

基于轴承及导轨接触刚度的混联机床 静刚度研究及优化*

刘悦 汪劲松

(清华大学精密仪器与机械学系 北京 100084)

摘要: 针对新型重型混联机床 XNZH2430 的构型, 建立该机床的有限元模型, 分析兼顾部件连接处轴承刚度及直线导轨与滑块接触刚度的机床静刚度特性。计算在一定载荷条件下, 加载荷处的变形位移, 由此得出机床各方向静刚度, 并与静刚度试验结果进行了对比。有限元仿真结果与试验结果的相对偏差较小, 证明仿真结果是可信的。以有限元仿真为依据对整机静刚度进行优化。对轴承进行优选和更加严格的预紧, 使轴承刚度得到提高, 对整机重新加载进行计算, 整机静刚度得到明显提高。

关键词: 混联机床 静刚度 轴承 导轨

中图分类号: TG502

0 前言

并(混)联机床是并联机器人技术和现代数控机床技术结合的产物。它同时兼顾了机床和机器人的诸多特性, 是集多种功能于一体的新型机电设备^[1]。

机床在加工过程中, 刀具受到切削力的作用, 会产生变形位移, 偏离预定的位置, 影响加工精度和表面质量。用有限元法来研究并(混)联机床的静刚度, 能够预先对整机的承力性能有所了解, 为下一步的设计和 optimization 工作提供理论依据和指导。

已有研究人员做过这方面的工作, 均认为机床各部件之间连接属性的模拟和仿真始终是一个难点, 也是关键点。各部件之间的连接属性对机床静刚度有着巨大的影响, 是不能忽略的^[2-4]。张华等^[2]基于铰链点单元刚度矩阵对一种混联机床的静刚度进行了分析, HUANG 等^[3]考虑了机架弹性变形对并联机床静刚度的影响, 但是这些研究成果在建模过程中作了大量简化, 并忽略了一些结合面属性。本文针对一种新型的重型混联机床 XNZH2430, 基于有限元仿真软件 ABAQUS 6.51^[5], 利用弹簧单元等方法来模拟该机床各部件之间的连接属性, 从而达到分析及优化其静刚度的目的。

1 机床整体及各部件结构

在 CAD 软件平台 UG NX 2.0 的环境中^[6]建立了混联机床 XNZH2430 的三维实体模型, 如图 1 所

示(正面挡板已拆除), 机床坐标系 $Oxyz$ 也标示于图 1 中。

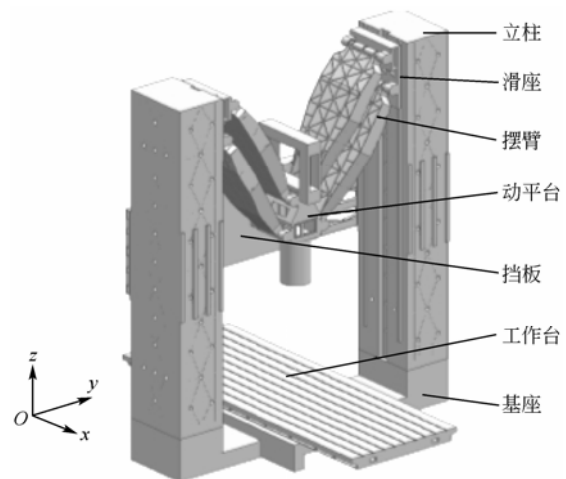


图 1 XNZH2430 的三维实体模型

整机共包括 13 个部件: 1 个基座、2 个立柱、2 个滑座、4 个摆臂、1 个动平台、2 个挡板和 1 个工作台。这 13 个部件彼此之间存在 4 种连接关系。

(1) 固接关系。立柱与基座、挡板与立柱的连接是用螺栓、铆钉或焊接固接在一起, 彼此之间不存在相对运动, 在 ABAQUS 6.51 中可用“粘合”方式来模拟这种固接关系。

(2) 滑动接触关系。动平台与挡板之间的接触是滑动接触, 并用油进行润滑, 其滑动摩擦因数相对较小, 故可近似视为无摩擦滑动。在 ABAQUS 6.51 中可用“无摩擦接触”方式来模拟这种连接关系。

