

doi:10.16055/j.issn.1672-058X.2022.0004.013

精密机床床身轻量化结构与性能协调设计研究

房久剑, 李天箭

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要:针对机床床身结构与性能之间的制约关系尚不明确问题,提出明确的关系曲线以及合理的参数取值域;方法基于统计分析和灵敏度分析,对 5 种常见床身内部筋型进行研究,分析外壁厚度、筋板厚度、质量对结构动静态性能的影响,获得轻量化结构参数与结构动静态性能趋势曲线并指明关键尺寸变化对结构性能的影响规律,给出机床床身最优构型和结构轻量化设计建议;通过比较 5 种不同的机床床身筋型,得出米字筋构型的机床床身结构性能最优,其最大一阶固有频率为 334 Hz,相比最差的 V 型筋床身结构一阶固有频率 217 Hz,高出 54%。并对其中一种筋型床身结构的前三阶固有频率进行仿真和实验对比验证,两者误差在 5% 范围内,证明了研究方法的有效性。

关键词:轻量化结构设计;精密机床床身;结构性能设计;统计分析;灵敏度分析

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1672-058X(2022)04-0098-09

0 引言

精密机床本身对精度的要求比较高,任何降低结构静态性能的轻量化设计都会对机器精度不利。精密机床床身结构的轻量化设计主要集中于床身壁厚、内部筋板构型及筋板厚度设计,这些参数的变化在改变重量的同时也会影响结构的动静态性能。

基于此,德国 KROLL 等^[1]探讨了机床中轻量化设计的需求与潜力,研究结果表明,结构轻量化设计可实现结构部件的 30% 的质减。东北大学 ZHANG 等^[2]通过改变机床结构件的参数尺寸改变结构零件的质量,得出结构零件质量对铣床固有频率的影响规律,从而实现定制铣床的静态刚度与质量轻量化匹配设计;马来西亚大学的 BESHARATI 等^[3]采用优化算法等对龙门机床设计采用多准则决策方法实现了轻量化构型的设计;丁晓红等^[4]采

用合理的纤维模型并提出了一种高效的箱型支撑结构内部加筋板优化布局设计方法,提高了机床床身的抗扭刚度;刘成颖等^[5]采用 W 立柱筋板形式进行尺寸结构优化,使得最终一阶固有频率提高了 10% 以上。

研究如何改善精密机床床身的结构,实现在减重的同时提高机床床身性能,则可以提高机床的加工效率,减少加工时的能源消耗,是实现轻量化设计的关键,具有重要的实用价值。

清华大学郭垒等^[6]基于尺寸灵敏度作为优化参数,对机床进行轻量化设计,重量降低了 312 kg,为轻量化结构设计提供了指导意义;周浩等^[7]通过尺寸优化重建模型,对比优化前后床身的动静态特性,质量降低 11.51%,第一阶固有频率提高 0.12%,实现了轻量化设计;孙芹等^[8]基于变密度法对连续体结构横梁的板筋布置、后壁板分别进行的优化设计,横梁的重量减轻 11.5%;平华丽^[9]通过

收稿日期:2021-03-05;修回日期:2021-05-18.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51405300).

作者简介:房久剑(1995—)男,江苏宿迁人,硕士研究生,从事机床结构优化研究.

通讯作者:李天箭(1975—)女,上海杨浦人,副教授,博士,从事机械优化设计理论和方法研究. Email:litianjian99@163.com.

对床身两侧面的厚度进行优化,在使 CA6140 床身保持良好的动静态特性和刚度情况下,机床床身整体质量减少 8.84%。

涉及的 5 种筋型的布局设计参考现代实用机床设计手册^[13] 机床床身箱型加强筋结构的设计,并且此设计方法都是为了机床结构的轻量化设计和提高机床结构性能进行的。创新性在于,到目前为止,结构与性能之间的制约关系尚无人提供明确的关系曲线以及合理的取值域,并给出明确的机械设计指导。因此,分析 5 种常见床身筋型布局的静态变形和固有模态性质,确定影响其性能的基本参数、参数效应、参数灵敏度,从而通过关系曲线以及合理的取值域数据得到最优机床床身结构,为机床结构筋型布局设计提供参考。

1 理论基础

1.1 动静态分析理论基础

阻尼对机床床身的动态性能的影响非常的小,所以可以将机床视为一个 n 自由度的无阻尼振动系统,其表达式为

$$[M]\{\ddot{\mathbf{X}}\}+[K]\{\mathbf{X}\}=\{\mathbf{F}\}$$

其中 $[M]$ 为此系统的质量; $[K]$ 为此系统的刚度矩阵; $\{\mathbf{F}\}$ 为此系统的外激励矩阵; $\{\mathbf{X}\}$ 为此系统各点的位移矩阵; $\{\ddot{\mathbf{X}}\}$ 为此系统加速度矩阵。其特征方程为

$$|[K]-\omega^2[M]|=0$$

$$\text{解得第 } i \text{ 阶固有频率 } f_i=(1/2\pi)\sqrt{\frac{k_i}{m_i}}。$$

1.2 结构动态特性的灵敏度分析原理

对于无阻尼振动系统其特征方程

$$(K-\omega_r^2M)\varphi_r=0 \quad (1)$$

式(1)中: M 和 K 分别是质量矩阵和刚度矩阵, ω_r 和 φ_r 分别是第 r 阶模态振型和第 r 阶固有频率。

式(1)左乘 φ_r^T 并对结构变量 u 求偏导数,得

$$\frac{\partial \varphi_r^T}{\partial u}(K-\omega_r^2M)\varphi_r+\varphi_r^T\frac{\partial (K-\omega_r^2M)}{\partial u}\varphi_r+\varphi_r^T(K-\omega_r^2M)\frac{\partial \varphi_r}{\partial u}=0 \quad (2)$$

