

DOI: 10.7652/xjtuxb201701003

一种新型轴芯冷却电主轴的热特性分析

康跃然, 史晓军, 高建民, 李法敬

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710054, 西安)

摘要: 为了进一步改善高速精密机床电主轴的热特性,提出了一种新型轴芯冷却结构,在电主轴轴芯均布多个 U 形冷却单元,通入冷却介质,可对轴芯和轴承进行高效冷却;建立了电主轴热-结构耦合分析模型,并基于模型研究了该冷却结构对电主轴热特性的影响。结果表明:该轴芯冷却结构能有效控制电主轴系统的温升,与无轴芯冷却的电主轴相比,电主轴总热变形减小了 50.2%,系统热平衡时间缩短了 50%,从而进一步提高了加工精度和效率;通过调节冷却介质的参数,电主轴在不同转速下的轴向热变形的变化量可控制在 2 μm 以内。

关键词: 高速精密机床;电主轴;轴芯冷却;加工精度

中图分类号: TG659 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)01-0013-06

Thermal Behavior Analysis of a Motorized Spindle with Novel Shaft Core Cooling

KANG Yueran, SHI Xiaojun, GAO Jianmin, LI Fajing

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710054, China)

Abstract: To further improve the thermal characteristics of motorized spindle for high-speed precision machine tools, a novel shaft core cooling structure is proposed. This structure consists of several U-shaped cooling units arranged evenly in the shaft core, and the coolant can efficiently transfer heat of the shaft and bearings. The effects of this cooling structure on the thermal characteristics of motorized spindle are obtained based on the analysis model of motorized spindle thermo-structural coupling characteristics. The results show that the cooling structure can effectively control the temperature rise of the system. Compared with motorized spindle without shaft core cooling structure, the total thermal deformation is decreased by 50.2%, and the thermal balancing time is shortened by 50%, which enhances machining accuracy and efficiency. By regulating the parameters of coolant, the variation of axial thermal deformation can be limited to 2 μm at different rotation speeds.

Keywords: high-speed precision machine tool; motorized spindle; shaft core cooling; machining accuracy

大量研究与生产实践表明,在高速、高精密加工中,由热变形引起的机床误差高达 60%~80%^[1]。电主轴作为高速精密机床的核心功能部件,由于其

封闭的结构和内部热源会产生复杂的温度场,在高速工况下导致严重的热变形。电主轴热变形导致的误差在机床热误差中所占比例较大。

收稿日期: 2016-03-29。 作者简介: 康跃然(1991—),男,硕士生;史晓军(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家重大机床专项资助项目(2014ZX04001191)。

网络出版时间: 2016-10-20 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161020.1536.012.html>

为了进一步控制电主轴系统的温升、减小其热变形,人们进行了大量研究。Chien 等人通过优化电主轴内置电机定子冷却水套结构,进一步提高了冷却效率^[2],但该方式只能带走电机定子产生的部分热量,对于占电机发热总量近 1/3 的转子却没有冷却,从而导致电主轴系统呈现外冷内热的温度分布格局,增大了系统的热变形。永磁同步电机转子采用永磁体,在减少电机转子生热的同时也控制了轴芯处的温升^{[3]2},但由于主轴前、后轴承的摩擦生热并未得到有效冷却,导致轴芯轴向温度梯度变化增大。Abele 等提出将热管技术应用于电主轴系统^[4],但由于热管本身的结构尺寸及热交换功率有限,使得该冷却方案不能有效解决电主轴长时间、大功率加工带来的散热问题。郭军等改变了电主轴的传统结构,将置于前、后轴承间的电机安装在后轴承后端,沿主轴套筒轴向布置^[5]。这种设计在一定程度上改善了电机的散热问题,但增加了主轴单元的轴向长度,在电主轴转速和负载方面有诸多的应用限制。瑞士 Fisher 公司设计了具有轴芯冷却结构的电主轴^[6],但其核心技术仍处于保密阶段。目前,国内外对电主轴轴芯冷却的研究多处于概念性的设计阶段,较少涉及轴芯冷却对电主轴热特性的影响。