(3) 轴承连接。摆臂与滑座、摆臂与动平台之间的连接处安装有承力轴承, 轴承本身具有轴向刚度和径向刚度, 因此分析整机静刚度必须考虑轴承

* 国家高技术研究发展计划(863 计划, 2004AA424120)资助项目。
20060922 收到初稿, 20070508 收到修改稿

刚度的影响。

(4) 导轨滑块连接。立柱上安装有直线导轨，滑座上安装有 6 个滑块，滑块通过滚动体装配在直线导轨上，如图 2 所示。导轨和滑块之间存在接触刚度，这是分析整机静刚度必须考虑的因素。

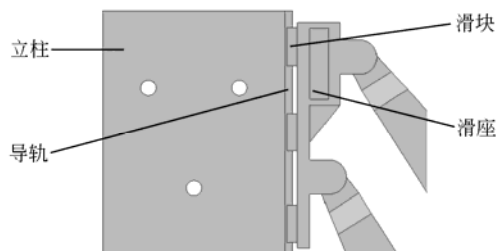


图 2 直线导轨与滑块的装配图

2 轴承刚度及直线导轨接触刚度

根据第 1 节中的分析可知，承力轴承存在轴向刚度与径向刚度，直线导轨与滑块存在 x 、 y 、 z 三个方向上(机床坐标系 $Oxyz$ 见图 1)的接触刚度。在 ABAQUS 6.51 中，可以利用“弹簧单元”来模拟这些刚度属性，从而使得整机的有限元模型更接近真实情况。首先必须对轴承刚度及直线导轨接触刚度进行分析。

2.1 轴承刚度

查阅机械设计方面的相关手册，可以得到计算轴承刚度的经验公式^[7]。

轴承轴向刚度 k_a 的计算公式如式(1)所示

$$k_a = \frac{1}{\frac{0.076 \ 9\beta}{F_a^{0.1} l_a^{0.8} \sin \alpha^{1.9}} \left(\frac{1}{iZ}\right)^{0.9}} \quad (1)$$

轴承径向刚度 k_r 的计算公式如式(2)所示

$$k_r = \frac{1}{\frac{0.076 \ 9\beta}{F_r^{0.1} l_a^{0.8} \cos \alpha^{1.9}} \left(\frac{5}{iZ}\right)^{0.9} + \frac{0.204 H_2}{\pi b_2 d_2} + \frac{0.204 H_2}{\pi b_3 d_3}} \quad (2)$$

式中 β ——预紧系数，在[0,1]区间内变化

i ——轴承列数

Z ——每列中的滚动体数

l_a ——滚动体有效长度

H_2 ——间隙系数，取 0.25

α ——倾斜角

b_2, b_3 ——轴承外、内套圈宽度

d_2, d_3 ——轴承外、内直径

F_a ——轴承受到的轴向力

F_r ——轴承受到的径向力

摆臂与滑座、摆臂与动平台连接处所用轴承的型号分别为 7617E、7317E^[8]，对于这两种型号的轴

承，式(1)、(2)中的参数取值如表 1 所示。

表 1 7617E、7317E 型轴承的参数取值

参数	7617E	7317E
预紧系数 β	1	1
轴承列数 i	2	2
滚动体数 Z	18	18
有效长度 l_a/mm	34.8	23.8
间隙系数 H_2	0.25	0.25
倾斜角 $\alpha/(\text{°})$	15	15
外套圈宽度 b_2/mm	49	34
内套圈宽度 b_3/mm	60	41
轴承外直径 d_2/mm	180	180
轴承内直径 d_3/mm	85	85

根据设计要求，将整机的铣削载荷折算为刀盘中心点上的各方向等效载荷，即 $F_x = 3\ 371.2\ \text{N}$ ， $F_y = 8\ 006.6\ \text{N}$ ， $F_z = 4\ 635.4\ \text{N}$ 。由此可得轴承受到的轴向力 $F_a = 3\ 000\ \text{N}$ ，径向力 $F_r = 5\ 000\ \text{N}$ 。

将表 1 中的参数及 F_a 、 F_r 分别代入到式(1)、(2)中，计算得到：对于 7617E 型轴承，轴向刚度 $k_a = 938.86\ \text{N}/\mu\text{m}$ ，径向刚度 $k_r = 2\ 929.05\ \text{N}/\mu\text{m}$ ；对于 7317E 型轴承，轴向刚度 $k_a = 692.78\ \text{N}/\mu\text{m}$ ，径向刚度 $k_r = 2\ 159.00\ \text{N}/\mu\text{m}$ 。