结合式(1)化简式(2),得

$$\varphi_r^T\frac{\partial K}{\partial u}\varphi_r-\varphi_r^T\left(2\omega_r\frac{\partial \omega_r}{\partial u}+\frac{\partial M}{\partial u}\right)\varphi_r=0 \quad (3)$$

考虑振型矩阵 φ_r 的正交性条件:

$$\begin{cases} \varphi_r^T M \varphi_r = m_r \\ \varphi_r^T K \varphi_r = k_r \end{cases}$$

式(3)可以进一步变化为

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial u}=\frac{1}{2m_r}\varphi_r^T\left(\frac{1}{\omega_r}\frac{\partial K}{\partial u}-\omega_r\frac{\partial M}{\partial u}\right)\varphi_r \quad (4)$$

式(4)即为结构特征值对结构参数 u 的一阶灵敏度公式。此公式中的结构参数 u 可以是 M 、 K 矩阵中的任意第 i 行第 j 列元素,分别表示为 m_{ij} 、 k_{ij} 。因而,可以通过改变设计变量的参数达到优化结构动态性能的目标。

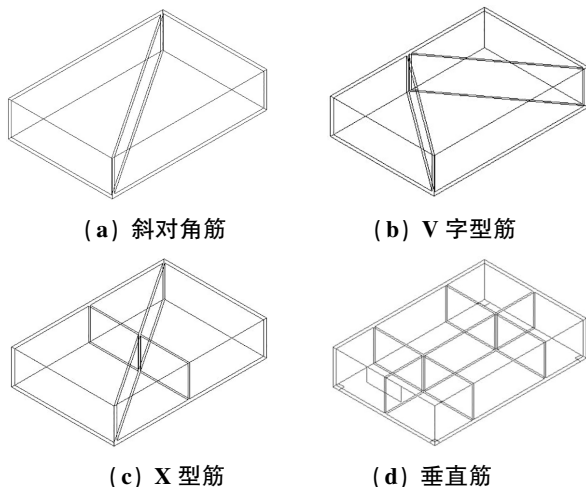
因此可以选择床身的外壁厚度和筋板厚度作为设计变量,通过灵敏度分析,来检验机床床身结构设计的合理性。

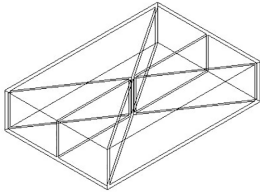
2 参数建模及有限元分析

2.1 机床床身参数建模

机床的零部件较多,但是对整机结构性能影响较大的零部件有机床床身、立柱、主轴箱以及工作台和滑鞍等,而主要是对机床床身进行结构性能的分析,因此对机床床身模型进行简化。

在 ANSYS workbench 中的 DM 模块建立机床床身三维模型,如图 1 所示。简化的床身模型尺寸为 1 350 mm×900 mm×310 mm。床身最大尺寸为 1 340 mm,根据灰铸件零件结构设计经验,可将外壁厚度尺寸设定为 14 mm,筋板厚度尺寸设定为 12 mm,并将外壁厚度和筋板厚度作为设计变量参数。





(e) 米字筋

图 1 5 种简化机床床身构型^[13]

Fig. 1 Configurations of five simplified machine tools

2.2 机床床身有限元分析

机床床身为大型支撑件,材料为灰铸铁,其材料参数见表 1。机床工作时,机床床身主要受主轴箱的自重 G_1 、主轴箱刀具的径向力产生的转矩 M_0 ,工作台的自重 G_4 以及横向的摩擦力,立柱的自重 G_2 等,如图 2 所示。其中 $G_0 = G_1 + G_2$ 。机床床身多数为四角垫铁放置,约束为四角固定约束。

表 1 材料特性参数

Table 1 Material characteristic parameters

弹性模量/Pa	材料密度/(kg/m ³)	泊松比
1.1×10^{11}	7.2×10^3	0.28

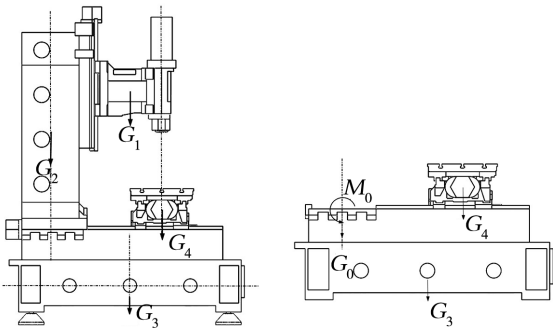


图 2 载荷示意图

Fig. 2 Load diagram

3 机床床身结构与性能协调设计

3.1 机床床身基本结构参数及结构性能

当外壁厚度和筋板厚度都为相同尺寸时,分别对如图 1 所示的 5 种不同构型机床床身。用 ANSYS workbench 软件做有限元分析,比较不同构型的机床床身在相同的载荷约束下的尺寸与质量、最大相对变形以及一阶固有频率之间的关系,得出何种筋型在所受载荷约束下的结构性能是最优的。

