

端齿盘磨床砂轮架滑座的有限元分析^{*}

王 伟¹, 任春喜², 李 刚²

(1. 西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100;

2. 陕西秦川机床工具集团有限公司 秦川发展技术研究院, 陕西 宝鸡 721009)

摘 要: 针对端齿盘的加工, 研发了高精度数控直齿端齿盘磨床。采用 ANSYS 软件分析了其砂轮主轴滑座的动、静态力学特性, 验证了设计的可靠性。同时也找出了结构的相对薄弱环节, 为滑座结构优化设计提供了技术支持。

关键词: 磨床; 滑座; ANSYS; 静力特性; 动力特性

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1007-4414(2013) 01-0027-02

Finite element analysis for terminal gear grinder wheel rack slide

Wang Wei¹, Ren Chun-xi², Li Gang²

(1. Xi'an aerospace power experimental institute of technology, xi'an Shanxi 710010, China;

2. Shanxi Qinchuan machine tool and tool group Co., Ltd, Institute of Qinchuan advanced technology, Baoji Shanxi 721009, China)

Abstract: For the processing of terminal gear, high precision CNC straight teeth terminal gear grinder is researched. Using the software of ANSYS, the static and dynamic characteristics of the wheel spindle slide are analyzed. The reliability of the design is verified. At the same time, the weak links of the structure are found and technical support for optimal design of the structure is provided.

Key words: grinder; slide; ANSYS; static characteristics; dynamic characteristics

1 引 言

端齿盘又称多齿盘、细齿盘、鼠牙盘, 是具有自动定心功能的精密分度定位元件, 广泛应用于加工中心、柔性单元、数控机床、组合机床、回转工作台、测量仪器、各种高精度间歇式圆周分度装置、多工位定位机构以及其它需要精密分度的各种设备上。端齿盘一般采用磨齿的方法加工, 以获得较高的精度。本课题研发的 QMK016 高精度数控直齿端齿盘磨床是 2011 年国家“高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项产品, 用于磨削加工端齿盘。因此该机床的研发, 对国内装备制造业水平的提高有着重要意义。笔者主要论述砂轮主轴支撑件滑座部分的结构改进方案, 及其力学性能分析。

2 滑座的模块化结构设计

在现代化设计中, 模块和知识的重用可大大缩短设计周期, 降低设计成本; 采用成熟的经过验证的模块, 可降低采购和物流成本, 缩短采购周期、物流周期和生产制造周期, 从而加快产品上市时间; 采用成熟的经过生产验证的模块, 可大大减少由于新产品的投产对生产系统调整的频率, 使新产品更容易生产制造, 可降低生产制造成本; 产品平台中及平台之间存在大量的互换模块, 可以降低售后服务成本^[1]。

本机床滑座部分主要用来驱动砂轮主轴部件的往复直线运动, 同时不能与其它部件发生运动干涉。为了加快设计研发过程, 便于产品的加工制造。在企业内部模块库中选用了外部尺寸合适, 行程范围满足要求, 电机功率大小相符合的滑座模块单元。其结构如图 1 所示。由图可知, 所选的滑座模块具有一维 A 轴旋转运动功能。而本机床滑座部件, 不需要做旋转运动, 所以在不影响运动功能, 不改变各部分结合尺寸的情况下, 对滑座骨架做出一些结构改动。改进后的结构如图 2 所示。

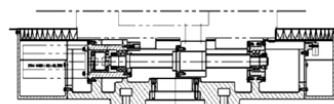


图 1 滑座模块单元

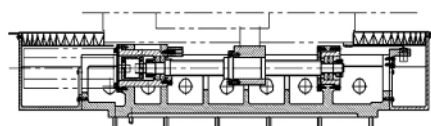


图 2 改进后滑座模块

3 滑座的受力分析

砂轮主轴在滑座上往复运动, 其对砂轮主轴起着

* 基金项目: 2011 年国家“高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项“高效、精密齿轮齿圈磨齿机”项目(2011ZX04003-031)

收稿日期: 2012-11-27

作者简介: 王 伟(1987-), 男, 陕西西安人, 助理工程师, 主要从事航天发动机相关方面的研究。

支撑作用,故其刚度的高低对机床加工精度的影响很大。因此在满足模块化设计要求的同时,要合理设计滑座结构,及其外壁和筋板的厚度,并在设计阶段分析其动静刚度,提高设计效率,以缩短产品的研发周期。滑座的三维实体模型如图3所示。滑座外壳壁厚为20mm,内部筋板厚度为15mm。磨削加工属于高速的切削加工,每次的切削量较小,故磨削力相对于结构部件的重量很小。在静力分析下,磨削力对机床的变形影响很小,所以静力分析中可只考虑结构在重力下的变形。滑座通过导轨面上的摩擦力支撑着砂轮主轴部件,故它所受重力全部来自于砂轮主轴部件。其结构如图4所示。砂轮部件的总重量为330kg,其重心离导轨面的水平距离为200mm,滑座上下两个导轨的面的距离为330mm。由图可知重力给滑座一个顺时针的扭矩;对其上导轨面作用一个拉力,对下导轨面作用一个压力,这两个力大小相等,方向相反,但不在一条直线上,构成一对力偶。由力矩的平移原理可知,重力的力矩平移到作用点后,可简化为一个与原来大小相等,方向相同的力和一对力偶;因此,上下导轨面在受到拉压力的同时,还受到向下的拉力。由力矩平衡原理可求得:上下导轨面受到的拉压力大小为2000N;导轨面的面积为 0.03128m^2 ,故导轨面上受到的压强大小为 63938.62Pa ;每个导轨结合面受到向下的拉力为1650N。