本文提出了一种新型电主轴轴芯冷却结构,通过在轴芯布置多个 U 形直孔通道冷却单元,实现对电主轴系统内部的高效冷却,并应用所建立的电主轴系统热-结构耦合分析模型,研究了该冷却结构对电主轴热特性的影响。

1 新型轴芯冷却电主轴结构

本文设计的电主轴轴芯冷却结构如图 1 所示:沿电主轴轴芯中心线周向加工出多个 U 形直孔通道冷却单元,通道直径为 d ,冷却单元入口与出口均布置于电主轴轴芯的后端面上,与轴芯中心线径向距离为 L ;单个 U 形冷却单元由入流通道、回流通道以及连接通道构成,入流通道、回流通道与电主轴轴芯的中心线平行,连接通道用于将入流通道和回流通道相连,其开口端布置于电主轴轴芯的周向上,并通过堵头密封。

电主轴轴芯冷却系统如图 2 所示:在电主轴轴芯后端固连轴头法兰连接式多通路高速旋转接头,通过后轴承套筒与电主轴轴芯的后端面紧固连接;冷却介质经过分流阀分流后,通过旋转接头进入电主轴轴芯内部各冷却单元,在对电主轴内部进行强制对流换热后,通过集流阀汇集,返回冷却控制系

统;冷却控制系统可利用电主轴系统已有的电机定子冷却水控制系统^[7],通过冷却单元出口温度反馈,进一步调节冷却介质的温度、流量等参数,实现变负载工况下电主轴系统的循环高效冷却。

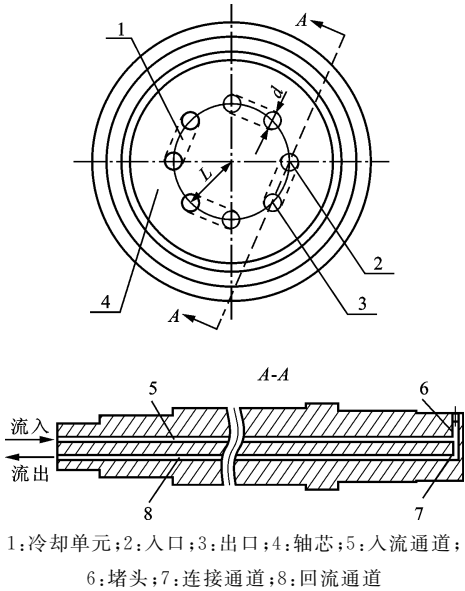


图 1 电主轴轴芯冷却结构示意图

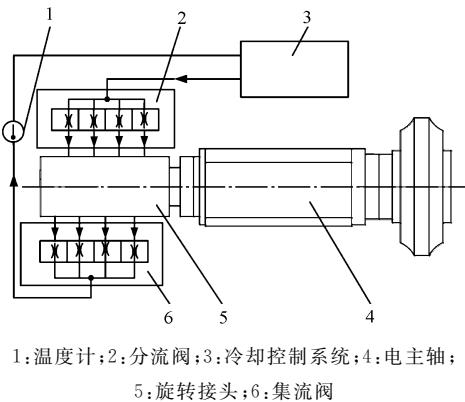


图 2 电主轴轴芯冷却系统示意图

2 电主轴热-结构耦合分析模型

2.1 电主轴热源及边界条件计算

2.1.1 电主轴内置电机热损耗计算 高速精密机床电主轴的内置电机多为三相异步交流电机,根据其工作生热机理,电机热损耗 Q 可简化为如下计算公式^[8]

$$Q = \frac{2\pi n}{60} T \frac{1-\eta}{\eta} \tag{1}$$

式中: n 为电主轴转速; T 为输出扭矩; η 为电机在负载运行工况条件下的效率因数。

2.1.2 电主轴轴承摩擦生热计算 电主轴轴承生热主要是由于滚动体与内、外圈滚道之间的摩擦造

成的。文献[9]对传统 Palmgren 整体生热模型进行了修正,将原有整体摩擦力矩等分成内、外圈沟道分量 M_{ij} 、 M_{oj}

$$M_{ij} = \frac{1}{Z} \frac{D_b}{d_o} \left[5 \times 10^{-8} f_0 (\nu)^{2/3} d_m^3 + \frac{1}{2} f_1 P_{li} d_m \right]$$
$$M_{oj} = \frac{1}{Z} \frac{D_b}{d_i} \left[5 \times 10^{-8} f_0 (\nu)^{2/3} d_m^3 + \frac{1}{2} f_1 P_{lo} d_m \right]$$

