DOI: 10.3901/JME.2014.15.089

轴间耦合下多轴联动机床的位置维动态特性分析*

王 磊 刘海涛 杨 啸 张 俊 赵万华

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室 西安 710049)

摘要: 多轴联动机床刀尖点在空间运动过程中由于机床结构构形改变和轴间耦合作用, 会造成动结合部刚度的非线性变化, 进而改变系统惯性矩阵、刚度矩阵元素的量值, 从而导致系统动态特性的改变。以一台典型的三轴联动龙门机床为研究对象, 采用集中参数法建立轴间耦合下三轴联动机床系统的动力学模型, 并推导系统的动力学方程, 其系数矩阵是系统运动状态的函数。利用所建模型, 对系统频率和频率响应函数相对于位置参数的变化进行分析。仿真和试验结果表明: 轴间耦合作用对多轴联动机床的动态特性影响较大, 系统的固有频率及对应幅值与刀尖点在 x 轴、 y 轴、 z 轴运动位置的变化有很大关系, 极端位置的固有频率相差 10% 左右, 响应的幅值变化量可达 2 倍左右。

关键词: 轴间耦合; 多轴联动机床; 变动态特性; 位置维

中图分类号: TG502

Position-dependent Dynamic Analysis of Multi-axis Machine Tool Considering Axial Coupling

WANG Lei LIU Haitao YANG Xiao ZHANG Jun ZHAO Wanhua

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: Because of the changing of the machine tool configuration and the axis coupling forces in multi-axis machine tools motion, the stiffness of the kinematic joints will change nonlinearly, therefore the amount of the inertia matrix, stiffness matrix of the system will vary, resulting in the variation of the dynamic characteristics of the system. A typical three axis gantry-type machine tool is taken as an object of investigation, using the lumped-parameter method to set up the dynamic model of machine tool and derive the dynamic equation. The system matrices with respect to position are established. Based on the dynamic model, the variations of the frequencies and frequency response functions with respect to position parameters are calculated. Modal testing is carried out to validate the accuracy of the model. The simulation and experimental results show that: the dynamic characteristics of the machine tool are greatly affected by axial coupling, the natural frequencies and the reacceptance of the tool cutting point (TCP) are greatly changed when the TCP is moving along x -axis, y -axis or z -axis. Comparing two extreme positions, the maximum changing of natural frequencies is up to 10% and response magnitude up to 2 times.

Key words: axis coupling effects; multi-axis machine tool; variation of the dynamic characteristics; position-dependent

0 前言

多轴联动机床在整个加工空间运动过程中, 由于机床结构构形的改变和惯性力的作用, 动结合部的刚度将发生非线性变化, 改变了系统惯性矩阵、刚度矩阵的相关系数的量值, 造成进给系统的动态特性呈现复杂变化的特点^[1-3], 影响了系统的运动控制精度和加工精度。

实际机床结构比较复杂, 如何建立多轴联动机床合适规模自由度的动力学模型, 并要求动力学模型能充分反映机床运行过程中的动态特性, 成为数控机床动态特性设计的关键。SIMNOFSKE^[4]等利用机床有限元模型进行振动分析, 并进行机床振动的主动控制与补偿研究。刘海涛等^[5]利用有限元模型研究了数控机床机械结构频响函数在不同空间布局下的变化, ZATARAIN 等^[6]分析了机床在工作空间几个位置的动态特性, NEUGEBAUER^[7]等在机床有限元建模中环境中集成了控制单元, 分析机床的动态特性, 还有 MI 等^[8], HUNG 等^[9], FENG 等^[10]应用有限单元法分析了动结合部预紧力对机床动态

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2009CB724407)、国家科技重大专项(2011ZX04016-031)和国家自然科学基金(51235009)资助项目。
20130803 收到初稿, 20140424 收到修改稿

特性的影响作用。LAW 等^[11]等利用模态综合法进行机床结构有限元模型的自由度缩减,以主轴箱相对 z 轴的 3 个位置为代表,分析刀尖点动态特性变化与位置的关系。ALTINTAS 等^[12]对有限元在机床动力学问题中应用作了描述和总结。然而,建立机床结构的有限元模型^[4-11]分析的是机床处于“瞬时结构假定^[13]”中的单一稳定状态的振动特性。这种以单一特定状态建立的动力学模型将无法预测机床在整个加工空间运动过程中性能的改变。

