DOI: 10.3901/JME.2019.07.178

基于模态预测及敏度分析的机床动特性设计方法^{*}

李天箭¹ 吴晨帆¹ 沈 磊¹ 孔祥志² 丁晓红¹

(1. 上海理工大学机械工程学院 上海 200093;

2. 沈阳机床(集团)计研究院有限公司 沈阳 110142)

摘要: 为了提高机床的动态性能,以机床整机固有频率和频响函数振幅为目标,提出基于机床测试数据、进行试验模态分析及灵敏度计算的机床动态特性设计方法。方法首先提取机床测试数据建立机床结构原型模型,逐步计算机床大件结构和整机的固有频率对刚度、质量的灵敏度,确定结构薄弱环节;继而,对薄弱结构,采用模态预测和灵敏度分析方法设计计算,获取更合理的质量和刚度;之后,将设计分析结果输入 LMS_Test.lab 软件,借助软件完成对原型结构的模态修改,对修改后结构的动力学特性进行模态预测;最后,进行预测结果模态置信验证,确认模态预测的正确性,完整机床动态特性设计方法体系。将该方法应用于实际机床设计中,对比整机优化前后的频响函数曲线和仿真分析验证均证明,基于模态预测及灵敏度分析的机床动态特性设计方法完成的机床优化设计使得机床固有频率得到提高的同时振幅下降,机床的大件结构及整机的动态性能均有提升。

关键词: 机床;动态特性;模态预测;灵敏度分析;试验模态分析;结构动力修改

中图分类号: TG502; TH122

Improving Machine Tool Dynamic Performance Using Modal Prediction and Sensitivity Analysis Method

LI Tianjian¹ WU Chenfan¹ SHEN Lei¹ KONG Xiangzhi² DING Xiaohong¹

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093;

2. Shenyang Machine Tool (Group) Design and Research Institute Co., Ltd. Shenyang 110142)

Abstract: Based on machine test data, test mode analysis and sensitivity calculation, a design method is proposed to improve the dynamic performance of the machine tool, in which the natural frequencies of the machine tool and the amplitude of frequency response function are taken as the research objects. Firstly, the stiffness and mass sensitivity with respect to natural frequency are calculated to find weaknesses position of the structures, for the main components and the whole machine tool, respectively. Secondly, the more reasonable stiffness and mass are deduced based on the proposed method for the weaken structures. Thirdly, the improved scheme is modified by the LMS_Test.lab software and the reliability of the results is ensured by the modal analysis criterion (MAC). The method is applied to the machine tool design, and the simulation results show that the new machine tool dynamic performances are improved with the increased natural frequencies and the decreased amplitudes.

Key words: machine tool; dynamic performance; modal prediction; sensitivity analysis; experimental modal analysis; structural dynamic modification

0 前言

数控机床整机动态特性的好坏,直接影响数控机床加工性能。从数控机床结构而言,数控机床整机的动态特性是各个关键大件的动态特性与大件之间结合面动力学参数综合作用的结果。传统数控机

床结构设计,一般在方案设计和图纸绘制完成以后,进行样机的试制,通过对样机进行静变形实验^[1]、模态试验^[2],能量平衡分析法^[3]或者灵敏度分析法^[4-6],找出设计方案的缺陷,对原始方案进行修改,重新绘制图纸,再次进行样机的试制和试验,如此反复,直到样机的动态特性满足设计要求为止。

灵敏度分析是研究与分析一个系统的状态或输出变化对系统参数或周围条件变化的敏感程度的方法,通过灵敏度分析可以决定哪些参数对系统或模

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51405300)。20180427 收到初稿,20181012 收到修改稿

型有较大的影响,在对机床的动态性能研究有广泛应用。郭垒等^[4]运用 ANSYS 软件对机床进行刚度灵敏度分析,保证刚度不降低的前提下,结构质量降低了 6.9%。DING 等^[5]采用矩阵代替有限差分方法完成了铣削过程中稳定边界的灵敏度分析,提高了敏度分析的精度和效率。ZHAO 等^[6]通过机床动态性能灵敏度分析和有限元分析方法提高机床加工精度。到目前为止,灵敏度分析都是与仿真、计算或者有限元分析联系在一起进行的,很少见到将灵敏度分析方法与试验数据相关联,提出提高和改善机床性能的方法。