(2)

式中: Z 为轴承滚动体数量; D_b 为滚动体直径; d_i 、 d_o 分别为内、外圈滚道与滚动体接触点直径; ν 为润滑油的运动黏度; d_m 为轴承节圆直径; f_0 为与轴承类型和润滑方式有关的系数; P_{li} 、 P_{lo} 分别为轴承内、外圈摩擦力矩的计算负荷; f_1 为与轴承类型和所受负载有关的系数。

2.1.3 电主轴系统的热边界条件 冷却介质在轴芯冷却单元内的流动可以看作工程上常用的圆管内强制对流换热,换热系数 h 的计算公式为

$$h = \frac{\lambda Nu}{d}$$

(3)

式中: λ 为冷却介质的导热系数; Nu 为努塞尔数。
当 $Re < 2\,200$ 时,冷却介质处于层流状态^[10],从而有

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

(4)

式中: Pr 为冷却介质的普朗特数; l 为通道长度; μ_l 、 μ_w 分别为冷却介质温度与管道壁面温度下冷却介质的动力黏度;雷诺数 $Re = ud/\nu_l$,其中 u 、 ν_l 分别为流体的速度与运动黏度。

当 $Re \geq 2\,200$ 时,冷却介质处于湍流状态,有

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \epsilon_R$$

(5)

式中: ϵ_R 为弯管修正系数。由于冷却介质流经连接通道的转弯处时会形成二次环流,进而加强冷却换热效果,因此需考虑用 ϵ_R 来反映这种强化作用

$$\epsilon_R = 1 + 10.3 \left(\frac{d}{R} \right)^3$$

(6)

式中: R 为弯曲管道的曲率半径。

电主轴系统内部的其他热边界条件可依据不同目标对象的几何特征、热环境及热传递机理,参照表 1 中的公式进行求解,从而获得有限元分析所需的解析值。

2.2 电主轴系统热-结构耦合计算方法

电主轴系统在达到热平衡前,系统内部多参量间相互耦合作用,且各参量是随温度、时间变化的非线性函数。基于上述电主轴热源及边界条件计算模型,通过有限元仿真软件 Ansys 与 Matlab 的交互

协同,建立电主轴系统热-结构耦合计算方法,具体计算流程如图 3 所示。

表 1 各对流换热系数计算公式列表

边界条件	换热系数	努塞尔数
电机定子冷却水套对流换热	$h = \lambda Nu / D$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$
电机定转子气隙对流换热 ^{[3]121-122}	$h = \lambda Nu / D$	$Nu = 0.23 \beta \left(\frac{\delta}{R_0} \right)^{0.25} Re^{0.5}$
旋转表面对流换热	$h = \lambda Nu / D$	$Nu = 0.133 Re^{2/3} Pr^{1/3}$
轴承油雾润滑	$h = 0.332 k_L \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{u_L}{\nu d_m} \right)$	无需计算
静止表面	9.7	无需计算

D :特征尺寸; β :电机粗糙度经验系数; δ 定转子气隙长度; R_0 :电机转子半径; k_L :润滑油导热系数; u_L :润滑油雾的速度。

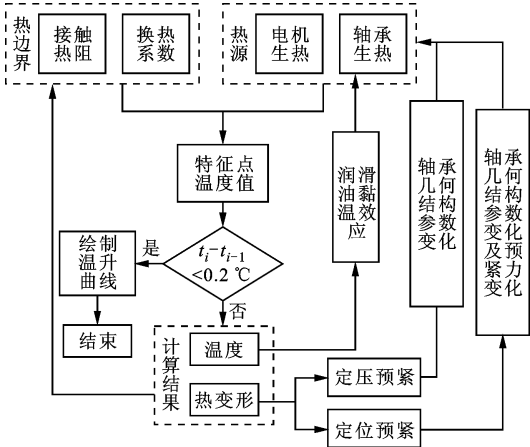
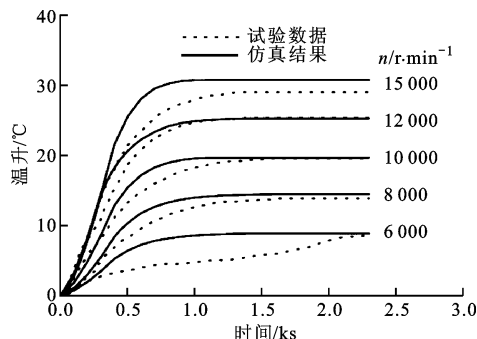


