

一种电磁式自动平衡头设计计算与响应试验*

樊红卫¹, 景敏卿¹, 王仁超¹, 刘恒¹, 辛文辉², 智静娟¹

(1. 西安交通大学机械工程学院 西安, 710049)

(2. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院 西安, 710048)

摘要 为了提高转子动平衡的精度和效率, 针对高速电主轴-砂轮系统, 提出了其在线自动平衡方案。设计并开发了一款自锁型电磁环式在线自动平衡头。计算了该平衡头的配重量、电磁自锁力矩以及可以承受的最大轴角加速度。搭建了平衡头校正能力考核试验台, 完成了模拟组合转子在 1 878 r/min 的平衡机上预平衡和平衡头在 1 300 r/min 的振动响应测试。结果表明: 平衡头最大配重量为 33.77 g·cm, 自锁合力矩为 2.354 6 N·m, 可承受的最大轴角加速度为 5 010 rad/s², 在配重范围内振动响应规律基本正确且对轴的正反转具有较好的重复性。

关键词 高速电主轴; 电磁平衡头; 在线自动平衡; 电磁自锁力矩; 振动响应测试

中图分类号 TH113.2

引言

高速电主轴在微小不平衡量作用下会产生极大的离心力, 从而激起主轴系统强烈振动, 致使主轴及其轴承寿命和工件表面质量下降。为克服高转速带来的不平衡加剧问题, 在线自动平衡已被列为高速电主轴的关键技术, 并受到国内外广泛关注^[1-2]。

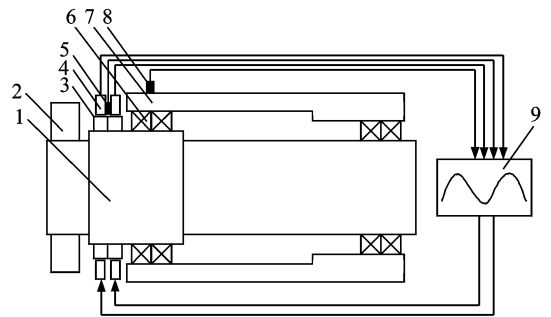
平衡头是在线自动平衡的执行机构, 也是其核心技术。国内, 哈尔滨工业大学^[3]、浙江大学^[4-5]、国防科技大学^[6]、北京化工大学^[7-8]、北京工业大学^[9]和西安交通大学^[10]等单位均开展过这方面研究, 并试制出多种自动平衡装置, 包括机械式(电机带动齿圈)、喷液式(向若干个容腔喷液)、仿电机式(带离合器的步进电机)以及高集成度的电磁环式(无离合器的电磁驱动)平衡头等。其中, 电磁环式平衡头通过自身磁路实现自锁、结构简单、零件数目少, 具有很好的工程应用前景。国外, 美国密西根大学^[2, 11-12]、韩国亚洲大学^[13]和德国霍夫曼公司都对这种电磁平衡头及其控制方法进行过深入研究, 并且霍夫曼公司已有相应产品在欧美的高档数控机床主轴上试用, 但尚未在实际生产中大量应用。

笔者以国产 170MD12Y16 磨削电主轴为潜在应用对象, 自主开发了一款具有自锁能力的电磁环式平衡头, 介绍了平衡头的结构及原理、主要参数的

计算和振动响应的测试等, 以期为其工程应用提供理论基础, 同时为我国国产电主轴的动态精度保持提供新的技术途径。

1 电主轴在线自动平衡方案

图 1 所示为电主轴-砂轮系统在线自动平衡方案^[14]。其转轴是刚性转子且出厂前平衡至 G0.4 级, 故实际运行中的不平衡主要来自砂轮质量的变化。因此, 电主轴-砂轮组合转子在常用工作转速下采用“单测点、单校正平面”的在线自动平衡策略。



1-主轴; 2-砂轮; 3-平衡头动环; 4-平衡头静环; 5-转速传感器; 6-轴承; 7-壳体; 8-加速度传感器; 9-平衡头测控器

图 1 电主轴-砂轮组合转子在线自动平衡方案

Fig. 1 Online automatic balancing scheme of motorized spindle and grinding wheel combined rotor

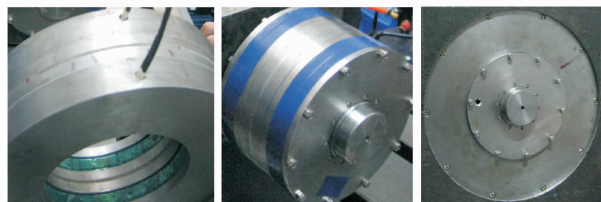
* 国家科技重大专项资助项目(2012ZX04001012)
收稿日期: 2012-10-23; 修回日期: 2012-12-12