结构动力学修改^[7]同样也存在着大量依赖仿真数据,与试验脱节的问题。结构动力学修改主要是用模态数据(分析数据或试验数据)去预测模态特性变化,包括,系统的动态特性如何随系统的质量、阻尼和刚度这些基本量发生变化而变化。LAW 等^[8]采用结构修正方法仿真预测 TCP 位置误差。邓聪颖等^[9]提出一种基于正交试验的机床结合部动刚度优化配置方法,使用 Ansys+Matlab 软件进行模态分析和预测,提高了整机动态性能。MAO 等^[10]从理论上提出了在机床受力状态未知的条件下,测试机床频响函数的方法,并采用实验方法完成了机床工作状态下的模态识别,对理论进行了验证。

众所周知,试验是工程上最为认可的验证方法,基于试验的产品设计、性能验证和数据提取是工程上的常用手段。试验数据的有效利用和深入剖析论证可以为机床性能设计和改善提出更切合实际的可行方案。基于试验的建模方法可以分为三类:最简单的方法是一类是以模态参数为基础建立模型^[11-12];第二类是根据动态测试数据直接识别振动结构的物理参数,建立起系统的动力学模型^[13-14];第三类是将有限元法和模态分析技术结合进行综合建模^[15-16]。这些对试验数据的使用方法仍旧限制在使用实验数据建立和校核模型上,虽然包括 LMS_Test.lab 软件在内的一些分析测试软件都提供了结构动力修改、预测模态特性变化等功能,但是软件中的参数设计需要使用理论公式进行计算和分析。因此,基于机床测试数据、进行试验模态分析及结构动力修改还没有被广泛应用。

本文利用试验数据进行结构动力修改、预测模态特性变化中的结构参数变化方法分析,推导基于试验数据的结构动力修改计算公式,提出基于试验模态及灵敏度分析的机床动态特性设计方法。其基本思想为:采用试验数据,结合传统的结构动态特性灵敏度分析方法,以整机动特性最优为设计目标,计算机床大件结构的最优质量分布和刚度分布,采

用软件通过修改结构的质量、刚度,完成结构修改,预测结构修改后的模态,对比分析优化前后的频响曲线,确认修改后的质量分布和刚度分布合理性,并对基于试验模态预测获得机床动态性能的改善效果,采用有限元仿真方法进行机床部件和整机动态性能的进一步验证。

1 基于试验模态数据的敏度分析方法

对结构振动而言,动态特征灵敏度定义为结构的特征对关于结构参数或其他设计变量的改变率。通过结构特征灵敏度分析,获知结构各部分质量、刚度变化对结构特征值改变的敏感程度,即可进行有目的的修改。图 1 为本文研究的具体流程。

图1 机床动态特性设计流程

如图 1 所示,在机床动态特性的研究中,为了进行机床动态特性设计,采用模态实验的方法进行数据采集,对采集数据进行变换分析,并运用灵敏度计算公式以及机床本身的结构构造等因素求得刚度的最佳优化点。继而,运用 LMS_Test.lab 软件中的模态修改预测模块确定质量和刚度的修改数值,对比优化前后机床的频响曲线,最后将优化后的结果进行 MAC 模态置信准则验证,确保优化方案的可靠性,可完成基于试验模态数据的机床刚度敏度分析。在此基础上,结合模态修改预测中获得的质量优化点,根据刚度分析获得的附加质量值和构件

实际确定优化范围,进行模态修改的质量分析及预测,完成结构质量分布的修改。将刚度和质量修改的结果与工程期望值比较,满足工程期望即可进行结构修改、新结构动特性验证,获得优化解。

结构的自振特性是无阻尼自由振动的特性值,且与外载荷无关,其结构特征方程为

$$(-\omega_r^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \Phi_r = 0 \quad (1)$$

式中 ω_r ——结构第 r 阶特征频率;

Φ_r ——结构第 r 阶振型;

$\mathbf{M}$, $\mathbf{K}$ ——质量和刚度矩阵。

将式(1)对结构设计参数 p_m 求导,得

$$-2\omega_r \frac{\partial \omega_r}{\partial p_m} - \omega_r^2 \Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial p_m} \Phi_r + \Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial p_m} \Phi_r = 0$$

故

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial p_m} = \frac{1}{2\omega_r} \left(\Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial p_m} \Phi_r - \omega_r^2 \Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial p_m} \Phi_r \right) \quad (2)$$