将 ANSYS 分析得出的数据处理为如图 3 所示的 5 种不同筋型的一阶固有频率、最大相对变形及等质量曲线图。由此可以直观地看出,单纯增加厚

度尺寸虽然可以提高零件的整体刚性,但也导致了零件质量的增加,到达一定的厚度尺寸后反而会减小一阶固有频率。而床身为非活动 构件,质量并非首要考虑的因素。

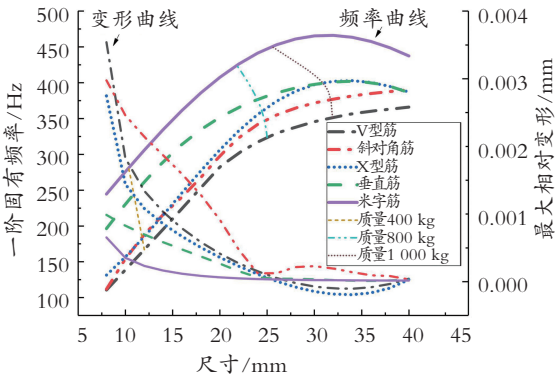


图 3 5 种不同筋型的一阶固有频率、最大相对变形及等质量曲线

Fig. 3 First-order natural frequency, maximum relative deformation and equivalent mass curves of five different types of ribs

因此,综合考虑厚度尺寸、质量和频率等其他因素的影响,在满足零件功能结构的基础上且相同载荷约束条件下,当壁厚和筋板厚尺寸相同时,通过比较 5 种筋型床身的最大相对变形和一阶固有频率的大小,可以得出米字筋型机床床身结构性能最优,其次是垂直筋型机床床身。

3.2 机床床身基本尺寸参数及结构性能

以外壁厚度和筋板厚度作为设计变量建立的优化数学模型,可描述为

$$\begin{aligned} &\text{find } D, R \\ &\min y_1 \\ &\min \frac{1}{f_0} \\ &\min m_0 \\ &\text{s.t. } 0 < d_{\min} < d_i < d_{\max}, i \in [1, N] \\ &\quad 0 < r_{\min} < r_j < r_{\max}, j \in [1, N] \\ &\quad (K - \omega_r^2 M) \varphi_r = 0 \end{aligned}$$

设计变量 $D = [d_1, d_2, \dots, d_n]$ 和 $R = [r_1, r_2, \dots, r_n]$ 分别为机床床身外壁厚度和筋板厚度集合。 y_1 为最大相对变形, f_0 为一阶固有频率, m_0 为机床床身质量。

在相同载荷约束下,筋板厚度 12 mm 不变,改变外壁厚度,将 ANSYS workbench 仿真得出的最大相对变形、一阶固有频率——外壁厚度的数据画成点线图的形式,如图 4 和图 5 所示。

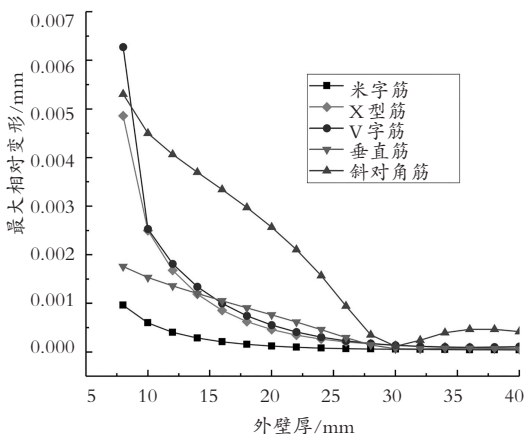


图 4 最大相对变形-外壁厚点线图

Fig. 4 Point line diagram of maximum relative deformations with different outer wall thickness

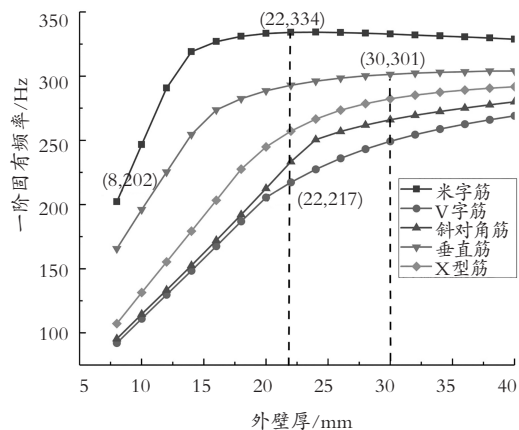


图 5 一阶固有频率-外壁厚点线图

Fig. 5 Point line diagram of first-order natural frequencies with different outer wall thickness

