔上侧直径 d_1 、左侧直径 d_2 、右侧直径 d_3 ,两侧椭圆形元结构上孔的长轴半径 a_1 、短轴半径 b_1 及侧孔长轴半径 a_2 、短轴半径 b_2 进行优化,各参数与对应

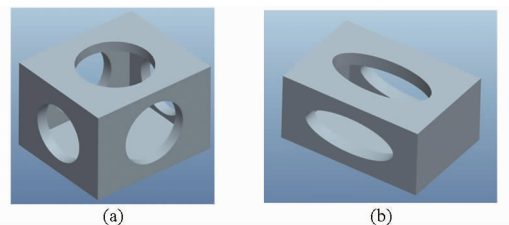
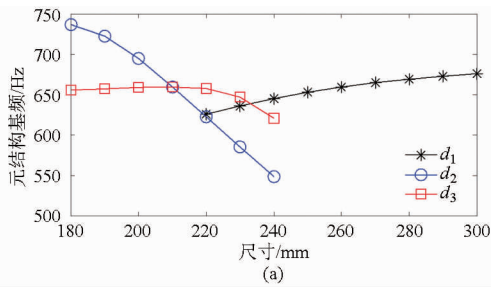


图 7 承载区 1 元结构尺寸参数
Fig. 7 Unit structure size parameters of supporting region 1
(a) 圆形砂孔 (b) 椭圆形砂孔

元结构基频的关系如图8所示。改变元结构的长、宽、高值,通过同样的方式对床身承载区2的元结构尺寸进行优化。2个承载区的元结构尺寸优化结果



如表1所示(由于承载区2的两侧元结构长、宽、高与承载区1相差不大,因此,这部分的元结构尺寸根据承载区1的优化结果来选取)。

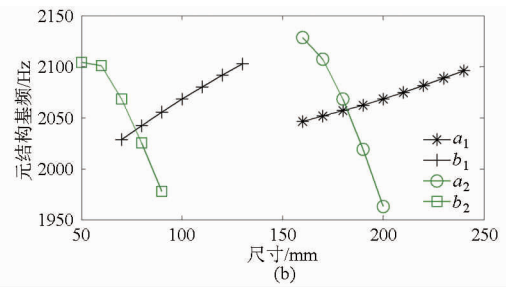


图8 承载区1元结构基频与尺寸参数关系曲线

Fig. 8 Curves of fundamental frequency and size parameters for supporting region 1

(a) 圆形砂孔元结构 (b) 椭圆形砂孔元结构

表1 元结构尺寸参数优化结果

Tab. 1 Size parameters optimization

results of unit structure		mm					
参数	d_1	d_2	d_3	a_1	b_1	a_2	b_2
承载区1 优化值	300	180	192	240	130	166	60
承载区2 优化值	297	180	180	240	130	166	60

2.3 元结构尺寸参数在床身整体中的优化

为了分析单纯的元结构优化结果对床身整体性能的影响,对元结构优化分析的尺寸参数在床身结构整体中进行优化。首先按照2.2.1节的结论将床身承载区1及承载区2的出砂孔形状改为圆孔或椭圆孔,然后分别对这些孔的尺寸参数在床身结构整体中进行优化。

通常固有频率表现为结构设计变量的隐函数,因此想要准确地建立结构固有频率与优化设计变量之间的函数来进行优化计算是非常困难的。响应面法通过近似构造具有明确表达形式的多项式来表达隐式功能函数,对求解目标函数、约束函数关于设计变量为隐式的、非线性的优化问题具有较好实用性^[15]。通常采用二阶多项式响应面来构造优化目标与设计变量之间的函数关系式^[16]

$$\hat{y}(x) = \beta_0 + \sum_{i=1}^m \beta_i x_i + \sum_{i=1}^m \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m \beta_{ij} x_i x_j$$

式中, x_i 为 m 维输入设计变量的第 i 个分量, β_0 、 β_i 、 β_{ii} 、 β_{ij} 为二阶多项式中的待定系数,其数值可通过计算设计变量的多个试验点,由最小二乘法求出。

采用ANSYS Workbench中的响应面优化方法对表1中承载区1与承载区2的元结构尺寸参数在床身整体结构中进行优化。以床身结构整体的一阶固有频率最大为目标函数,优化的结果如表2所示(其中承载区2的椭圆孔尺寸参数优化结果与承载区1的优化结果相同)。从表1及表2可看出,对相同的结构尺寸参数进行优化时,单纯的元结构优化