用刚度元素 k_{ij} 代替式(2)中的 p_m , 则可写成

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial k_{ij}} = \frac{1}{2\omega_r} \Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial k_{ij}} \Phi_r \quad (3)$$

由于矩阵 $\mathbf{K}$ 的对称性, 因此有

$$\frac{\partial k_{ij}}{\partial k_{ij}} = \frac{\partial k_{ji}}{\partial k_{ij}} = 1$$

当 $i \neq j$ 时

$$\Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial k_{ij}} \Phi_r = (\Phi_1 \ \Phi_2 \ \dots \ \Phi_N)_r \begin{pmatrix} 0 & \dots & I_{ij} \\ \vdots & & \vdots \\ I_{ji} & \dots & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \vdots \\ \Phi_N \end{pmatrix}_r = 2\Phi_{ir} \Phi_{jr}$$

当 $i = j$ 时

$$\Phi_r^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial k_{ij}} \Phi_r = (\Phi_1 \ \Phi_2 \ \dots \ \Phi_N)_r \begin{pmatrix} 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \vdots \\ \Phi_N \end{pmatrix}_r = \Phi_{ir}^2$$

综上所述两种情况,特征频率对刚度的灵敏度表达式为

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial k_{ij}} = \begin{cases} \frac{\Phi_{ir} \Phi_{jr}}{\omega_r} & (i \neq j) \\ \frac{\Phi_{ir}^2}{2\omega_r} & (i = j) \end{cases} \quad (4)$$

同理对质量的灵敏度表达公式为

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

采用式(4)、(5),根据机床的结构构造确定结构质量和刚度的最佳优化点。实际机床结构刚度和质量的修改通常是通过添加筋板的方法来实现,计算添加筋板后,每个方向的刚度

$$k = \frac{EA}{l} \quad (6)$$

式中 k ——单方向刚度值;

E ——弹性模量;

A ——截面面积

l ——长度。

利用式(6),修改质量点以及对应的刚度值,代入 LMS_Test.lab 软件中的模态修改预测模块,对比修改前后的频响函数曲线,得出最佳修改方案和结构修改后的模态预测数据。

2 机床大件结构敏度分析与设计

2.1 机床整机基础数据采集

以三轴立式机床为例,说明机床整机数据采集试验方法和过程。如图 2 所示,该机床大件主要包含床身、滑鞍、工作台、立柱和主轴箱五个部件,其材料为铸铁,弹性模量 $E = 1.35 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 材料密度 $\rho = 7.28 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 其他基本参数见表 1。

图 2 测试用三轴立式机床

1. 床身 2. 立柱 3. 主轴箱 4. 滑鞍 5. 工作台

表 1 机床主要结构参数

加工范围	工作台最大行程 X 轴/mm	500
	滑鞍最大行程 Y 轴/mm	400
	主轴最大行程 Z 轴/mm	300
主轴	额定输出扭矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	11.8
	主轴电动机功率/kW	3.7
	转速/(r/min)	20 000
机床重量/kg		2 200

模态测试时将机床安置在平整的地面上, 图 3 为机床进行振动测试后的前 4 阶振型, 其模态频率和分析见表 2。

图 3 机床前 4 阶振型

表 2 机床前 4 阶模态频率

	固有频率/Hz	振型分析
1	42.029	立柱、主轴箱的前后振动
2	102.008	整机的左右摆动
3	114.269	整机数值方向振动
4	133.482	整机 XZ 方向的扭动

机床结构动态特性的优化, 一般可以通过减少机床结构的质量和增大机床结构的刚度来提高固有频率并降低幅值。下面以主轴箱为例, 说明机床大件分析与设计方法。

2.2 主轴箱刚度灵敏度分析

主轴箱如图 4a 所示, 根据主轴箱的结构在 LMS_Test.lab 软件中建立测试模型(图 4b)。测试模型设置 12 个结构测试点, 主轴箱质量按质心矩分配到 12 个测试点上, 在 13 点处锤击, 采用加速度传感器采集振动信号。