结合图1说明在线自动平衡的过程:a.在靠近砂轮端的前轴承处安装加速度传感器拾取壳体振动,用高精度光电传感器拾取主轴转速;b.两路传感器输出信号经调理送至高性能测控器进行信号处理,得到不平衡振动的分量和平衡头移动方向、步数等;c.通过DSP向功率放大单元提供驱动电压,经调理后施于线圈两端,线圈得电即产生电磁场,驱动平衡头中配重盘转动,形成平衡校正矢量,与系统实测不平衡矢量相抵消,实现动平衡。在该平衡方案中,平衡头可实现单盘和双盘转动两种平衡方式。

2 电磁平衡头结构设计与实现

根据170MD12Y16电主轴尺寸和安装空间,试制了平衡头,实物如图2所示。

静环(图2(a))由铁芯和线圈组成,主要作用是通电励磁,形成驱动磁场;动环(图2(b))由配重盘、磁性盘和隔磁环等组成,主要作用是受磁转动,形成平衡校正矢量;图2(c)为平衡头装配实物。



(a) 静环实物 (b) 动环实物 (c) 平衡头装配实物
(a) Stator prototype (b) Rotor prototype (c) Balancer prototype

图2 平衡头组件及总体装配实物

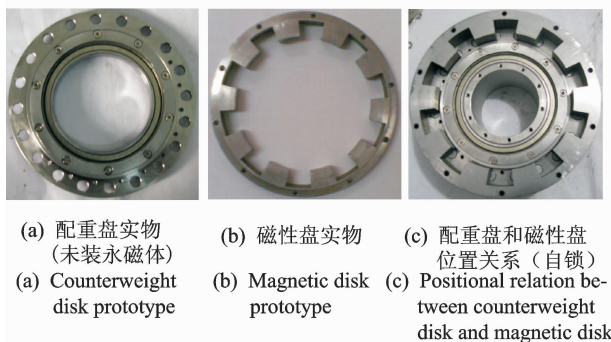
Fig. 2 Subassembly and general assembly of balancer

结合图2说明设计参数。根据安装轴径,动环内径设计为45 mm;根据安装空间和磁场要求,动环厚度设计为75 mm;根据配重、自锁的要求及轴承选用等实际情况,动环外径设计为121 mm;为保证足够自锁力,配重盘和磁性盘间气隙设计为0.1 mm;考虑到现有加工装配水平,动静环间双边气隙设计为0.4 mm;为得到足够驱动力,线圈安匝数(单匝电流乘以匝数)设计为1 000~1 200 A。铁芯和磁性盘等磁性材料采用优质10号钢,其他非磁材料采用1Cr18Ni9,永磁体采用高矫顽力NdFeB-40M。

配重盘(图3(a))是平衡头动环中的核心结构,它依靠在一段圆弧上打孔来携带偏心质量,其上均匀地嵌着若干个长径比小于1的圆柱永磁体且相邻两永磁体极性相反,整个配重盘装于一球轴承上实

现其相对于轴的转动。配重盘具体设计参数为:a.在 $\phi 91$ mm圆弧上打10个孔,孔径为3 mm;在 $\phi 102$ mm圆弧上打10个孔,孔径为4 mm;两排孔深均为3.5 mm,孔距均为 18° ,配重孔内不嵌任何材料;b.在 $\phi 97$ mm整圆周上打20个孔,其内装入20个永磁体,永磁体尺寸为 $\phi 6$ mm \times 3.5 mm;c.配重盘基体采用1Cr18Ni9,密度按 7.85 g/cm 3 计算;d.配重盘只单盘转动。

磁性盘(图3(b))沿轴向位于配重盘的两侧,呈内齿状,齿数等于永磁体个数的一半,齿厚等于相邻两永磁体中心距,齿高略大于永磁体直径。非工作状态下,配重盘和磁性盘处于图3(c)位置,即配重盘和磁性盘为锁住状态,此时轴系平衡状态得以保持。



(a) 配重盘实物 (未装永磁体) (b) 磁性盘实物 (c) 配重盘和磁性盘位置关系(自锁)
(a) Counterweight disk prototype (b) Magnetic disk prototype (c) Positional relation between counterweight disk and magnetic disk

图3 磁性盘与配重盘实物及位置关系

Fig. 3 Prototype and positional relation between counterweight disk and magnetic disk