利用弹簧阻尼单元来模拟结合部已成为普遍方法^[5-11],传统的做法是将刚度系数-载荷位移比简化为线性,能在一定程度上解决低速匀速运动状态的机床振动问题。然而,在多轴联动运动过程中,高速高加速的惯性力以及轴间结构耦合作用^[14],造成动结合部(滚珠丝杠螺母副、滚动导轨滑块副等)的受力状态、接触状态改变,引起刚度非线性^[8-10, 15-16]变化,进而造成系统动态特性的改变,这些问题的研究都成为建立能准确反映高性能多轴联动机床结构动力学模型的关键。ISO/TR 230-8^[17]中 Inertial Cross-Talk 实际就是一种结构耦合现象。虽然 THOMA 等^[14], UCHIYAMA^[18], ZIRN 等^[19]

也认识到了轴间耦合作用力对动态特性的影响,但由于机械系统模型的复杂性,并没有进行机械系统的详细的动力学建模。因此,关于多轴联动详细的动力学建模还有必要进行深入研究。

本文考虑轴间耦合作用,以一台三轴联动龙门式机床为研究对象,建立多轴联动机床的动力学模型,研究动力学模型的惯性矩阵、刚度矩阵中元素 m_{ij} , k_{ij} 的变化情况,分析机床刀尖点(Tool cutting point, TCP)在不同空间位置下,机床系统动态特性的变化情况。

1 三轴联动机床系统的动力学模型

1.1 双驱动横梁结构的等效建模

典型的三轴机床结构及系统等效模型如图 1 所示。在实际机床中,由于双驱动横梁进给系统的结合部柔性对 y 向进给系统的振动特性起主要作用,而横梁本体的固有频率一般是考虑动结合部的系统固有频率的 10 倍左右^[20],因此,本文分析仅仅考虑了 y 向进给系统的结合部柔性。

图 1 三轴联动机床结构及系统等效模型

利用集中参数法建立双驱动横梁结构的等效模型如图 2 所示, 横梁结构等效为一个具有 6 自由度的集中质量单元, m_1 和 m_2 分别表示横梁、溜板的质量。

图 2 双驱动横梁结构等效模型

y 向双驱进给系统在理想情况下, 一个伺服电动机驱动的直线位移 y_{11} 等于另一个电动机驱动的直线位移 y_{12} , 然而, 由于两端驱动电动机的输出性能和被驱动机械结构动态性能的差异, 以及溜板 2 在 x 向移动位移 x_2 时对横梁的耦合作用, 横梁质心在移动位移 y_1 的同时, 其本体会产生绕 z 轴的角度 ϕ_{1z} 。

1.2 轴间耦合下动结合部刚度非线性建模

1.2.1 导轨滑块副的刚度非线性

导轨滑块副的刚度除了与本身结构尺寸, 材料力学属性, 初始预紧力有关外, 还与导轨滑块副的实际外加负荷有关。图 3 所示是为单一导轨滑块副滚珠在初始预紧 Q_p 和外力 F 下的受力状态, 图中, Q_n 为法向载荷, α 为接触角。

图 3 导轨滑块副受力状态示意图

根据赫兹接触理论^[21]

$$\delta_n = K_n Q_n^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

式中 δ_n ——法向变形;

K_n ——赫兹接触系数, 与滚珠和沟槽的几何尺寸以及材料有关;

Q_n ——法向载荷。

法向载荷 Q_n 由两部分组成: 为了提高结合部刚度施加的预加载荷 Q_p ; 为了抵消外载荷 F 而在系统内部产生的法向反力 F_n

$$Q_n = F_n + Q_p \quad (2)$$

由式(1)和式(2)可得单一滚珠竖直方向上的刚度

$$k_z = \frac{dF}{d\delta_z} = \frac{3}{2} K_n^{-1} \left(\frac{F}{\sin \alpha} + Q_p \right)^{1/3} \sin^2 \alpha \quad (3)$$