分析结果与床身结构整体的优化结果并不完全一致。

表2 元结构尺寸参数在床身整体中的优化结果

Tab. 2 Optimization results of unit structure size

parameters in total machine bed structure		mm		
参数	变化范围	优化值	取整值	
承载区1	d_1	220 ~ 300	220.4	220
	d_2	180 ~ 240	180.02	180
	d_3	180 ~ 240	180	180
	a_1	160 ~ 240	160	160
	b_1	70 ~ 130	70.4	70
	a_2	160 ~ 200	160.14	160
承载区2	b_2	50 ~ 90	50	50
	d_1	220 ~ 300	287.8	288
	d_2	180 ~ 240	240	240
d_3	180 ~ 240	180	180	

3 床身优化结果分析

3.1 床身结构单件的分析

按表1与表2的尺寸参数优化结果分别设计了新的床身结构方案1与方案2,如图9所示。在相同的材料设置(HT250)、相同的网格精度下,对床身进行模态分析。由于结构的低阶固有频率对其动态性能影响较大,因此这里只分析对比了床身的前3阶固有频率,并计算了结构的质量变化情况,如表3所示。由表可知,两种方案引起床身质量的变化均

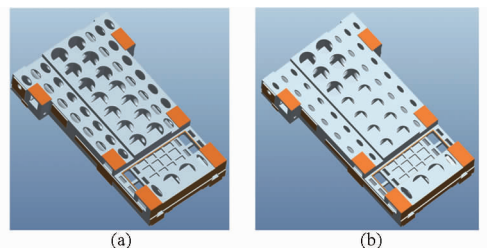


图9 新设计的床身结构

Fig. 9 New design of machine bed structure

较小。方案 1 较原始床身的前 3 阶固有频率均得到了提高,但其幅度较小。方案 2 提高床身前 3 阶固有频率的幅度较大,其中基频提高的幅度约是方案 1 提高幅度的 3 倍。

表 3 床身质量与前 3 阶固有频率

Tab. 3 Mass and first three orders of natural frequencies of different machine beds

参数	质量/kg	一阶/Hz	二阶/Hz	三阶/Hz
原床身	6212.1	204.6	223.8	249.2
方案 1	6112.4	208.4	232.1	255.2
方案 2	6230.1	215.3	236.9	287.6
方案 1 改变量/%	-1.6	1.9	3.7	2.4
方案 2 改变量/%	0.3	5.2	5.9	15.4

3.2 整机动态性能的分析

为了全面评价两种床身结构的优化效果,对优化前后床身结构的整机进行动力学分析。简化机床中较小的零部件以及零件的倒角、螺纹孔、小凸台等小特征,并将前面计算得到的结合面等效动力学参数加入到整机的有限元模型中来。最终得到了包含 506 856 个单元与 815 205 个节点的整机有限元网格模型,如图 10 所示。

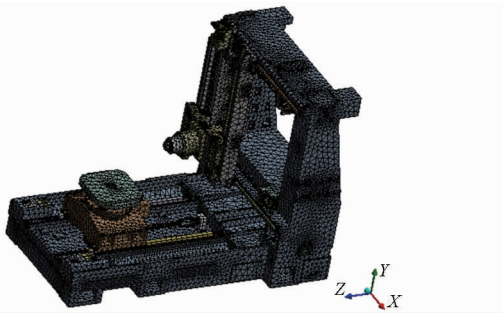


图 10 整机有限元网格模型

Fig. 10 Finite element modal of machine tool

对整机进行模态分析,3 种床身结构的整机前 3 阶固有频率如表 4 所示。从表中可知,两种床身优化方案的整机前 3 阶固有频率均得到了不同程度的提高。同时,方案 2 的床身结构其整机前 3 阶固有频率提高更大,其中整机基频的提高幅度为方案 1 的 2 倍,这说明此方案床身的整机取得了更好的优化效果。

表 4 不同床身结构整机模态分析结果

Tab. 4 Modal analysis results of machine tool with different bed structures

参数	一阶	二阶	三阶
原床身频率/Hz	30.5	45.1	55.7
方案 1 频率/Hz	31.5	46.4	60.2
方案 2 频率/Hz	32.5	50.4	67.4
方案 1 提高率/%	3.3	2.9	8.1
方案 2 提高率/%	6.6	11.8	21.0