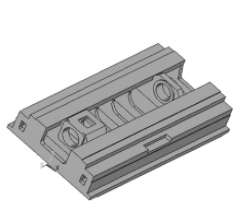


图3 滑座的三维实体模型

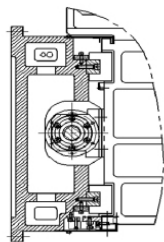


图4 滑座的侧视图

4 滑座结构的有限元分析

4.1 建立滑座的三维实体模型

在ANSYS有限元分析软件中建立结构的有限元模型一般有两种方法:①直接使用分析软件建模;②通过分析软件提供的接口,把专业CAD软件生成的三维实体模型转换为结构有限元模型。由于ANSYS分析软件提供的建模模块在建复杂结构模型时操作十分繁琐,而滑座的结构又相对复杂,故本分析采用Solidworks软件滑座的三维实体模型。CAD模型是几何模型,要对它进行动、静力学模拟仿真计算,必须先将其转换为CAE模型^[4]。目前将专业CAD软件生成的三维实体模型转换为CAE模型时还存在很多

问题,许多复杂模型的直接传递会产生CAE模型无法生成的问题,因此必须对建立的结构CAD模型进行适当简化和修改。简化结构如图3所示。

4.2 建立底座的有限元模型

材料属性:其材料为HT250,弹性模量 $E=1.8 \times 10^{11}\text{N/m}^2$,泊松比 $\mu=0.3$,密度 $\rho=7000\text{kg/m}^3$ 。

网格划分:由于滑座结构为空间不规则几何体,故选用10节点的Solid92块单元;采用自由网格划分,细化水平为4,节点数为184613个,单元个数为102058个。有限元模型如图5所示^[5]。

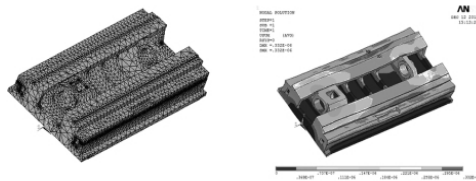


图5 滑座的有限元模型 图6 滑座结构总变形等值线图

4.3 滑座的静力学分析

(1) 施加约束与载荷。滑座底面与立柱托板相连,在单独分析该零件时,假定滑座底面的位移不变,对其施加全约束,在导轨结合面施加载荷。

(2) 静力分析:从节点结构总变形等值线图可看出,如图6所示。结构总变形TranslationUSUM值大部分区域为 $0 \sim 0.258\mu\text{m}$,最大值为 $0.332\mu\text{m}$,发生在滑座的上下导轨面的中间部分。为了干涉砂轮主轴的往复运动,故此处筋板结构刚度相对薄弱。但变形量远小于设计要求的 $10\mu\text{m}$,满足使用要求。

4.4 滑座的模态分析

模态分析是为了计算结构的固有振动特性,而固有特性是评价动力学特性的第一个指标。在磨削加工下,磨削主轴是高速旋转运动的。在工作情况下,对结构的动态性能有较高的要求。研究滑座的固有特性,是为了在设计阶段便可确定其固有属性,使其避开动力部分的激振频率。结构的振动特性一般由其低阶振动特性决定,故求其前五阶模态^[6]。

采用Block Lanczos法提取前5阶模态,其前5阶的固有频率特性如表1所列。其第一、二、三、四阶振型图如图7所示。

表1 滑座前十阶固有频率及振型 /Hz

模态阶数	频率	振型
1	1289.2	滑座中间部分反向右摆振
2	1936.0	绕Z轴在XOZ平面内二阶扭振
3	2231.9	滑座中间部分同向左摆振
4	2469.8	绕Z轴在YOZ平面内二阶扭振
5	2566.8	沿Z轴方面二阶扭振

(下转第33页)

经过数据处理后得出十级涡轮的特性参数和特性曲线。然后根据涡轮机械相似理论将测量数据换算成一付涡轮的性能曲线。在清水介质下, 1 付涡轮的机械性能曲线如图 12 所示。