同样, 单一滚珠的横向刚度表示为

$$k_x = \frac{dF}{d\delta_x} = \frac{3}{2} K_n^{-1} \frac{F}{\sin \alpha} + Q_p^{1/3} \sin \alpha \cos \alpha \quad (4)$$

如式(3)和(4)所示的单一滚珠刚度表达式中, 各参数均可根据导轨滑块副的具体型号及预加载情况确定, 单一滚珠的刚度与预紧力有关, 与实际负荷成非线性关系。而整个导轨滑块副的刚度分析见文献[21], 这里限于篇幅不再详述。

实际机床运动过程中, 溜板 2 和主轴箱 3 等在 x 轴运动到不同位置时, 同时, 包含有随着高加、减速的频繁交替变化时惯性力的变化, 以及多轴联动的时变结构构型, 造成导轨滑块副的外载荷 F 发生较大变化, 即实际预紧状态呈现复杂变化的特点, 影响了导轨滑块副刚度呈现非线性变化, 如图 4 所示。

图 4 导轨滑块副刚度的非线性变化

1.2.2 丝杠螺母副的刚度非线性

丝杠螺母副使用双螺母结构来预紧, 如图 5 所示丝杠螺母副受力状态, 由左端螺母和丝杠产生一对作用于接触点的接触力 Q_1 , 同样, 在右端螺母也有这么一对力 Q_2 , 大小相对, 方向相反。如果已知预紧力和外加负载, 式(1)同样适用于丝杠支承轴承副通用的刚度系数计算。

图 5 丝杠螺母副受力状态示意图

当有轴向外载荷 F 作用时, 其中一侧的滚珠增加载荷 p_1 , 另外一侧相应地减少 p_2 , p_p 是预紧力。

作用在丝杠上总的轴向力,表示如下

$$F = Z_{ef}(p_1 + p_2) \quad (5)$$

式中 Z_{ef} ——滚珠的有效工作数目。

由于外部轴向力引起的轴向位移如下^[16]

$$\delta = \frac{2K_n}{\sin \beta \cdot \cos \lambda} (p_1^{2/3} - p_p^{2/3}) \quad (6)$$

式中 β ——接触压力角;

γ ——螺旋升角。

刚度表达式为

$$k_{nut} = \frac{dF}{d\delta} \quad (7)$$

式中 δ ——轴向变形。

方程式(5)~(7)可联立求解滚珠丝杠螺母副的刚度。丝杠螺母副组件的刚度与预紧力、外加载荷有关外,还受其他联动轴运动的影响,呈非线性变化,如图 6 所示。另外,丝杠本身的刚度是其进给轴位置 x 的函数^[16]。

图 6 丝杠螺母副刚度的非线性变化

1.3 动结合部实际负荷的求解

实际切削过程是一个机床的多轴联动过程,动结合部实际所受外力方向、作用点会有多种变化,会造成更加繁琐的计算机操作和数据整理。根据实际加工过程中的力的变化,借助于空间力系求解轴间耦合作用下每个动结合部的实际负载是一个较为快捷的方法。

考虑到问题的一般性,设定每个滑块的位置坐标为 (x_i, y_0, z_i) , $i=1, 2, 3, 4$ 。组合滑块在笛卡尔坐标系中关于 x - y 平面对称。空间上任一点相对坐标为 (x_F, y_F, z_F) 的力为 F , 如图 7 所示,则各分力为

$$\begin{cases} F_x = F \sin \gamma \cos \varphi \\ F_y = F \sin \gamma \sin \varphi \\ F_z = F \cos \gamma \end{cases} \quad (8)$$

式中, F_x 可以是 x 向切削力分力、伺服力,单一进给轴加、减速引起的惯性力,其他进给轴耦合作用

力。 F_y 和 F_z 可以分别是切削力 y 向和 z 向分力,以及其他轴耦合力。这些作用力之和,在空间范围从所分析动结合部的安装基面到切削点,以任意方向作用于动结合部。