3 平衡头主要参数计算

3.1 配重量计算

配重量是衡量平衡头配重能力的主要指标。设两个配重盘分别为A,B,并假定A盘不动,仅B盘转动。据此计算配重盘的配重量(质量与半径的乘积),如表1所示。由表1可知,当B盘从与A盘反向位置转至与A盘重合位置过程中,配重量在不断增大,但增幅在递减。类似的,当B盘从与A盘重合位置转至与A盘反向位置过程中,配重量变化规律正好与表1相反。

3.2 自锁力矩计算

自锁力矩是评价配重盘和磁性盘锁紧程度的重要中间量,为准确获得该值,采用有限元法求解。图4(a)为自锁磁路,气隙 $\delta_1 = \delta_2 = 0.1$ mm。设永磁体NdFeB40-M的剩磁 $B_r = 1.24$ T,矫顽力 $H_c =$

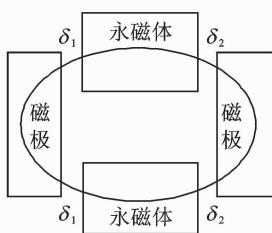
表 1 平衡头配重量计算表

Tab. 1 Table of balancer counterweight capability

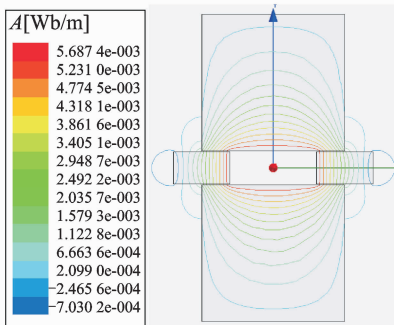
位置代号	配重盘位置关系	配重量/(g·cm)
∅0-0	B 盘与 A 盘反向	0
0-1	B 盘转动 18°	5.28
0-2	B 盘转动 36°	10.43
0-3	B 盘转动 54°	15.29
0-4	B 盘转动 72°	19.83
0-5	B 盘转动 90°	23.89
0-6	B 盘转动 108°	27.27
0-7	B 盘转动 126°	30.04
0-8	B 盘转动 144°	32.08
0-9	B 盘转动 162°	33.37
0-10	B 盘与 A 盘重合	33.77

955 kA/m,10 号钢磁极的相对磁导率 $\mu_r = 4\ 500$, 包围整个模型的空气的相对磁导率 $\mu_r' = 1.000\ 000\ 4$ 。在 MAXWELL2D 中求解电磁场,磁场分布如图 4 (b)所示,磁路规整且铁磁材料未饱和。

为计算自锁力矩,在 MAXWELL3D 中建立了 1/10 三维模型,如图 5(a)所示,后处理得电磁力矩如图 5(b)所示,负号代表力矩方向。



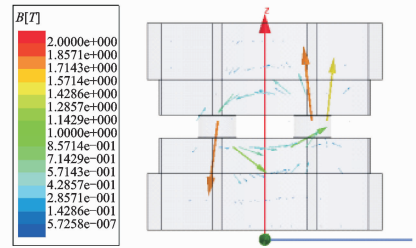
(a) 磁路模型示意图
(a) Magnetic circuit model



(b) 磁场分布
(b) Magnetic field distribution

图 4 自锁磁路仿真模型及磁场分布结果

Fig. 4 Simulation model and magnetic field distribution of self-locking magnetic circuit



(a) 三维模型及磁场
(a) 3D model and magnetic field

	T
Total	-0.235 46

(b) 自锁力矩
(b) Self-locking torque

图 5 自锁力矩计算模型及结果

Fig. 5 Calculation model and self-locking torque

3.3 可承受的最大轴角加速度计算

配重盘可承受的最大轴角加速度 α_{max} 为衡量平衡头自锁能力的重要参数。角加速度按下式计算

$$\alpha = \frac{T}{J} \quad (1)$$

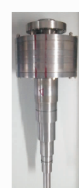
其中: T 为 10 对永磁体的自锁合力矩(单位为 $N \cdot m$); J 为整个配重盘对主轴的转动惯量(单位为 $kg \cdot m^2$)。

由设计参数计算得 $J = 0.47 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 因此配重盘能够承受的最大轴角加速度 $\alpha_{max} = 5\ 010 \text{ rad/s}^2$, 即当 $\alpha < 5\ 010 \text{ rad/s}^2$ 时, 平衡头能够可靠地自锁, 以保持住平衡状态。