同理,在相同载荷约束下,外壁厚度 14 mm 不变,改变筋板厚度,绘制出如图 6 和图 7 所示的最大相对变形、一阶固有频率——筋板厚度点线图^[14]。

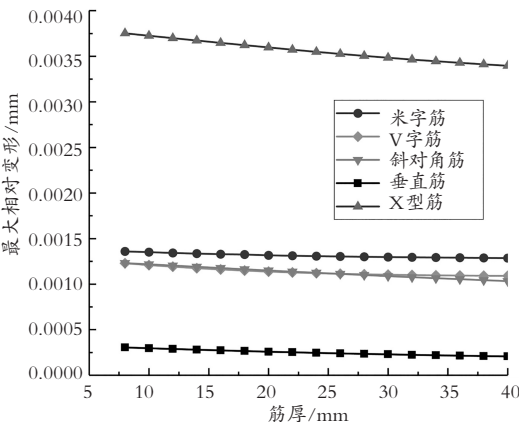


图 6 最大相对变形-筋厚点线图

Fig. 6 Point line diagram of maximum relative deformations with different rib thickness

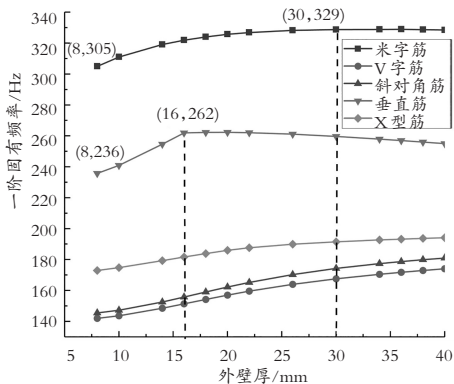


图 7 一阶固有频率-筋厚点线图

Fig. 7 Point line diagram of first-order natural frequencies with different rib thickness

通过一阶固有频率和最大相对变形的变化趋势,可以得出米字筋床身在外壁厚度 22 mm,筋板厚度 30 m 之后;垂直筋床身在外壁厚度 30 mm,筋板厚度 16 mm 之后频率有所降低或增加缓慢,再增加壁厚,只会增加机床床身的总质量,浪费铸造材料,对机床的结构性能不会再提升。其他三组构型尺寸都在 30 mm 之后,其性能才有所下降。

最终得出,机床床身内部采用米字筋型的床身结构,且外壁厚度为 22 mm,筋板厚度为 30 m 时机床床身性能最优,其次是垂直筋型的床身结构。

图 8 为 response surface 响应面模块得出的米字筋筋型的床身一阶固有频率与其外壁厚度和筋板厚度的关系图,可以验证米字筋筋型机床床身性能最优时,外壁厚度为 22 mm,筋板厚度为 30 mm。

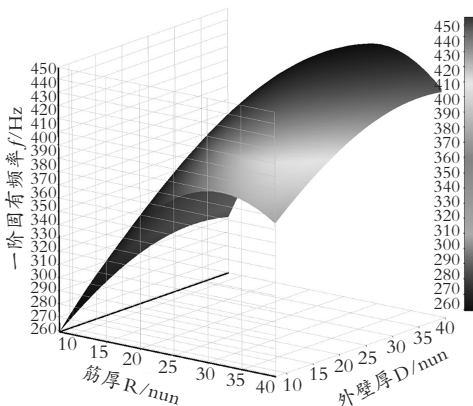


图 8 米字型筋一阶固有频率与外壁厚、筋厚的关系

Fig. 8 Relationship between the first-order natural frequency of M-shaped rib and its outer wall thickness and rib thickness

通过对外壁厚度 Depth 和筋板厚度 rib 对应力、变形和一阶频率的灵敏度分析,得到灵敏度响应图如图 9 所示,可以看出外壁厚度和筋板厚度对结构动静态性能(应力、变形和一阶固有频率)都有影响,其中外壁厚度的变化对结构动静态性能的影响高于筋板厚度的变化对结构动静态性能的影响。

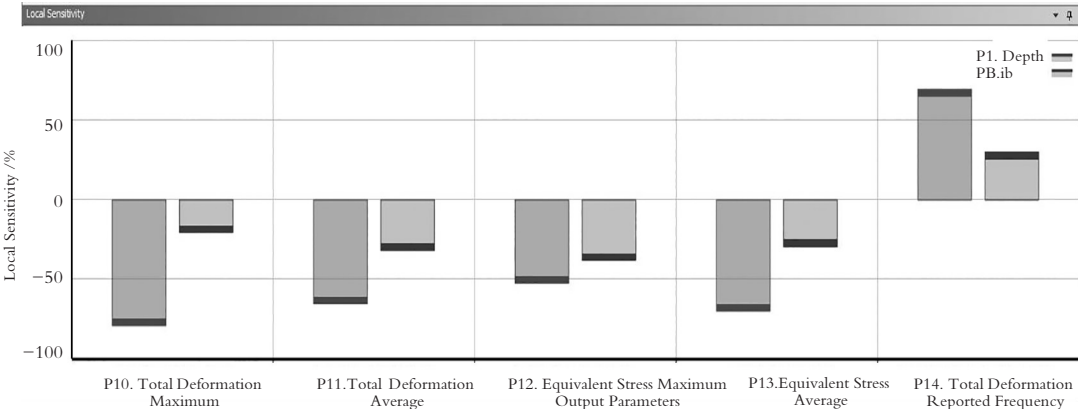


图 9 灵敏度响应图

Fig. 9 Sensitivity response graph

3.3 机床床身质量参数及结构性能

在工程设计中,可以在保持床身质量不变的情况下,抽取一部分床身外壁质量生成箱体内部筋板,通过改变床身外壁和内部加强筋的厚度,来研究结构件质量对其动静态性能的影响^[15]。比较结构件外壁厚度和内部筋板厚变化对结构动静态性能的影响,得出最优的外壁厚度和筋板厚度尺寸比例关系,以及两者对动静态性能的影响程度。