图 7 空间力系分解示意图

1.4 三轴联动机床系统的动力学方程

对于图 1 所示 x - y - z 龙门式结构,横梁 1 为 6 自由度的集中质量单元,包含 6 向刚度,3 个平移质量和 3 个转动惯量;溜板 2 和主轴箱 3 等效为刚体,主轴 4 简化为附加于主轴箱的集中质量单元。设定在笛卡尔坐标 x , y 和 z 方向,质量 m_1 (横梁),质量 m_2 (溜板)和质量 m_3 (主轴箱)的质心名义运动坐标为 $(0, y_{1g})$, (x_{2g}, y_{1g}) 和 (x_{2g}, y_{1g}, z_{3g}) 。 x - y - z 三轴结构的实际质心运动位移为名义的刚体运动与振动位移的合成位移。将 x - y - z 三轴联动龙门机床结构等效为 18 个自由度的动力学系统,设系统广义坐标为 $q_i = \{u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3, \phi_{1x}, \phi_{1y}, \phi_{1z}, \phi_{2x}, \phi_{2y}, \phi_{2z}, \phi_{3x}, \phi_{3y}, \phi_{3z}\}$ 。

系统动能 E_k 和势能 E_p 的表达式为

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2 + \dot{z}_i^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (J_{ix} \dot{\phi}_{ix}^2 + J_{iy} \dot{\phi}_{iy}^2 + J_{iz} \dot{\phi}_{iz}^2) \quad (9)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 k_i (u_i^2 + v_i^2 + w_i^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (k_{i\phi x} \phi_{ix}^2 + k_{i\phi y} \phi_{iy}^2 + k_{i\phi z} \phi_{iz}^2) \quad (10)$$

式中, $k_i = k_{1x}, k_{1y}, k_{1z}, k_{2x}, k_{2y}, k_{2z}, k_{3x}, k_{3y}, k_{3z}$ 为各结合部直线方向的刚度; $u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3$ 分别为各结合部直线方向的弹性变形量; $k_{1\phi x}, k_{1\phi y}, k_{1\phi z}, k_{2\phi x}, k_{2\phi y}, k_{2\phi z}, k_{3\phi x}, k_{3\phi y}, k_{3\phi z}$ 分别为各结合部的角刚度; $\phi_{1x}, \phi_{1y}, \phi_{1z}, \phi_{2x}, \phi_{2y}, \phi_{2z}, \phi_{3x}, \phi_{3y}, \phi_{3z}$ 分别为各结合部的角变形量; $J_{1x}, J_{1y}, J_{1z}, J_{2x}, J_{2y}, J_{2z}, J_{3x}, J_{3y}, J_{3z}$ 分别为横梁 1、溜板 2 和主轴箱 3 的转动惯量。

相比高速机床运动过程中高的名义速度与加速度,由弹性振动引起的速度、加速度变化的数值

一般较小, 即参数 $u, v, w, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \phi, \dot{\phi}$ 的值较小, 因此, 在系统动能 E_k 表达式中, 这些小参数的二次项对系统能量的作用可以忽略。

拉格朗日方程如下所示

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (11)$$

式中 $L = E_k - E_p$;

E_k ——系统的动能;

E_p ——系统的势能;

q_i ——广义坐标列元素;