2.2 直线导轨接触刚度

滑块与直线导轨通过若干个弹性钢球接触，钢球在外力及约束作用下产生 x 或 y 方向的位移。弹性钢球与导轨接触的横断面如图 3 所示，导轨倾角为 45° 。

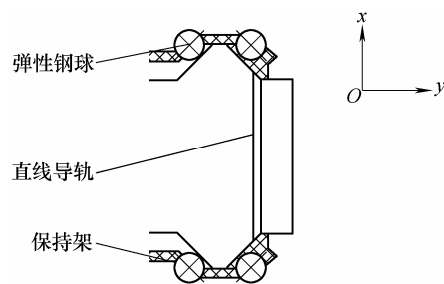


图 3 弹性钢球与导轨接触的横断面

在 ABAQUS 6.51 中，把导轨面视为刚体，对弹性钢球施加 x 或 y 方向的载荷 $F = 1\ 000\ \text{N}$ ，可以求得单个钢球与导轨面 x 、 y 方向的接触刚度为

$$k'_x = k'_y = 12.71\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (3)$$

x 、 y 的正负方向都有 2 个钢球同时承力，每个滑块上安装有 18 层钢球，因此每个滑块与导轨面 x 、 y 方向的接触刚度为

$$k_x = k_y = 18 \times 2 \times k'_x = 457.6\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (4)$$

滑块与直线导轨之间不存在 z 方向(竖直方向)上的接触刚度， z 方向的接触刚度由滚珠丝杠提供，可将丝杠的刚度 k_s 等效分布到 6 个滑块上。滚珠丝

杠型号为 TDB 8020-8-6-P4, 查阅相关手册可得该型号丝杠刚度 $k_s=5\ 170\ \text{N}/\mu\text{m}$, 因此分配到每个滑块上的刚度

$$k_z = k_s / 6 = 861.7\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5)$$

2.3 刚度分析小结

通过第 2.1、2.2 节中的分析和计算, 可以得到下列结果。

(1) 摆臂与滑座连接处所使用的轴承为 7617E 型圆锥滚子轴承, $k_a=938.86\ \text{N}/\mu\text{m}$, $k_r=2\ 929.05\ \text{N}/\mu\text{m}$ 。

(2) 摆臂与动平台连接处所使用的轴承为 7317E 型圆锥滚子轴承, $k_a=692.78\ \text{N}/\mu\text{m}$, $k_r=2\ 159.00\ \text{N}/\mu\text{m}$ 。

(3) 滑块与直线导轨的各方向接触刚度为 $k_x=k_y=457.6\ \text{N}/\mu\text{m}$, $k_z=861.7\ \text{N}/\mu\text{m}$ 。

3 有限元仿真

在有限元仿真软件 ABAQUS 6.51 中, 可以利用弹簧单元来模拟轴承刚度及直线导轨接触刚度。整机结构中共有 16 对成对使用的圆锥滚子轴承, 12 个滑块。每对轴承需要用 3 个弹簧单元来模拟(1 个轴向刚度, 2 个径向刚度), 每个滑块需要用 3 个弹簧单元来模拟(x 、 y 、 z 三个方向的接触刚度)。因此共需要 84 个弹簧单元。

根据设计要求, 将整机的铣削载荷折算为刀盘中心点上的各方向等效载荷, 即 $F_x=3\ 371.2\ \text{N}$, $F_y=8\ 006.6\ \text{N}$, $F_z=4\ 635.4\ \text{N}$

在 XNZH2430 的有限元模型中添加弹簧单元, 在刀盘底面中心点施加 x 、 y 、 z 三个方向的等效载荷。利用 ABAQUS 6.51 的求解模块进行求解, 然后用后处理模块查看计算结果, 得到如图 4 所示的变形位移等值图。

由图 4 可知整机的最大变形位移为 $170.9\ \mu\text{m}$ 。在后处理模块中提取加载荷点三个方向及总的变形

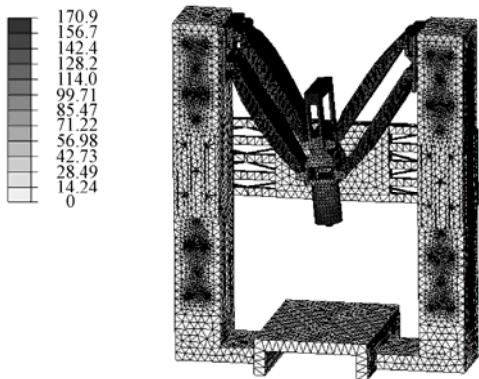


图 4 整机变形位移等值图(μm)

位移, 得到的结果为 $U_x=64.98\ \mu\text{m}$, $U_y=152.50\ \mu\text{m}$, $U_z=16.14\ \mu\text{m}$, $U=166.55\ \mu\text{m}$ 。