下面给出 5 种常见构型,以构型壁厚 16 mm,筋厚 16 mm 为基准重量,保持总质量不变,通过改变床身外壁厚度尺寸从 20 mm 左右逐步减少到 10 mm,来实现质量的转换。对其外壁厚与筋厚变化进行分析,获得各构型分析结果如表 2 所示,可供设计参考。分析何种尺寸比例的变化,会使机床床身结构性能变化更敏感。

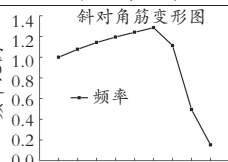
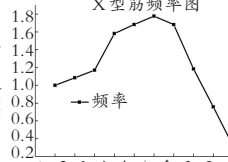
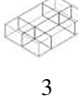
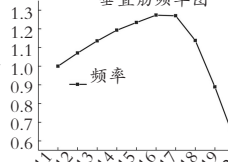
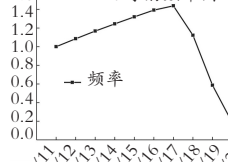
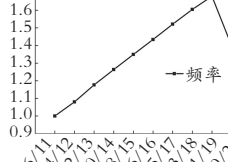
由表 2 可以得出,在整体质量不变的前提下,通过比较机床床身的各项动静态性能,可以得出 5 种不同床身筋型的最佳尺寸比例关系如下:

(1) 斜对角筋。斜对角筋箱体构型如表 2 和图 1 所示。获得分析结果列入表 3。由分析结果可知,在该构型设计时,壁厚与筋板厚应采用相同的数据,筋板厚与箱体壁厚比例约为 1/1 时(16 mm/16 mm),构型性能较佳。

(2) X 型筋。X 型筋构型如表 2 和图 2 所示。获得分析结果列入表 3。由分析结果可知,在该构型设计时,壁厚与筋板厚应采用相同的数据,筋板厚与箱体壁厚比例约为 1/1 时(16 mm/16 mm),构型性能较佳。

表 2 箱体内部尺寸比例对结构动静态性能的影响

Table 2 The influence of the box internal dimension ratio on the static and dynamic performance of the structure

图 号	变 形	一阶固有频率
1	 斜对角筋变形图 变形比例 平均变形 最大变形 外壁厚/筋厚 40/11, 35/12, 40/13, 35/14, 40/15, 35/16, 40/17, 35/18, 40/19	 斜对角筋频率图 频率 外壁厚/筋厚 40/11, 35/12, 40/13, 35/14, 40/15, 35/16, 40/17, 35/18, 40/19
2	 X 型筋变形图 变形比例 平均变形 最大变形 外壁厚/筋厚 32/11, 26/12, 21/13, 21/14, 16/15, 16/16, 12/17, 8/18, 5/19, 2/20	 X 型筋频率图 频率 外壁厚/筋厚 32/11, 26/12, 21/13, 21/14, 16/15, 16/16, 12/17, 8/18, 5/19, 2/20
3	 垂直筋变形图 变形比例 平均变形 最大变形 外壁厚/筋厚 28/11, 23/12, 23/13, 18/14, 18/15, 14/16, 12/17, 9/18, 6/19, 2/20	 垂直筋频率图 频率 外壁厚/筋厚 28/11, 23/12, 23/13, 18/14, 18/15, 14/16, 12/17, 9/18, 6/19, 2/20
4	 V 字筋变形图 变形比例 平均变形 最大变形 外壁厚/筋厚 34/11, 30/12, 26/13, 22/14, 19/15, 16/16, 12/17, 8/18, 4/19, 1/20	 V 字筋频率图 频率 外壁厚/筋厚 34/11, 30/12, 26/13, 22/14, 19/15, 16/16, 12/17, 8/18, 4/19, 1/20
5	 米字筋变形图 变形比例 平均变形 最大变形 外壁厚/筋厚 26/11, 24/12, 22/13, 20/14, 18/15, 16/16, 14/17, 13/18, 11/19, 9/20	 米字筋频率图 频率 外壁厚/筋厚 26/11, 24/12, 22/13, 20/14, 18/15, 16/16, 14/17, 13/18, 11/19, 9/20

(3) 垂直筋。垂直筋构型如表 2 和图 3 所示。获得分析结果列入表 3。由分析结果可知,在该构型设计时,壁厚与筋板厚应采用相同的数据,筋板厚与箱体壁厚比例约为 1/1 时(16 mm/16 mm),构型性能较佳。

(4) V 型筋。V 型筋构型如表 2 和图 4 所示。获得分析结果列入表 3。由分析结果可知,在该构型设计时,壁厚与筋板厚不应采用相同的数据,筋板厚与箱体壁厚比例约为 3/4 时(12 mm/17 mm),构型性能较佳。

(5) 米字筋。米字筋构型如表 2 和图 5 所示。获得分析结果列入表 3。由分析结果可知,在该构型设计时,壁厚与筋板厚不应采用相同的数据,筋板厚与箱体壁厚比例约为 1/2 时(11 mm/19 mm)时,构型性能较佳。