n ——系统的广义坐标数。

$$\begin{aligned} & \left[J_{1z} + J_{2z} + J_{3z} + (m_2 + m_3 + m_4)(c_1^2 + x_{2g}^2) \right] \ddot{\phi}_{1z} + \left[J_{2z} + J_{3z} + (m_3 + m_4)c_1 c_2 \right] \ddot{\phi}_{2z} + J_{3z} \ddot{\phi}_{3z} + \\ & (m_2 + m_3 + m_4)c_1(\ddot{u}_1 + \ddot{u}_2) + (m_3 + m_4)c_1 \ddot{u}_3 + \left(\frac{m_2 + m_3 + m_4}{x_{2g}} \right) (\ddot{v}_1 + \ddot{v}_2) + \left(\frac{m_3 + m_4}{x_{2g}} \right) \ddot{v}_3 + \\ & \left[m_3(h_3 - z_{3g}) + m_4(h_3 + h_4 - z_{3g}) \right] x_{2g} \ddot{\phi}_{2x} + \left[m_3(h_3 - z_{3g}) + m_4(h_3 + h_4 - z_{3g}) \right] c_1 \ddot{\phi}_{2y} + \\ & \frac{2(m_2 + m_3 + m_4)x_{2g} \dot{x}_{2g} \dot{\phi}_{1z} + [(m_2 + m_3 + m_4)x_{2g} \ddot{x}_{2g} + k_{1\phi z}] \phi_{1z} - 2(m_3 + m_4)\dot{z}_{3g} c_1 \dot{\phi}_{2y} -}{2(m_3 + m_4)\ddot{z}_{3g} c_1 \phi_{2y} - 2(m_3 x_{2g} \dot{z}_{3g} + m_4 x_{2g} \dot{z}_{3g}) \dot{\phi}_{2x} -} \\ & \frac{(m_3 x_{2g} \ddot{z}_{3g} + m_4 x_{2g} \ddot{z}_{3g} + m_3 \dot{x}_{2g} \dot{z}_{3g} + m_4 \dot{x}_{2g} \dot{z}_{3g} - m_3 x_{2g} \dot{z}_{3g} - m_4 x_{2g} \dot{z}_{3g}) \phi_{2x} +}{m_4 h_4 c_1 \ddot{\phi}_{3y} + m_4 h_4 x_{2g} \ddot{\phi}_{3x} + m_4 h_4 \dot{x}_{2g} \dot{\phi}_{3x} + [(m_2 + m_3 + m_4)\ddot{x}_{2g} c_1 + (m_2 + m_3 + m_4)\ddot{y}_{1g} x_{2g}] = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

将方程式(12)、(13)写成通用的动力学方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_B\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (14)$$

方程式(14)就是一个时变的非线性动力学方程组, 具有以下形式

$$\begin{cases} \mathbf{M} = \mathbf{M}_s + \mathbf{M}_d \\ \mathbf{K} = \mathbf{k}_s + \mathbf{k}_d \\ \mathbf{C} = \mathbf{C}_s + \mathbf{C}_d \\ \mathbf{F} = \mathbf{F}_s + \mathbf{F}_d \end{cases} \quad (15)$$

式中 $\mathbf{M}_s$ ——结构的惯性阵;

$\mathbf{K}_s$ ——结构的刚度阵;

$\mathbf{C}_s$ ——结构的阻尼阵;

$\mathbf{F}_s$ ——外力矢量;

$\mathbf{M}_d$ ——附加惯性阵, 方程式(13)实线标识;

$\mathbf{K}_d$ ——附加刚度阵, 方程式(13)点线标识;

$\mathbf{C}_d$ ——附加阻尼阵, 方程式(13)虚线标识;

$\mathbf{F}_d$ ——动力矢量, 方程式(13)点画线标识。

2 位置维的动态特性分析

2.1 动力学模型的验证

求解时变的非线性动力学方程非常复杂, 而为

将方程式(9)、(10)代入拉格朗日方程式(11)中, 得到系统动力学方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{H}\mathbf{q} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \boldsymbol{\tau} \quad (12)$$

式中 $\mathbf{M}$ ——惯性系数矩阵;

$\mathbf{H}$ ——力系数矩阵 (包含离心力, 阻尼力与哥氏力分量);

$\mathbf{K}$ ——刚度矩阵;

$\boldsymbol{\tau}$ ——力矢量。

由于这些系数矩阵的元素全是数学表达式表示, 造成矩阵的规模庞大, 限于篇幅, 仅在此以系数矩阵 $\mathbf{M}(\mathbf{s})$ 、 $\mathbf{H}(\mathbf{s}, \mathbf{v})$ 和 $\mathbf{K}(\mathbf{a}, \mathbf{v}, \mathbf{s})$ 中第 12 行元素为例进行说明。

了对上述建模方法进行研究和探讨, 本文选取机床处于“瞬时结构假设^[13]”下的几个典型空间位置, 分析刀尖点的振动特性。显然, 方程式(14)退化为常规的线性动力学方程组, 在不同的空间位置, 具有不同的系数矩阵。该 DX1200 型龙门式数控铣床三轴联动龙门机床的具体参数见表 1 所示。