图 4 主轴箱测试图

将试验得到的加速度关于频率的频响函数进行二次积分得到位移关于频率的频响函数, 并对此频响函数分析得出各测试点的振型, 考虑到主轴箱实际模型的对称性以及试验误差, 将对称点的振型求和取平均值并依次按顺序构成行列式 Φ_1

$$\Phi_1 = \begin{pmatrix} -0.13 \times 10^{-3} & -0.26 \times 10^{-3} & 0.22 \times 10^{-3} \\ -0.17 \times 10^{-3} & -0.38 \times 10^{-3} & 0.22 \times 10^{-3} \\ 0.13 \times 10^{-3} & 0.26 \times 10^{-3} & 0.22 \times 10^{-3} \\ 0.17 \times 10^{-3} & 0.38 \times 10^{-3} & 0.22 \times 10^{-3} \\ -0.13 \times 10^{-3} & 0.25 \times 10^{-3} & 0.27 \times 10^{-3} \\ -0.16 \times 10^{-3} & 0.34 \times 10^{-3} & 0.28 \times 10^{-3} \\ -0.13 \times 10^{-3} & 0.25 \times 10^{-3} & 0.27 \times 10^{-3} \\ -0.16 \times 10^{-3} & 0.34 \times 10^{-3} & 0.28 \times 10^{-3} \\ -0.16 \times 10^{-3} & -0.39 \times 10^{-3} & 0.09 \times 10^{-3} \\ -0.13 \times 10^{-3} & -0.25 \times 10^{-3} & 0.13 \times 10^{-3} \\ 0.16 \times 10^{-3} & 0.39 \times 10^{-3} & 0.09 \times 10^{-3} \\ 0.13 \times 10^{-3} & 0.25 \times 10^{-3} & 0.13 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \quad (7)$$

结合式(4)、(5)和式(7)计算出各测试点第一阶固有频率对刚度的灵敏度值。由于主轴箱前端需要安装主轴, 主轴箱前端结构可优化裕度较低, 重点分析主轴箱后半部分上测试点(1, 2, 3, 4 和 9, 10, 11, 12)之间的灵敏度, 并取绝对值进行对比, 结果见图 5。由图 5 可知, 对主轴箱部件刚度影响最大的点有测试点 4-9、4-11、2-9 和 2-11 之间的刚度。

由于测试点 2-9 和 4-11 上添加筋板会影响主轴箱和立柱的装配, 在工程上不可行。因此选取刚度 4-9 和 2-11 两组点作为结构刚度灵敏度修改点。

图 5 测试点之间的刚度灵敏度值

为分析各方向刚度对一阶固有频率影响幅度, 将两组点 4-9 和 2-11 的结构刚度值由现在的

$$k = 1.0 \times 10^6 \text{ N/m}$$

将目标刚度值设置到足够大, 暂取

$$k = 2.0 \times 10^8 \text{ N/m}$$

可获得, 整机的固有频率 3 方向的刚度变化曲线如图 6 所示。

图6 测试点4-9和2-11之间刚度提升后整机固有频率

由图6可以看出, X 方向刚度的增大将会提高第一阶振幅; Y 方向刚度的增大将会导致第一阶固有频率降低; Z 方向的刚度增大可以有效增大第一阶固有频率, 降低其幅值。因此主轴箱上测试点4-9和2-11之间 Z 方向的刚度应该做结构刚度修改, 以提高主轴箱部件刚度。

2.3 主轴箱质量灵敏度分析

固有频率对质量的灵敏度值可通过在无阻尼情况下的式(4)得到。同时, 由于 LMS_Test.lab 软件中模态修改预测模块对质量修改的机理与式(4)相同, 可以利用软件, 考虑固有频率对质量的灵敏度值单位为 Hz/kg , 将各测试点进行增减质量得到修改前后的频响函数曲线对比图, 分析对比图中的固有频率变化以及增减质量得到灵敏度单位量值, 计算方法为式(8), 该方法下的第一阶模态频率对各测试点质量的灵敏度计算结果列入表3。

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial m_j} = \frac{\Delta \omega}{\Delta m} \quad (8)$$

式中 $\Delta \omega$ ——固有频率变化值;

Δm ——质量变化值。

表3 主轴箱各测试点质量灵敏度

测试点	1	2	3	4	5	6
灵敏度 $\left/ \left(\frac{\text{Hz}}{\text{kg}} \right) \right.$	0.030	0.045	0.029	0.049	0.037	0.053
测试点	7	8	9	10	11	12
灵敏度 $\left/ \left(\frac{\text{Hz}}{\text{kg}} \right) \right.$	0.035	-0.05	0.038	0.021	0.043	0.021