根据式(4)可得固有频率对质量的灵敏度表达公式为

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial m_{ij}} = \begin{cases} -\omega_r \varphi_{ir} \varphi_{jr} (i \neq j) \\ -\frac{1}{2} \omega_r \varphi_{ir}^2 (i = j) \end{cases} \quad (5)$$

参考式(5),定义一阶固有频率与质量的比值 v :

$$v = \frac{\omega}{m} \quad (6)$$

式(6)中, ω 为最优比例下的一阶固有频率, m 为此构型质量。

表 3 不同筋型相等质量最优比例下的性能对比
Table 3 Comparison of performance of different rib types with equal quality optimal ratio

床身 构型	筋厚/ 壁厚	频率/ Hz	最大相对 变形/mm	质量/ kg	频率质量 比/(Hz/kg)
V 字筋型	12/17	131.05	4.71E-04	386.9	0.339
斜对角筋	16/16	120.81	4.49E-04	364.6	0.331
X 筋型	16/16	188.45	3.90E-04	396.1	0.476
垂直筋	16/16	238.72	1.58E-04	423.6	0.564
米字筋	11/19	167.17	1.21E-04	474.9	0.352

通过表 3 分析 5 种不同筋型床身,在其等质量前提下的动静态性能,垂直筋型床身的频率质量比最大,且最大相对变形相对较小,因此得出垂直筋型床身的动静态性能最优。且此时的筋板厚与箱体

壁厚比例关系为 1 : 1。
可将上述结论应用于工程设计中,不同筋型的床身,在相同质量的条件下,外壁厚度和筋板厚度保持某种比例关系,可以实现机床床身动静态性能的最大化,提高机床床身设计的一阶固有频率和降低最大相对变形,为机床性能的研究提供参考意义。

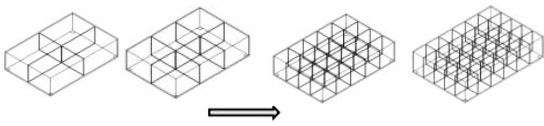
4 实验模型:确定垂直筋筋型内部布局

实验验证可以通过选择 5 种筋型中的其中一个模型,来验证其对应模型的仿真数据的正确性与合理性。
通过上述对机床床身 5 种筋型的统计分析,可以得出垂直筋筋型和米字型筋型的机床床身为最优机床床身结构模型,考虑到实际铸造加工成型技术,垂直筋型的机床床身更容易铸造。

且由图 5 和图 7 的分析数据得知,垂直筋床身的外壁尺寸和内部筋板尺寸应分别为:30 mm 和 16 mm。

将机床床身简易成一个箱体,通过对箱体内部添加加强筋,增加加强筋的个数,可以减少床身的应力变形,提高一阶固有频率。但随着加强筋的个数的增加,质量增加且性能的提高量会逐渐减小并到达极值,此后再添加加强筋,将没有太大意义。反而会使的床身整体过于厚重,对机床静态性能提高没有作用。

内部加强筋的具体分布按图 10 所示的 9 种分布情况去做有限元分析,比较这 9 种垂直筋布局的最大相对变形和一阶固有频率,得出在相同约束载荷下的最优垂直加强筋布局方案。



一行一列 一行两列 三行四列 四行五列

图 10 9 种不同布局的垂直筋床身结构

Fig. 10 Vertical rib bed structure with 9 different layouts

图 11 为 9 种不同布局的垂直筋床身静态性能,在相同载荷约束下,两行两列布局的内部垂直筋筋型的机床床身结构性能最优。因此,最终确定的垂直筋床身为两行两列布局形式,且外壁尺寸和内

部筋板尺寸应分别为:30 mm 和 16 mm。

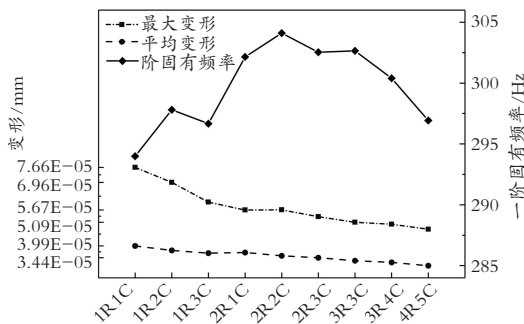


图 11 9 种不同布局的垂直筋床身静态性能 (1R1C:一行一列)

Fig. 11 Static and dynamic performance of vertical rib bed with 9 different layouts (1R1C:one row, one column)

5 模态试验与仿真结果分析

5.1 模型确定

为了实验的方便,将上述数据分析得出的垂直筋筋型,通过铸造工艺,制作成原模型 1/3 的尺寸大小进行实验,验证垂直筋筋型机床床身的一阶固有频率,并与仿真的固有频率数据对比。

5.2 设备介绍

进行模态实验的设备包括力锤、传感器、信号数据采集器和 Modalview 模态分析软件。力锤能实现对床身的激励,且力锤中安装了力传感器;三向加速度传感器能够对测量点的加速度信号进行测量;信号数据采集器可将传感器的信号进行采集;Modalview 模态分析软件可对数据进行处理,流程如图 12 所示。