刀尖点 TCP 可达工作空间及试验测试图如图 8 所示。x-y-z 三轴缓慢运动, 当刀尖点分别处在 3 个典型的“瞬时”空间位置时, 见图 8a 中黑色圆点所示, 求解方程式(14)的特征值并转化为固有频率数值。试验测试过程如图 8d 所示, 采用锤击法对机床主轴部位的合金棒(模拟刀尖点)处于 3 个典型空间位置的固有频率进行了模态测试。

表 2 所示为仿真结果与试验测试结果的对比, 计算仿真结果的误差在 5% 以内。可以看出, 虽然由于模型的简化、结合面参数不精确等因素, 计算值与测试值有一定的误差, 但是总体趋势符合得较好, 机床系统的动力学模型在求解中底频率时具有较高的分析精度。同时, 也可以定性地看到, 系统的固有频率与刀尖点的运动位置有关。

2.2 位置维的动态响应分析

本文引用 Rayleigh 阻尼的概念, 以等效黏性阻尼来描述系统的结构阻尼, 即结构阻尼矩阵由结构的质量矩阵和刚度矩阵线性组合而成

表1 DX1200 型龙门式数控铣床具体参数

参数	数值
y 轴质量 m_1 /kg	1 454
y 轴惯量 J_{1x}, J_{1y}, J_{1z} /(kg · m ²)	969, 923, 92
结构尺寸 l /mm	2 320
结构尺寸 d_1 /mm	395
x 轴质量 m_2 /kg	240
x 轴惯量 J_{2x}, J_{2y}, J_{2z} /(kg · m ²)	19, 8, 12
结构尺寸 b_2 /mm	420
结构尺寸 d_2 /mm	430
结构尺寸 c_1 /mm	172
z 轴质量 m_3 /kg	638
主轴箱质量 m_4 /kg	68
z 轴惯量 J_{3x}, J_{3y}, J_{3z} /(kg · m ²)	210, 14, 206
结构尺寸 b_3 /mm	250 h_4 =630
结构尺寸 d_3 /mm	560
结构尺寸 c_2 /mm	283
结构尺寸 h_3 /mm	420
结构尺寸 h_4 /mm	630

图8 TCP 的可达工作空间与试验测试图

表2 仿真与试验结果对比分析

阶次	位置 1		位置 2		位置 3		Hz
	计算	试验	计算	试验	计算	试验	
1	50	48.89	50	50.17	50	49.99	
2	139	138.54	155	151.25	140	135.08	
3	225	223.18	231	230.92	226	223.84	
4	—	—	240	239.82	—	—	
5	292	288.01	285	280.92	298	293.51	

$$\mathbf{D} = \alpha_1 \mathbf{M} + \beta_1 \mathbf{K} \quad (16)$$

式中, α_1 和 β_1 可由结构的第一、第二阶固有频率和相应的阻尼比计算得到。

将方程式(16)代入方程式(14), 计算得到刀尖点的位移频响曲线。图 9a 所示为系统的固有频率、刀尖点位移响应的幅值与刀尖点在 z 轴的相对运动位置有关(图 8a), 导致这些变化的主要原因是主轴箱 3 与主轴 4 的质心位置沿着 z 轴变化, 系统的质量

矩阵发生变化。图 9b 所示为系统的固有频率、刀尖点位移响应的幅值与刀尖点在 x 轴的运动位置有关(图 8b), 在 230 Hz 左右响应的幅值变化达到 2 倍。由于横梁 2 本身的刚度较高, 这些变化的原因主要是由于导轨滑块动结合部随刀尖点加工位置变化而具有不同接触刚度。另外, 系统固有频率、刀尖点加速度响应的幅值对 y 轴的位置变化(图 8c)不敏感, 甚至可以忽略, 如图 9c 所示。

(a) 刀尖点在位置坐标 $(x_g=0, y_g=0, z_g=0, 275, 550)$ 的频响 (b) 刀尖点在位置坐标 $(x_g=-425, 425, 0; y_g=0, z_g=0)$ 的频响 (c) 刀尖点在位置坐标 $(x_g=0; y_g=-900, 0, 900; z_g=0)$ 的频响