从表3可以看出在第一阶模态频率下, 测试点6和8的质量改变对主轴箱的影响最大, 因此选取6和8两个点作为结构质量修改点。

取单位质量 1 kg , 代入式(8), 计算可得, 主轴箱测试点6和8上每减少 1 kg 质量, 机床整机固有频率将提升 0.1 Hz 。

2.4 主轴箱优化方案

通过上述对主轴箱刚度和质量的灵敏度分析, 在测试点4-9和2-11之间添加斜向矩形筋板来提高其抗弯刚度和抗扭刚度, 在点6和8上减少合适的质量来改善主轴箱整体的动态性能。图7为修改后的主轴箱模型图, 绿色连线表示测试点之间刚度优化, 圆球代表质量优化点。

图7 主轴箱优化后模型图

模态频率是刚度 k 和质量 m 的函数, 而增加筋板带来的 k 、 m 变化是筋板截面尺寸的函数, 筋板截面通常为矩形, 其截面面积为

$$A_1 = h_1 \cdot h_2 \quad (9)$$

式中 h_1 ——宽度;

h_2 ——厚度。

因此模态频率变化是 h_1 、 h_2 的函数。工程实际中, h_1 、 h_2 取值均不会大于 25 mm 。考虑第一阶固有频率刚度灵敏度分析的结果, ZZ 方向的刚度提升将使得整机固有频率有最大提升。设计中, 应该尽量增加 ZZ 方向的刚度, 故取 h_2 的长度至少为 h_1 的两倍。

以提高机床整机第一阶模态频率 ω 为设计目标, 主轴箱上所添加斜向筋板的横截面积尺寸 h_1 、 h_2 为约束条件, 建立优化方程

$$\begin{aligned} \max \quad & \omega(h_1, h_2) \\ \text{s.t.} \quad & 0 \leq h_1, h_2 \leq 25 \end{aligned}$$

$$2h_1 \leq h_2 \quad (10)$$

解得

$$h_1 = 10 \text{ mm} \quad h_2 = 20 \text{ mm}$$

可计算添加一根筋板后附加的质量

$$m_1 = 0.6 \text{ kg}$$

代入式(6)计算出筋板刚度值

$$k_1 = 6.6 \times 10^7 \text{ N/m}$$

将计算后的筋板刚度 k_1 以及附加质量 m_1 写入模态修改预测模块中, 得出刚度值改变前后的整机频响函数对比, 见图 8。

图 8 主轴箱刚度优化前后整机 FRF 曲线对比

为了消除筋板附加质量对模态频率的影响以及降低由刚度增大带来的高峰幅值, 对主轴箱质量的进行减重优化。

一般而言, 质量减少得越多, 模态频率提升得越大。但是利用模态修改预测模块对测试点 6 和 8 上的质量修改, 获取模态数据, 可知: 当主轴箱质量减少总值超过 5 kg 时, 高阶模态频率的峰值将成倍提高, 影响整机工作时稳定性。因此对于需要减少的质量 m_{opt} 范围应为

$$0.6 \times 2 \text{ kg} \leq m_{opt} \leq 5 \text{ kg} \quad (11)$$

建立质量修改优化特性加权公式

$$m_{opt} = 0.5m(\omega_1) + 0.3m(\omega_2) + 0.05m(\omega_3) + 0.05m(\omega_4) + 0.05m(\omega_5) + 0.05m(\omega_6) \quad (12)$$

按式(12), 确定测试点 6 和 8 上各减少 1.1 kg 主轴箱整体的动态性能最佳, 即

$$m_{opt} = 2.2 \text{ kg}$$

按刚度和质量优化要求修改主轴箱后, 获得图 9, 主轴箱刚度和质量修改前后对整机模态影响 FRF 曲线, 从该对比曲线中提取前六阶模态频率与原机床进行频率对比分析, 结果如图 10 所示。

由图 8、9 数据可知, 质量和刚度优化后的主轴箱大大提高了整机第一阶固有频率, 幅值峰值也得到大幅度下降, 同时机床前几阶模态频率都得到一

定的提升, 整体上改善了机床的动态性能。

图 9 主轴箱刚度和质量优化前后整机 FRF 曲线对比

图 10 主轴箱优化前后整机前 6 阶模态频率

将前 6 阶固有频率进行模态置信准则验证, 如图 11 所示, 从图中可以看出优化后的主轴箱模态频率之间接近正交, 结构动力学修改的正确性由最终修改后的模态能够由修改前的模态的线性组合得到而保证。