4 平衡头振动响应测试

4.1 预平衡

为验证平衡头转动起来的消振能力, 搭建了一个模拟组合转子试验台, 如图 6 所示。一根电主轴经弹性联轴器带动一根刚性阶梯轴, 轴端装一圆盘



(a) 组合转子
(a) Combined rotor



(b) 模拟试验台
(b) Test rig

图 6 平衡头振动响应测试模拟试验台

Fig. 6 Test rig of balancer vibration response measurement

模拟砂轮。进行平衡头响应测试之前,需对转轴-圆盘-平衡头组合转子进行预先机上动平衡以消除平衡头加工装配引入的不平衡。采用 YYQ-50 硬支承平衡机,两支点选在后轴承位和砂轮端,分别记为 A(半径为 12.5 mm)、C(半径为 22.5 mm),试验现场如图 7 所示,试验数据见表 2。由表 2 可知,机上动平衡确实耗时,仅对阶梯轴做动平衡就需数小时,其低的平衡效率必然对工厂实际生产带来较大的影响和经济损失。

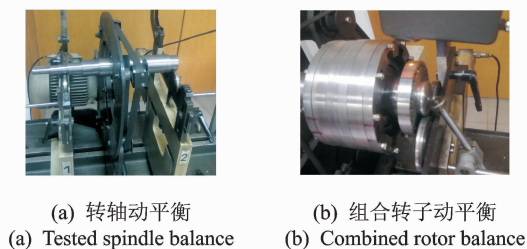


图 7 试验轴及组合转子机上动平衡

Fig. 7 Balance of tested spindle and combined rotor on balancing machine

4.2 平衡头响应测试

测试之前,将平衡头两盘调至“0-0 位”,然后 B 盘每转动一个步距测试一次振动响应。试验台如图 6(b),测振传感器选用 Dytran3255A6 单轴加速度传感器,灵敏度为 200 mV/g,转速传感器选用 LaserTach 激光传感器,信号采集器选用 CrystalCO-CO80,数据分析采用 COCO-EDM,基频振动提取算法选用线性频谱分析。

为验证平衡头振动响应的幅值与主轴转向无关,即平衡头响应关于转向具有重复性,在主轴转速为 1 300 r/min 时得到各位置基频响应如图 8 所示。图中,“*”线代表平衡头转动一圈时不平衡量变化曲线,“+”线代表平衡头逆时针转动(正转)一圈时基频响应变化曲线,“O”线代表平衡头顺时针转动(反转)一圈时基频响应变化曲线。

图 8 中,振动加速度单位为 g。为考察平衡量和由其激起的振动响应之间的关系,将不平衡量缩

表 2 试验转子机上动平衡数据

Tab. 2 Balance data of tested rotor on balancing machine

平衡对象	平衡转速/ (r · min ⁻¹)	平衡前原始 不平衡量/g	平衡后残余 不平衡量/g	试重次数,耗时/h
仅阶梯轴	1 736	A 面:1.21∠242° C 面:0.90∠238°	A 面:0.20∠176° C 面:0.13∠80°	8 次,3
组合转子	1 878	A 面:81.0∠149° C 面:49.7∠283°	A 面:0.47∠93° C 面:0.90∠237°	23 次,8

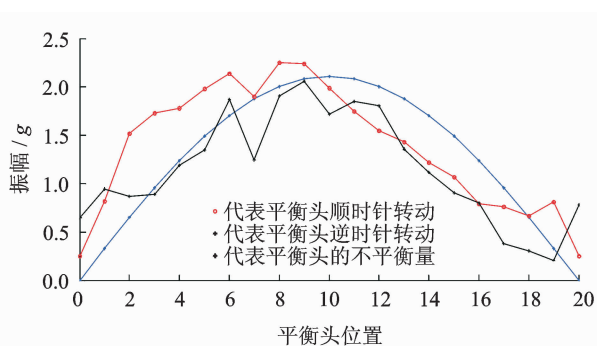


图 8 平衡头转至不同位置的基频振幅变化曲线

Fig. 8 Synchronous vibration curves when balancer operates to different positions

析,这是由于配重盘支承轴承存在安装偏心且轴承游隙较大而导致配重盘质心随机漂移造成的。

此外,在确保配重盘转动无震荡和丢步的情况下,通过实测得知配重盘转过一圈所需时间约为 4.8 s,其平衡效率远远高于现场动平衡。

5 结论

1) 给出了高速电主轴-砂轮组合转子在线自动平衡方案;针对某国产磨削电主轴设计了一款具有自锁能力的电磁环式平衡头,完成了平衡头样机制造。

2) 计算了平衡头两个重要参数—配重量和可承受的最大轴角加速度,为平衡头的工程应用提供了重要参考;采用电磁有限元法计算了平衡头的自锁力矩。

3) 对转轴-圆盘-平衡头组合转子进行了机上预

至真实值的 1/16 000(单位为 g · cm)。由于转速较低,激振力较小,故振幅很小。平衡头正、反转得到的振动基频分量具有基本一致的变化规律,且该变化规律与不平衡量变化基本一致。不过,从图 8 也看到,正、反转产生的振动曲线存在微小差异,经分