图9 刀尖点的位移频响

3 结论

本文以一台典型的三轴联动龙门机床为研究对象, 讨论了轴间耦合下多轴联动机床在不同空间位置下动态特性的变化情况, 得到如下结论。

(1) 采用集中参数法建立了三轴联动机床系统的动力学模型, 仿真结果与试验测试结果具有一致

性, 计算仿真结果的误差在 5% 以内。

(2) 轴间耦合作用对多轴联动机床的动态特性影响较大, 系统固有频率及对应幅值与刀尖点在 x 轴、 y 轴、 z 轴运动位置的变化有很大关系, 极端位置的固有频率相差 10% 左右, 响应的幅值变化量可达 2 倍左右。

因此, 在实际多轴联动机床动态设计中, 必须考虑刀尖点空间位置变化时由于轴间耦合对系统的动态特性的影响。另外, 由于机床在多轴联动下机械系统的复杂性, 尤其是各轴不同运动组合状态以及结构柔性的变化对于系统动态特性的影响, 作者还有待进一步深入研究。

参 考 文 献

- [1] VERL A, FREY S. Correlation between feed velocity and preloading in ball screw drives[J]. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2010, 59(1): 429-432.
- [2] NEUGEBAUER R., DENKENA B., WEGENER K. Mechatronic systems for machine tools[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2007, 56(2): 657-686.
- [3] 卢秉恒, 赵万华, 张俊, 等. 高速高加速度下的进给系统机电耦合[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(6): 2-10. LU Bingheng, ZHAO Wanhua, ZHANG Jun, et al. Electromechanical coupling in the feed system with high speed and high acceleration[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(6): 2-10.
- [4] SIMNOFSKE M, RAATZ A, HESSELBACH J. Design process for adaptronic machine tools[J]. *Production Engineering*, 2009, 3(4-5): 461-468.
- [5] 刘海涛, 赵万华. 基于广义加工空间概念的机床动态特性分析[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(21): 54-60. LIU Haitao, ZHAO Wanhua. Dynamic characteristic analysis for machine tools based on concept of generalized manufacturing space[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(21): 54-60.
- [6] ZATARAIN M, LEJARDI E, EGANA F, et al. Modular synthesis of machine tools[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 1998, 47(1): 333-336.
- [7] NEUGEBAUER R, SCHEFFLER C, WABNER M. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools[J]. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 2011, 4: 71-79. doi:10.1016/j.cirpj.2011.05.003.
- [8] MI L, YIN G F, SUN M, et al. Effects of preloads on joints on dynamic stiffness of a whole machine tool structure[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(2): 495-508.
- [9] HUNG J P, LAI Y L, LIN C Y, et al. Modeling the machining stability of a vertical milling machine under the influence of the preloaded linear guide[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2011, 51(9): 731-739.
- [10] FENG G H, PAN Y L. Investigation of ball screw preload variation based on dynamic modeling of a preload adjustable feed-drive system and spectrum analysis of ball-nuts sensed vibration signals[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2012, 52(1): 85-96.
- [11] LAW M, PHANI A S, ALTINTAS Y. Position-dependent multibody dynamic modeling of machine tools based on improved reduced order models[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2013, 135(2): 021008. doi: 10.1115/1.4023453.
- [12] ALTINTAS Y, BRECHER C, WECK M, et al. Virtual machine tool[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2005, 54(2): 115-138.
- [13] 张策, 机械动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999. ZHANG Ce. *Mechanical kinetics*[M]. Beijing: Press of High Education, 1999.
- [14] THOMA S, WEIKERT S. Compensation strategies for axis coupling effects[J]. *Procedia CIRP*, 2012, 1: 255-259.
- [15] YIGIT A S, ULISOY A G. Dynamic stiffness evaluation for reconfigurable machine tools including weakly non-linear joint characteristics[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2002, 216(1): 87-101.
- [16] RIVIN E. *Stiffness and damping in mechanical design*[M]. FL: CRC Press, 1999.
- [17] ISO/TR 230-1-1996. Test code for machine tools - Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or finishing conditions[R]. Geneva: International Organization for Standardization, 1996.
- [18] UCHIYAMA N. Discrete-time robust adaptive multi-axis control for feed drive systems[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2009, 49(15): 1204-1213.
- [19] ZIRN O, NOWAK J, HILLER B. Dynamic coupling force compensation for direct-driven machine tools[C]// *Industry Applications Conference*, 2007, 42nd IAS Annual Meeting, Conference Record of the 2007 IEEE. IEEE, 2007: 989-992.