机床在加工时,因动态切削力的作用而引起刀尖点的振动是降低工件加工质量的主要原因。为了分析整机在受到动态作用力下的稳定性及动态性能,对整机进行谐响应分析。在机床主轴头端面 X、Y、Z 这 3 个方向上分别施加幅值为 2 500 N、频率范围为 0 ~ 120 Hz 的简谐力,测量主轴头端面底部端点的位移频响曲线。如图 11 所示,整体来看,两种优化方案的最大响应幅值在 3 个坐标方向上都有明显下降,并且曲线的波动均较小。

两种床身结构整机谐响应分析结果的最大响应幅值与对应的机床频率如表 5 所示。在 X 方向上,方案 1 较原床身整机的最大响应振幅降低 65.7%,方案 2 降低 55.2%。在 Y 方向与 Z 方向上,机床的最大响应幅值均出现在其基频位置。方案 1 较原床身在 Y 方向上的最大振幅降低 73.2%,Z 方向上降低 71.4%;方案 2 在 Y 方向上降低 83.9%,Z 方向

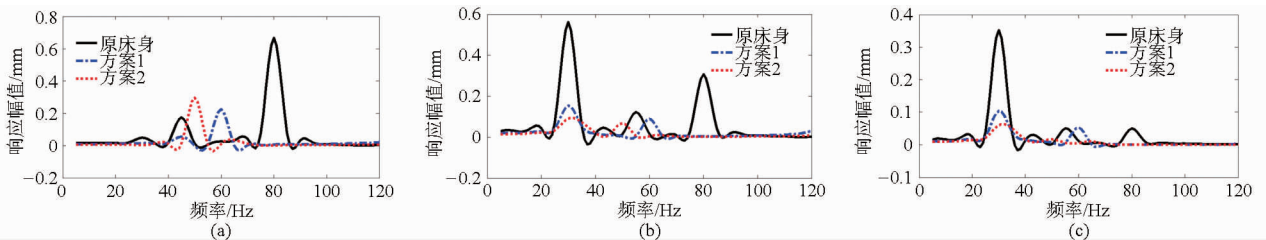


图 11 整机 3 个方向上的位移频响曲线

Fig. 11 Machine tool frequency response function curves in three directions

(a) X 方向 (b) Y 方向 (c) Z 方向

上降低 82.8%。因此,从机床 3 个方向最大响应幅值的变化情况来看,方案 2 较方案 1 优化效果更好。

综上所述,通过单纯的元结构优化设计的床身

能够有效地改善结构单件及整机的动态性能;若在元结构优化设计的基础上对结构整体进行二次优化,则能实现结构单件及整机动态性能的进一步提高。

表5 不同床身结构整机谐波响应分析结果

Tab.5 Harmonic response analysis results of machine tool with different bed structures

方向	频率			幅值		
	原床身/Hz	结果/Hz	提高率/%	原床身/mm	结果/mm	提高率/%
X	80.0	30.5	30.5	0.67	0.56	0.35
Y	60(-25.0)	31(1.6)	31(1.6)	0.23(-65.7)	0.15(-73.2)	0.10(-71.4)
Z	46(-42.5)	32(4.9)	32(4.9)	0.30(-55.2)	0.09(-83.9)	0.06(-82.8)

4 结论

(1) 在同等质量的前提下,床身的出砂孔形状应尽量布置为圆形或椭圆形。

(2) 元结构方法是一种简单、方便的结构优化方法,它能够改善床身单件及整机的动态性能。

(3) 单纯的床身元结构尺寸参数优化对结构性

能改善的幅度不高,若在元结构优化分析的基础上对元结构优化的尺寸参数在床身整体结构中进行优化,可使得结构基频提高的幅度更大。同时使得整机X方向的最大振幅下降55.2%,Y方向下降83.9%,Z方向下降82.8%,该结构优化设计思想可推广到其它机械结构中。