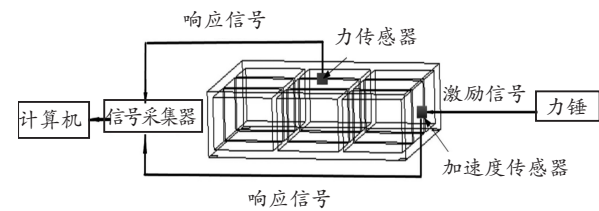


图 12 模态分析测试系统图

Fig. 12 Diagram of modal analysis test system

5.3 实验过程与结果

先建立模态测试模型,模型中包括所布置的测量点的 44 号位置及其坐标方向,同时将 26 号点作为激励点,测量的坐标轴方向与三向加速器的坐标轴方向一致,下图为所建立的测量模型如图 13 所示。

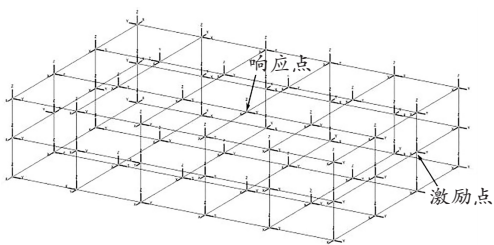


图 13 测试模型

Fig. 13 Test model

然后将加速度传感器粘贴到床身设定的位置上,用力锤进行激励两次,最后取其平均。再通过信号采集器,将采集的信号传输到计算机模态试验 Modalview 软件上,对信号进行处理。图 14 为模态测试试验的现场图。

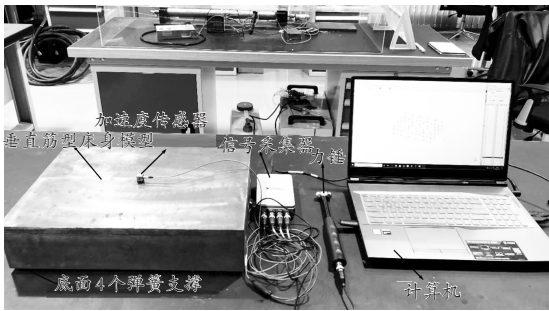


图 14 模态测试试验现场

Fig. 14 Modal test site

通过仿真得出模型的一阶固有频率在 1 050 Hz 左右,因此将实验的数据区间取在 850~1 800 Hz 之间,最后试验的结果如图 15 所示。

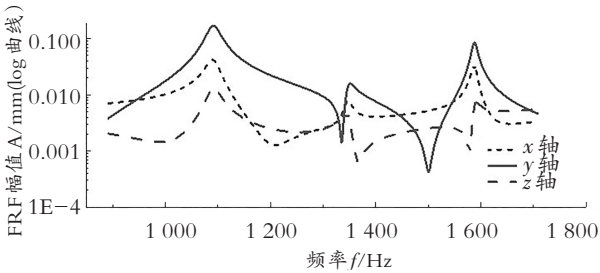


图 15 实验数据拟合频率图

Fig. 15 Fitting frequency diagram of experimental data

仿真与试验前三阶固有频率对比,如表 4 所示。通过 ANSYS workbench 对垂直筋床身分析得出的前三阶固有频率与实验数据拟合得出的前三阶固有频率进行对比,频率误差均在 5% 以内,在误差允许的范围。实验结果真实的验证仿真数据的正确性,即通过数据统计规律得出的垂直筋床身结构尺寸正确,可以得出其他筋型的床身设计的数据的合理性和正确性。

表 4 仿真与试验频率数据对比

Table 4 Comparison of simulation and test frequency data

阶次	仿真结果/Hz	实验结果/Hz	误差/%
1	1 038.3	1 089.37	4.9
2	1 397.5	1 344.69	3.9
3	1 670.3	1 590.65	5.0

仿真与实验存在较小的误差,是合理的,其原因与外界工作环境和模型的比例缩小简化都是有关系的。

6 结 论

机床床身作为大型的支撑件,本身所占整机的质量比重就高达 20%,因此机床床身有很大的轻量化研究的空间。轻量化过程中,需要保证降低机床质量的同时,机床的动静态特性得以保持或提高。通过合理的设计构件的形状及尺寸,合理的布置构件的筋板,可以显著提高机床的刚度和固有频率。

(1) 对机床床身进行了轻量化结构与性能协调结构设计研究,探索出了一种较好的内部筋型的箱型床身结构的结构优化设计方案(米字筋型床身)以及合理的取值域 8~40 mm。米字筋型床身外壁厚度单独变化时,一阶固有频率从 202 Hz 提升到 334 Hz,提升了 65%;筋板厚度单独变化时,床身一阶固有频率从 305 Hz 提升到 329 Hz,提升了 7.9%。

(2) 结构轻量化设计的目的之一就是要在相同质量的条件下,获得结构动静态性能最大的提升。同质量的结构设计,在筋型尺寸变化范围内,最优内部尺寸比例比最差内部尺寸比例的最大变形量降低了一半,一阶固有频率提升了 70%以上,不同的内部尺寸会使得结构刚度性能显著不同。

参考文献(References):

[1] 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—160.

[2] ZHANG L, MA L, WU D, et al. A novel integrated process-machine approach for designing customized milling machines[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 104(1—4): 245—260.