平衡;在此基础上,在 1300 r/min 完成了平衡头振动响应测试,得到了平衡头顺、逆时针转动的基频振幅变化曲线。证明了平衡头设计与制造的可行性和合理性。

4) 笔者提出的平衡头设计合理、自锁可靠、实时性好,具有对转子进行在线自动平衡的基本能力。平衡头的制造和装配精度尤其是配重盘的安装精度及球轴承的游隙控制会对动平衡的重复性造成一定影响,因此在平衡头工程化过程中应注意其质量控制,以消除不利影响。

参 考 文 献

- [1] 吴玉厚. 数控机床电主轴单元技术[M]. 北京:机械工业出版社,2006:1.
- [2] Dyer S W. Adaptive optimal control of active balancing systems for high-speed rotating machinery[D]. Ann Arbor, USA: University of Michigan, 1999.
- [3] 孙宝东. 高速转子自动平衡技术的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,1995.
- [4] 周保堂,贺世正,王宇,等. 在线自动平衡的平衡头研究[J]. 石油化工设备技术,1994,15(3):42-45.
Zhou Baotang, He Shizheng, Wang Yu, et al. Study on balancer for online automatic dynamic balancing[J]. Petro-Chemical Equipment Technology, 1994,15(3):42-45. (in Chinese)
- [5] 欧阳红兵,汪希萱. 两种新型电磁式在线自动平衡头[J]. 机械制造,2002,40(7):47-48.
Ouyang Hongbing, Wang Xixuan. Two types of new electromagnetic online automatic balancer[J]. Machinery, 2002,40(7):47-48. (in Chinese)
- [6] 葛哲学,陶利民. 新型电磁式自动平衡装置的研究[J]. 机械,2001,28(6):62-64.
Ge Zhexue, Tao Limin. Study on a new electromagnetic automatic-balancing instrument [J]. Machinery, 2001,28(6):62-64. (in Chinese)
- [7] 沈伟. 旋转机械主动平衡技术及工程应用[D]. 北京:北京化工大学,2006:12-60.
- [8] 黄立权,王维民,苏奕儒,等. 基于电磁自愈力的转子快速自动平衡实验[J]. 振动、测试与诊断,2011,31(6):704-708.
Huang Liqun, Wang Weimin, Su Yiru et al. Rotor quick automatic balance experiments based on electromagnetic self-recovery force[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(6):704-708. (in Chinese)
- [9] 张仕海,伍良生,周大帅,等. 机床主轴内置式双面在线动平衡装置及系统[J]. 北京工业大学学报,2012,38(6):823-827,839.
Zhang Shihai, Wu Liangsheng, Zhou Dashuai, et al. Embedded double-face online dynamic balance device and system of a machine tool spindle[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2012, 38(6):823-827,839. (in Chinese)
- [10] 马石磊,裴世源,王琳,等. 采用新型电磁动平衡装置的动平衡研究[J]. 西安交通大学学报,2012,46(3):21-26.
Ma Shilei, Pei Shiyuan, Wang Lin, et al. Dynamic balancing with online electromagnetic balancing device [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(3):21-26. (in Chinese)
- [11] Zhou Shiyu. Modeling, estimation, and active balancing of speed varying rotor system[D]. USA, Ann Arbor: University of Michigan, 2001.
- [12] Shin K K. Adaptive control of active balancing systems for speed-varying rotating machinery[D]. USA, Ann Arbor: University of Michigan, 2001.
- [13] Moon J D, Kim B S, Lee S H. Development of the active balancing device for high-speed spindle system using influence coefficients[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006, 46(9):978-987.
- [14] 王仁超,景敏卿,樊红卫,等. 一种新型电磁平衡头的静态磁特性研究[J]. 机械与电子,2012(7):10-13.
Wang Renchao, Jing Mingqing, Fan Hongwei, et al. Magnetostatic study on a new electromagnetic balancer [J]. Machinery & Electronics, 2012(7):10-13. (in Chinese)



第一作者简介:樊红卫,男,1984年10月生,博士研究生。主要研究方向为旋转机械状态监测与在线动平衡,磁力机械,齿轮传动等。曾发表《Study on pinion tooth surface generation strategy of spiral bevel gears》(《Chinese Journal of Mechanical Engineering》2012, Vol. 25, No. 4)等论文。

E-mail: fanhongwei84@163.com