参 考 文 献

- Chen T Y, Wang C B. Topological and sizing optimization of reinforced ribs for a machining centre[J]. Engineering Optimization, 2008,40(1): 33-45.
- Kroll L, Blau P, Wabner M, et al. Lightweight components for energy-efficient machine tools[J]. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2011, 4(2): 148-159.
- 童水光, 刘彧, 张健, 等. 基于拓扑优化的卧式旋压机床身加强肋布局优化设计方法[J]. 机械设计, 2012, 29(6): 31-35. Tong Shuiguang, Liu Yu, Zhang Jian, et al. Optimal design of reinforcing rib configuration for horizontal spinning machine body based on topology optimization[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(6): 31-35. (in Chinese)
- Chen Wanqun, Bai Qingshun, Yang Kai, et al. Dynamics design optimization and experimental validation of a miniaturized machine tool for micro-milling[J]. Production Engineering, 2013, 7(5): 477-482.
- 杨玉萍, 张森, 季彬彬, 等. 数控立式加工中心床身筋板结构设计与分析[J]. 机械设计与制造, 2013(12): 38-40. Yang Yuping, Zhang Sen, Ji Binbin, et al. Design and analysis of the bed stiffened plate structure for vertical machining center[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(12): 38-40. (in Chinese)
- 徐燕申, 张学玲. 基于FEM的机械结构静、动态性能优化设计[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(5): 517-520. Xu Yanshen, Zhang Xueling. Optimum design of static and dynamic properties of mechanical structure based on FEM[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(5): 517-520. (in Chinese)
- 徐丽萍, 徐燕申, 卢志永, 等. 基于柔性元结构的广义模块化产品族建模及其应用[J]. 中国机械工程, 2004, 15(18): 1654-1657. Xu Liping, Xu Yanshen, Lu Zhiyong, et al. Modeling of general modular product family and applications based on flexible unit structure[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(18): 1654-1657. (in Chinese)
- Xu Y S, Chen Y L, Zhang G J. Adaptable design of machine tools structure[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(3): 7-15.
- 王云霞, 郭玉杰. 基于元结构的机床床身结构性能分析与优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2009(10): 75-78. Wang Yunxia, Guo Yujie. Research on structural analysis and optimization design of machine tool bed based on unit structure[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2009(10): 75-78. (in Chinese)
- 王禹林, 孙文钊, 冯虎田. 基于元结构的螺杆转子磨床床身动静特性分析与优化[J]. 振动与冲击, 2012, 31(16): 184-187. Wang Yulin, Sun Wenzhao, Feng Hutian. Dynamic and static characteristics analysis and optimization of screw rotor grinder bed based on unit structure[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(16): 184-187. (in Chinese)
- 郭垒, 张辉, 汪劲松, 等. 元结构方法的理论建模和验证[J]. 机械工程学报, 2011, 47(23): 136-143. Guo Lei, Zhang Hui, Wang Jinsong, et al. Theoretical modeling and verifications of unit structure method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(23): 136-143. (in Chinese)
- 叶辉, 胡平, 申国哲, 等. 基于灵敏度和碰撞仿真的汽车车身轻量化优化设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 18-22. Ye Hui, Hu Ping, Shen Guozhe, et al. Lightweight optimization design of car body based on sensitivity and side crash simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 18-22. (in Chinese)
- 郭垒, 张辉, 叶佩青, 等. 基于灵敏度分析的机床轻量化设计[J]. 清华大学学报, 2011, 51(6): 846-850. Guo Lei, Zhang Hui, Ye Peiqing, et al. Light weight design of a machine tool based on sensitivity analysis[J]. Journal of Tsinghua University, 2011, 51(6): 846-850. (in Chinese)
- 于长亮, 张辉, 王仁彻, 等. 机床整机刚度薄弱环节辨识与优化方法研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(21): 11-17. Yu Changliang, Zhang Hui, Wang Renche, et al. Study on method for weak link identification of dynamic stiffness of a machine tool and optimization design[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(21): 11-17. (in Chinese)
- 姜衡, 管贻生, 邱志成, 等. 基于响应面法的立式加工中心动态多目标优化[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 125-133. Jiang Heng, Guan Yisheng, Qiu Zhicheng, et al. Dynamic and static multi-objective optimization of a vertical machining center based on response surface method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(11): 125-133. (in Chinese)
- 潘锋, 朱平. 面向约束优化的改进响应面法在车身轻量化设计中的应用[J]. 机械工程学报, 2011, 47(10): 83-87. Pan Feng, Zhu Ping. Improved response surface method for constrained optimization and its application to lightweight design of autobody structures[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(10): 83-87. (in Chinese)