图 11 主轴箱优化后模态 MAC 矩阵图

3 整机灵敏度分析与模态预测

将上述方法用于机床大件结构中, 可以得到各部件的优化方案, 由于部件间组合后对整体性能有耦合效果, 对于整机的优化不能直接使用各部件的优化方案的简单叠加来获得, 所以, 优化

采用如图 12 所示优化顺序,即,终端部件(主轴、工作台)独立优化,中间连接部件(立柱、滑鞍)在终端部件优化的基础上优化,床身在上述四个部件优化数据获得后代入原测试模型进行刚度和质量的分布调整,床身最后的改良结果亦为整机的优化方案。

图 12 部件优化顺序

工作台、滑鞍、立柱和床身的灵敏度分析后刚度增加位置和质量优化点如图 13~16 左图所示,优化设计几何模型见图 13~16 右图,表 4 为优化后的各项参数。

图 13 工作台灵敏度分析结果及优化设计几何模型

图 14 滑鞍灵敏度分析结果及优化设计几何模型

图 15 立柱灵敏度分析结果及优化设计几何模型

图 16 床身灵敏度分析结果及优化设计几何模型

表 4 整机各部件优化参数

优化部件	刚度加强筋 面积/m ²	刚度加强筋 增加质量/kg	质量优化点 去除质量/kg
主轴箱	2×10^{-4}	+1.2	-2.2
立柱	4×10^{-4}	+1.7	-2
滑鞍	4.4×10^{-6}	+0.02	-1
工作台	2.4×10^{-7}	+0.001	-0.5
床身	3×10^{-4}	+0.8	-8.4

在对整机各个部件同时进行优化后,拟合出优化前后 800 Hz 的频响函数曲线图 FRF 并同样取前 6 阶模态进行 MAC 验证,分别见图 17、18。

图 17 整机优化前后的频响函数对比

图 18 整机优化后模态 MAC 矩阵图

利用 LMS_Test.lab 软件将结构优化修改后的预测模态与优化前原机试验模态进行模态频率对比分析,图 19 为整机结构动力优化前后数值对比图。从图 19 可以看出,整机结构动力优化后,机床整机各阶固有频率均有所提升,其中,第一阶频率由原来的 42.029 Hz,提高到 48.736 Hz,提升幅度达 15.96%,优化效果明显。

图 19 整机结构动力优化前后前 6 阶模态频率

4 优化结果分析

将上述优化结果中固有频率部分与原型机对比，写入表 5。同时，进一步分析各部件对整机的动态性能影响发现，主轴箱对整机动态性能的提升有重要作用，将单独优化主轴箱的优化方案也列入表 5 进行优化结果对比分析。

表 5 不同方案的优化结果对比

模态阶数	整机优化前/Hz	单独优化主轴箱后		同时优化五部件后	
		整机频率/Hz	变化(%)	整机频率/Hz	变化(%)
1	42.029	48.271	14.85	48.736	15.96
2	102.01	102.95	0.93	105.76	3.67
3	114.27	115.94	1.46	116.85	2.26
4	133.48	134.94	1.09	136.22	2.05
5	171.81	175.11	1.92	178.02	3.61
6	210.27	210.43	0.01	210.99	0.34

从表 5 可以看出，单独优化主轴箱带来的机床动特性提升比例高于其余四个部件全部优化后对性能提升，占动特性提升值的一半以上。在整机优化有困难的时候，可以单独优化主轴箱提升整机动态性能。同时，整机的优化相比单件的优化更能提高结构稳态性。

为了进一步验证试验数据的分析结果，对整机建立有限元仿真分析模型，并与优化前整机有限元仿真分析模型进行对比分析，分析结果如表 6 所示。仿真分析结果表明，经过结构动力修改后的整机前六阶固有频率均有所提升，与试验模态分析预测结果在趋势上一致。

5 结论

本文在对刚度灵敏度和质量灵敏度进行数学及工程意义分析的基础上，提出基于机床测试数据，进行实验模态分析、刚度灵敏度、质量灵敏度计算的机床动态特性设计方法并应用于具体机床动态性能优化研究。获得如下结论。

表 6 模态预测与仿真优化对比

模态阶数	1	2	3
原型仿真
原型频率/Hz	42.85	99.72	114.19
优化模型
仿真预测值/Hz	47.96	101.54	115.23
仿真预测频率提高(%)	+11.9	+1.8	+0.9
模态预测频率提高(%)	+15.96	+3.67	+2.26