4 整机静刚度试验

为了验证有限元仿真的结果是否可信, 有必要对整机进行静刚度试验。利用螺旋增力机构对主轴头上某一位置施加静载荷, 利用测力仪可测量该载荷数值, 然后利用千分表测量主轴头相应的变形位移, 从而计算出整机的静刚度, 静刚度试验原理示意图如图 5 所示。

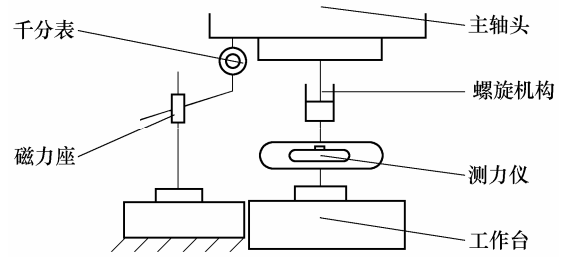


图 5 静刚度试验原理示意图

将第 3 节中有限元仿真得到的结果与静刚度试验得到的结果进行对比, 如表 2 所示。

表 2 有限元仿真结果与试验结果对比

方向	试验结果 $k_1/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	有限元仿真结果 $k_2/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	相对偏差 $e/\%$
x	45.6	51.9	13.8
y	47.5	52.6	10.7
z	262.2	287.2	9.5

由表 2 中的数据可知, 从整机 x 、 y 、 z 三个方向的静刚度来看, 有限元仿真结果 k_2 与试验结果 k_1 的相对偏差均小于 15%, 说明利用弹簧单元来模拟轴承刚度及导轨接触刚度的有限元仿真结果是可信的, 可以此为依据, 对整机静刚度进行优化。

5 对轴承进行优选及预紧

由第 3 节中的分析可知, 部件结合处的轴承刚度及导轨接触刚度对整机静刚度影响很大。如果对这些影响因素进行改进, 能在一定程度上提高整机静刚度。安装在立柱上的直线导轨及滚珠丝杠型号已确定, 并装配完成, 而且直线导轨的安装定位是比较困难的。因此这里不考虑改变滑块与导轨的接触刚度或丝杠刚度, 只考虑通过改进轴承刚度来提高整机静刚度。

轴承径向刚度对整机静刚度影响较大, 因此有必要对轴承进行优选, 并将轴承预紧。选择摆臂与滑座连接处、摆臂与动平台连接处所用轴承型号分

别为 7619E、7319E(轴承外直径改变,滑座及动平台上相应的轴颈尺寸也要改变),并对其进行预紧,使预紧系数 $\beta=0.5$ 。优选后轴承的相关参数如表 3 所示。

表 3 7619E、7319E 型轴承的参数取值

参数	7619E	7319E
预紧系数 β	0.5	0.5
轴承列数 i	2	2
滚动体数 Z	18	18
有效长度 l_q/mm	38.9	26.1
间隙系数 H_2	0.25	0.25
倾斜角 $\alpha(^{\circ})$	15	15
外套圈宽度 b_2/mm	55	38
内套圈宽度 b_3/mm	67	45
轴承外直径 d_2/mm	200	200
轴承内直径 d_3/mm	95	95

将表 3 中的参数分别代入到式(1)、(2)中,计算得到:对于预紧后的 7619E 型轴承, $k_a=2\ 052.2\ N/\mu m$, $k_r=6\ 335.6\ N/\mu m$;对于预紧后的 7319E 型轴承, $k_a=1\ 491.3\ N/\mu m$, $k_r=4\ 595.8\ N/\mu m$ 。

将以上计算得到的轴承刚度参数重新代入到有限元模型中,其他参数不变,加载方式同前,重新进行计算,得到如图 6 所示的变形位移等值图。

由图 6 可知整机的最大变形位移为 $159.2\ \mu m$ 。在后处理模块中提取加载荷点三个方向及总的变形位移,得到的结果为: $U_x=61.45\ \mu m$, $U_y=145.13\ \mu m$, $U_z=15.44\ \mu m$, $U=158.36\ \mu m$ 。