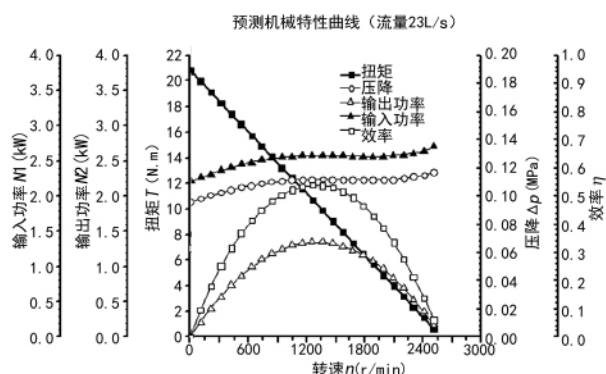


图 12 23L/S 时一付实测涡轮机械性能曲线
(涡轮径向间隙为 0.5mm)

5 结 论

根据涡轮机械一元流理论设计涡轮叶栅参数, 叶片造型设计实现计算辅助设计, 运用 CFD 软件对井下涡轮进行了全三维建模、流体动力数值模拟和涡轮力学性能预测。10 级涡轮力学性能台架试验表明, 试验结果与 CFD 预测结果一致, 满足设计参数要求。结论如下。

(1) 涡轮机械一元流理论同计算辅助叶片造型相结合, 通过合理调整相关参数满足各种参数要求,

(上接第 28 页)

(1) 固有频率分析: 滑座的最低阶频率为 1289.2Hz, 砂轮主轴的最高转速为 3000r/min, 故滑座的最低阶频率远高于其附属旋转件的最高频率 50Hz。因此该底座符合结构稳定性原理。

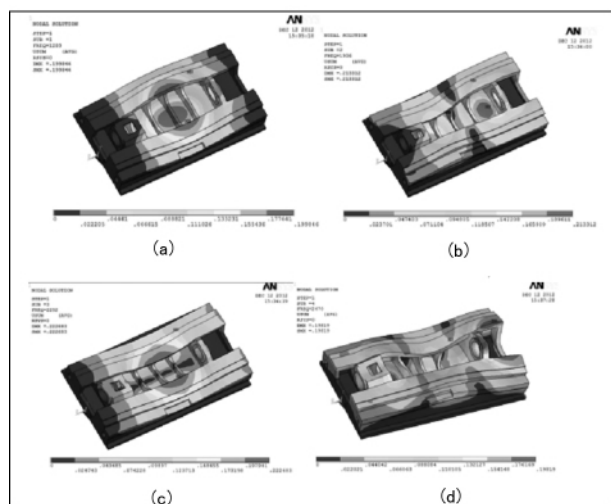


图 7 滑座振型图

可以实现理论设计的预期结果。

(2) 涡轮力学特性的 CFD 模拟预测与试验结果对比表明, CFD 模拟预测结果正确, 可为设计决策提供重要参考。

(3) 涡轮径向间隙对涡轮效率有直接的影响, 如何确定适当的涡轮径向间隙将是进一步研究的方向。

参考文献:

- [1] 谢存禧, 张 铁. 机器人技术及其应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [2] 苏义脑, 窦修荣. 随钻测量、随钻测井与录井工具 [J]. 石油钻采工艺, 2005, 27(1): 74-78.
- [3] 刘新平, 房 军, 金有海. 随钻测井数据传输技术应用现状及展望 [J]. 测量技术, 2008, 32(3): 249-253.
- [4] 舒世甄, 朱 力. 叶轮机械原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [5] 柯别列夫. 航空发动机涡轮计算、气动计算及叶片造型 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1978.
- [6] Hamakhan I A, Korakianitis T. Aerodynamic performance effects of leading edge geometry in gas turbine blades [J]. Applied energy, 2010, 87(5): 1591-1601.
- [7] 黄 萍, 安利平. 基于 Bezier 曲线的新型叶片造型技术研究 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(2): 19-23.
- [8] Kor kiian itis T, Pantazopoulos G I. Improved turbo-blade design techniques using 4th parametric spline segments [J]. Computer aided design, 1993, 25(5): 289-299.
- [9] 符达良, 许福东, 冯 进. 涡轮钻具四种涡轮叶型的台架试验 [J]. 石油机械, 1994, 22(1): 16-22.

(2) 振型分析: 由表 1 和振型图可知, 在各阶振型下滑座中间部分都有一定的相对位移, 属于结构刚度的相对薄弱环节。但振动幅度不大, 其固有频率又远高于最大激振频率。因此结构的动态特性满足使用要求。

5 结 论

(1) 模块化的设计提高了工作的效率, 缩短了新品的研发周期。

(2) 分析了机床砂轮滑座的动静态特性, 验证了结构的可靠性, 为产品的生产制造提供了理论依据。

参考文献:

- [1] Yan HS. A methodology for creative mechanism design [J]. Mechanism and machine theory, 1992, 27(3): 235-242.
- [2] 尚晓江, 邱 峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.
- [3] ANSYS, Inc. ANSYS Elements Reference. Ninth Edition [M]. SAS, IP Inc-1997.
- [4] 袁松梅. 数控机床整机有限元分析 [J]. 机床与液压, 2008(4): 17-18.