[3] BESHARATI S R, DABBAGH V, AMINI H, et al. Multi-objective selection and structural optimization of the gantry in a gantry machine tool for improving static, dynamic, and weight and cost performance[J]. Concurrent Engineering: Research and Applications,

2016, 24(1): 83—93.

[4] 丁晓红,李国杰.箱型支撑结构加筋板布局设计方法研究[J].中国机械工程,2012,23(4):449—453.

DING Xiao-hong, LI Guo-jie. Research on the layout design method of the stiffened plate of the box support structure[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(4): 449—453.

[5] 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 Cheng-ying, TAN Feng, WANG Li-ping. Research on the optimization design of the column structure for the dynamic performance of the machine tool[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 161—168.

[6] 郭垒,张辉,叶佩清,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 Pei-qing, et al. Lightweight design of machine tools based on sensitivity analysis[J]. Journal of Tsinghua University, 2011, 51(6): 846—850.

[7] 周浩,张横.基于 OptiStruct 的数控外圆磨床床身轻量化设计[C]//2015Altair 技术大会论文集.上海:澳汰尔工程软件有限公司,2015.

ZHOU Hao, ZHANG Heng. Lightweight design of CNC cylindrical grinder bed based on OptiStruct[C]//2015 Altair Technology Conference Proceedings. Shanghai: Altair Engineering Inc., 2015.

[8] 孙芹,张进生,刘伟虔,等.基于拓扑优化的龙门加工中心横梁轻量化设计[J].组合机床与自动化加工技术,2016(6):8-11,15.

SUN Qin, ZHANG Jin-sheng, LIU Wei-qian, et al. Lightweight design of cross beam of gantry machining center based on topology optimization[J]. Modular Machine Tool and Automatic Processing Technology, 2016(6): 8-11, 15.

[9] 平华丽.基于有限元技术的 CA6140 床身的轻量化设计[D].苏州:苏州大学,2014.

PING Hua-li. Lightweight design of CA6140 bed based on finite element technology[D]. Soochow: Soochow University, 2014.

[10] 姜华,张莉,王珏,等.基于数字功能样机技术的精密卧式加工中心有限元优化设计方法研究[J].中国机械工程,2007(3):317—320.

JIANG Hua, ZHANG Li, WANG Jue, et al. Research on finite element optimization design method of precision horizontal machining center based on digital functional prototype technology[J]. China Mechanical Engineering, 2007(3): 317—320.

[11] 徐燕申,张兴朝,牛占文,等.基于元结构和框架优选

的数控机床床身结构动态设计研究[J]. 机械强度, 2001(1):1-3.

XU Yan-shen, ZHANG Xing-chao, NIU Zhan-wen, et al. Research on the dynamic design of CNC machine bed structure based on element structure and frame optimization[J]. Mechanical Strength, 2001(1): 1-3.

[12] 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 Xue-ling, XU Yan-shen, ZHONG Wei-hong. Research on dynamic optimization design method of CNC machine bed structure based on finite element analysis [J]. Mechanical Strength, 2005(3):353—357.

[13] 现代实用机床设计手册编委会. 现代实用机床设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006.

Editorial Board of Modern Practical Machine Tool Design Manual. Modern practical machine tool design manual [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2006.

[14] 秦大同,谢里阳. 现代机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2011:2—47.

QIN Da-tong, XIE Li-yang. Modern machinery design manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011: 2—47.

[15] 李天箭,丁晓红,李郝林. 机床结构轻量化设计研究进展[J]. 机械工程学报,2020,56(21):186—198.

LI Tian-jian, DING Xiao-hong, LI Hao-lin. Research progress on lightweight design of machine tool structure[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 186—198.

Research on Coordinated Design of Lightweight Structure and Performance of Precision Machine Tool Bed

FANG Jiu-jian, LI Tian-jian

(School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In view of the problem that the constraint relationship between the structure and performance of the machine bed is not clear, a clear relationship curve and reasonable parameter range are proposed. Based on the methods of statistical analysis and sensitivity analysis, the internal ribs of five common bed types were studied, and the influence of outer wall thickness, rib thickness, and mass on the dynamic and static performance of the structure was analyzed. In addition, the trend curves of the lightweight structure parameters and the dynamic and static performance of the structure were obtained, and the influence law of the key dimensions on the structural performance was pointed out. The optimal configuration of the machine bed and the suggestions for the lightweight design of the structure were given. By comparing five machine tool beds with different rib types, it is concluded that the structure performance of the machine bed with M-shaped rib configuration is the best, and its maximum first-order natural frequency is 334Hz, which is 54% higher than that of the worst V-rib bed with 217Hz. The first three-order natural frequencies of one of the ribbed bed structures are simulated and verified by experiments. The error of the two is within 5%, which proves the effectiveness of the research method.

Key words: lightweight structure design; precision machine tool bed; structural performance design; statistical analysis; sensitivity analysis

责任编辑:田 静

引用本文/Cite this paper:

房久剑,李天箭. 精密机床床身轻量化结构与性能协调设计研究[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2022, 39(4): 98—106.

FANG Jiu-jian, LI Tian-jian. Research on coordinated design of lightweight structure and performance of precision machine tool bed[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2022, 39(4): 98—106.