模态阶数	4	5	6
原型
原型频率/ Hz	132.03	167.48	214.91
优化模型
仿真预测值/Hz	133.43	170.13	223.59
仿真预测频率提高(%)	+1.1	+1.6	+4.0
模态预测频率提高(%)	+2.05	+3.61	+0.34

(1) 基于试验数据的刚度、质量灵敏度分析，能有效确定机床结构的薄弱部位，明确结构动力学优化方向。

(2) 在整机优化有困难的时候，可以单独优化最薄弱结构，获得整机动态性能优化。针对于实例中的立式铣床，主轴箱为机床的动态特性薄弱环节，单独优化主轴箱带来的机床动特性提升占动特性可提升值的 50% 以上。

(3) 机床整机结构同时进行结构动力学修改，可以全面提升机床整机固有频率。实例中的立式铣床整机完成结构动力学优化后，一阶固有频率的提升为 11.9%。

基于试验数据和软件进行动态特性修改和模态预测方法简单易行。相比较其他动特性分析和计算

方法,本文提出的方法对机床的优化时间少,计算分析过程高效,提高机床整体的结构动态性能显著。

参 考 文 献

- [1] 刘悦,汪劲松. 基于轴承及导轨接触刚度的混联机床静刚度研究及优化[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 151-155.
LIU Yue, WANG Jinsong. Static stiffness research and optimization on a hybrid machine tool considering the stiffnesses of bearings and guideways[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 151-155.
- [2] 李天箭,丁晓红,程凯. 基于空间统计学的机床动力学特性[J]. 机械工程学报, 2015, 51(21): 87-94.
LI Tianjian, DING Xiaohong, CHENG Kai. Machine tool dynamics based on spatial statistics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21): 87-94.
- [3] 王信锐. 数控机床能量模型及其应用研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
WANG Xinrui. Energy model of CNC machine tool and its application research[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- [4] 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. Lightweight design of machine tools based on sensitivity analysis[J]. Journal of Tsinghua University, 2011, 51(6): 846-850.
- [5] DING Ye, ZHU Limin, ZHANG Xiaojian, et al. Response sensitivity analysis of the dynamic milling process based on the numerical integration method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(5): 940-946.
- [6] ZHAO Liping, CHEN Hongren, YAO Yiyong, et al. A new approach to improving the machining precision based on dynamic sensitivity analysis[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2016, 102: 9-21.
- [7] 廖伯瑜. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
LIAO Boyu. Modern mechanical dynamics and application[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [8] LAW M, ALTINTAS Y, PHANI S. Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 68: 81-90.
- [9] 邓聪颖,殷国富,方辉,等. 基于正交试验的机床结合部动刚度优化配置[J]. 机械工程学报, 2015, 51(19): 146-153.
- [10] MAO Xinyong, LUO Bo, LI Bin, et al. An approach for measuring the FRF of machine tool structure without knowing any input force[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2014, 86: 62-67.
- [11] 刘鲁宁. 高速面铣刀模态参数及其对切削性能影响研究[D]. 济南: 山东大学, 2013.
LIU Luning. Research on modal parameters and its influence on cutting performance of high speed milling cutter[D]. Jinan: Shandong University, 2013.
- [12] ZAGHBANI I, SONGMENE V. Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009, 49(12-13): 947-957.
- [13] 张兴朝. 基于有限元分析的模块化数控机床结构动态设计研究[D]. 天津: 天津大学, 2001.
ZHANG Xingchao. Dynamic design of modular CNC machine tools based on finite element analysis[D]. Tianjin: Tianjin University, 2001.
- [14] LI Bin, LUO Bo, MAO Xinyong, et al. A new approach to identifying the dynamic behavior of CNC machine tools with respect to different worktable feed speeds[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 72: 73-84.
- [15] 范利洪. 数控机床时变结构的动力学特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
FAN Lihong. Study on the dynamics of CNC machine tools time-variant structure[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.
- [16] LI Tianjian, DING Xiaohong, CHENG Kai, et al. Dynamic optimization method with applications for machine tools based on approximation model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 232(11): 2009-2022.

作者简介: 李天箭(通信作者), 女, 1975 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为机床优化设计。
E-mail: litianjian99@163.com