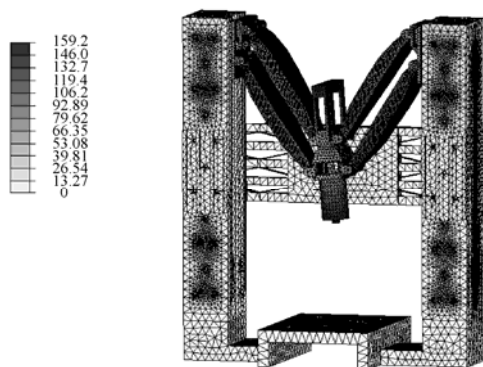


图 6 整机变形位移等值图(μm)

6 结论

(1) 混联机床 XNZH2430 各部件结合处使用的轴承刚度及直线导轨接触刚度对整机静刚度有较大影响。在有限元仿真软件 ABAQUS 6.51 中用弹簧单元来模拟这些刚度特性,对机床施加额定载荷,刀盘中心点(即加载荷点)的变形位移为 $166.55\ \mu m$ 。

(2) 针对 XNZH2430 进行了静刚度试验,将 x 、

y 、 z 各方向静刚度的有限元仿真结果与试验结果进行对比,相对偏差均小于 15%,证明仿真的方法和结果是可信的。

(3) 为了对整机静刚度进行优化,选取刚度更大的轴承,把 7617E、7317E 型轴承分别更换为 7619E、7319E 型,并对轴承进行更加严格的预紧。优化后对整机重新加载进行计算,刀盘中心点的变形位移为 $158.36\ \mu m$,整机静刚度得到明显提高。

参 考 文 献

- [1] 汪劲松, 黄田. 并联机床—机床行业面临的机遇与挑战[J]. 中国机械工程, 1999, 10(10): 1 103-1 107.
- [2] 张华. 龙门式混联机床静刚度和动态特性分析与实验研究[D]. 北京: 清华大学, 2004.
- [3] HUANG Tian, ZHAO Xingyu, DAVID J W. Stiffness estimation of a tripod-based parallel kinematic machine[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2002, 18(1): 50-58.
- [4] 杨燕. TK4220 型龙门镗铣床静动态性能分析和实验研究[D]. 北京: 清华大学, 2005.
- [5] 庄茁. ABAQUS 有限元软件入门指南——6.4 版本[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [6] 郭丽宫, 魏中平. UG18 系统设计与开发[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004.
- [7] 机床设计手册编写组. 机床设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1979.
- [8] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.

STATIC STIFFNESS RESEARCH AND OPTIMIZATION ON A HYBRID MACHINE TOOL CONSIDERING THE STIFFNESSES OF BEARINGS AND GUIDEWAYS

LIU Yue WANG Jinsong

(Department of Precision Instruments and
Mechanology, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: The finite element analysis (FEA) model of a new type of heavy hybrid machine tool is built considering the stiffnesses of bearings and guideways. The deformation of the machine tool under the rated loads is computed. The static stiffnesses of the machine tool are derived and compared with the results of the static stiffness experiment. Due to the little difference between them, the simulation results are considered to

be reliable. In order to improve the static stiffnesses of the machine tool, the bearings with better stiffnesses are chosen and preloaded more than before. The simulation results indicate that the static stiffnesses of the machine tool become better after the optimization.

(上接第 150 页)

combination with metallography measurement by MMS-100 thermomechanical simulator, and the microstructure evolution of the steel is analyzed and compared. Optical microscope, scanning electronic microscope (SEM) and transmission electronic microscope (TEM) are employed to investigate the influence of cooling rate, deformation process on the transformation behavior and microstructure. Experimental results show that the deformation promotes the area of polygonal ferrite and pearlite to move towards top left corner, leading to the increase of critical cooling rate obtained ferrite plus pearlite. With cooling rate increasing, the grains refine and the tensile strength increases. The deformation on austenite stifles the growth of bainitic ferrite by tangled

Key words: Hybrid machine tool Static stiffness Bearing
Guideway

作者简介: 刘悦, 男, 1981 年出生, 博士研究生。主要研究方向为并(混)联机床的静刚度分析及优化。

E-mail: liuyue0401@163.com

dislocations resulting the refinement of microstructure. Lath-like microstructure observed at the cooling rate ranging from 20~30 °C/s is mainly revealed to consist of bainitic-ferrite with cementite. Granular microstructure observed at the cooling rate ranging from 5~10 °C/s is characterized to be martensite-austenite constituent islands or pseudopearlite in matrix.

Key words: Weathering steel

Continuons cooling transformation curves

Austenite deformation Retained austenite

Transmission electronic microscope (TEM)

作者简介: 吴红艳, 女, 1976 年出生, 博士研究生。主要研究方向为钢铁材料组织性能。

E-mail: amiw@163.com