- [20] GOMAND J, BEAREE R, KESTELYN X, et al. Physical dynamic modelling and systematic control structure design of a double linear drive moving gantry stage industrial robot[C]//Power Electronics and Applications, 2007 European Conference on. IEEE, 2007: 1-9.
- [21] 蒋书运, 祝书龙. 带滚珠丝杠副的直线导轨结合部动态刚度特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(1): 92-98.
- JIANG Shuyun, ZHU Shulong. Dynamic characteristic parameters of linear guideway joint with ball screw[J].

Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1): 92-98.

作者简介: 王磊, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要从事数控机床整机动力学性能及优化方面的研究。

E-mail: wlei292@163.com

赵万华(通信作者), 男, 1965 年出生, 教授, 博士研究生导师, 长江学者特聘教授。主要从事高速、超高速以及精密数控机床集成理论和机电耦合方面的研究。

E-mail: whzhao@mail.xjtu.edu.cn

国家自然科学基金委员会机械工程学科 2012/2013 年度优秀结题项目简介

抗非均匀反射扰动复色差动超分辨共焦显微传感机理研究*

项目负责人: 刘俭 (E-mail: liujian@hit.edu.cn)

依托单位: 哈尔滨工业大学

项目批准号: 50905048

1. 项目简介

针对不同材料基底、混合材料、掺杂结构以及曲面浮雕结构的微米及亚微米尺度大台阶元件三维结构参数测量传感机理问题, 开展抗非均匀反射扰动特性的光学共焦传感方法研究。研究工作揭示了抗扰动特性与线性区间扩展和高灵敏度响应特性的关系, 描述了复色照明线性范围与高灵敏度响应特性耦合机理, 理论证明了全局最小化旁瓣抑制滤波器设计的充分必要条件, 给出了差动共焦台阶扫描探测边缘位置判据。试验结果在等价表面反射率跳变 50% 情况下, 测量信号幅度仅变化 4.1%, 噪声扰动得到有效抑制; 轴向有效位置分辨率达到 1 nm, 横向边缘判定比较误差小于 0.1 μm ; 在复色照明情况下实现量程扩展 2 倍的预期指标。在高灵敏度差动探测模式下($\text{NA}=0.75$), 与独立差动系统相比较, 复色照明系统实现了量程 2 倍拓展。与低灵敏度差动探测模式相比, 在高灵敏度探测模式下系统线性区间范围迅速减小的试验结果与理论分析结论相一致。此外, 还提出一种移相解算共焦抗扰动测量方法, 轴向有效位置分辨率达 0.5 nm, 量程范围近似为共焦系统轴向响应包络, 不存在传统相位测量的相位跳变问题。

2. 主要创新点及其主要研究进展

提出超分辨复色差动共焦显微测量方法, 利用复色光聚焦轴向色散特性, 构建了两个交替工作的独立响应线性区, 克服了测量分辨率提高与量程扩展的矛盾关系, 从而在不牺牲三维测量分辨率前提下, 使量程扩展 1 倍; 此外, 以差动探测信号之差与之和的商为共焦响应输出函数, 获得乘性噪声抑制特性和轴向高灵敏度特性, 解决了三维高分辨率、大量程和非均匀反射扰动抑制特性的兼顾性问题。试验表明, 在测量物镜 $\text{NA}=0.75$ 、 $\lambda=632.8\text{ nm}$ 条件下, 系统轴向分辨率达到 1 nm, 横向线宽测量结果相对于标准光栅标称宽度的比较误差小于 0.1 μm 。

* 此项目在“第十五届国际制造技术会议(IMCC2013)”上被评为优秀结题项目。