图 3 电主轴系统热-结构耦合算法流程图

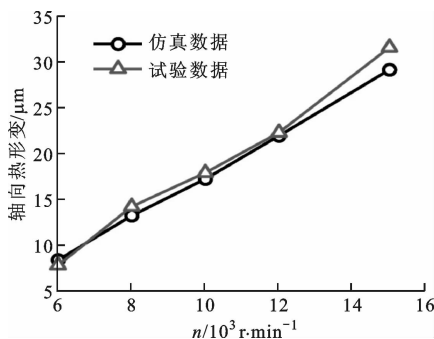
电主轴热-结构耦合算法的思路是:利用上述电主轴热源及边界条件计算模型,获得电主轴初始热源及热边界的解析值,然后加载至有限元模型;按一定规律设置电主轴瞬态温升过程中的时间节点,先通过有限元分析求得第一个时间节点的温度场分布和轴承内、外圈的相对热变形,再在 Matlab 中对换热系数、润滑油黏度、预紧力及接触热阻等热参量进行修正,然后将修正后的热参量作为下一个时间节点的热源及边界条件,加载至有限元分析模型上进行仿真计算;如此反复迭代计算,直到系统某一时刻的特征温度与上一时刻的差值小于 $0.2\,^{\circ}\text{C}$,即可认为电主轴系统达到了热平衡状态。

2.3 模型验证

基于上文建立的分析模型和计算方法,将无轴芯冷却的电主轴仿真计算结果与文献[11]中的试验数据进行对比,结果如图4所示。



(a)轴承外圈温升对比



(b)电主轴轴向热变形对比

图4 所建模型和计算方法的验证

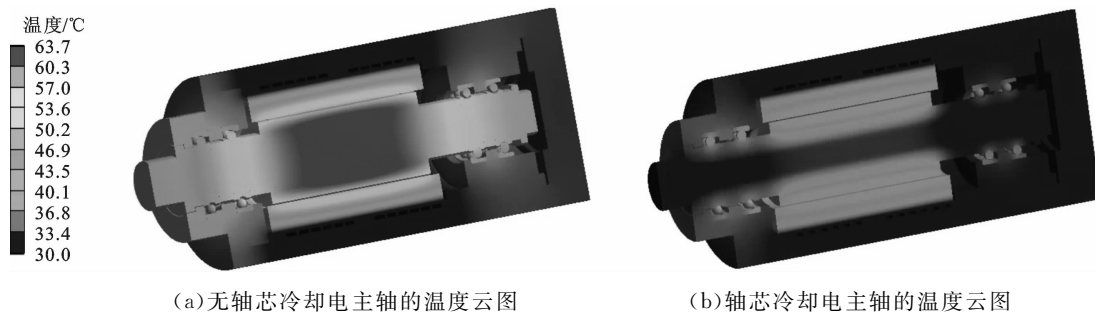
由图4可知:5组不同转速工况下仿真获得的电主轴轴承外圈的温升趋势与试验结果基本一致,热稳态时的温升误差最大为6.4%;在不同转速工况下,电主轴轴芯前端中心点的轴向热变形的仿真与试验误差最大为7.8%。这一结果验证了本文所建模型和分析方法的可靠性。

3 轴芯冷却电主轴热特性分析

3.1 稳态热特性分析

在电主轴轴芯均布4个通道直径为3 mm的冷却单元,冷却介质为水,入口温度为26℃,环境温度为23℃,入口速度为1 m/s。基于上文所建电主轴热-结构耦合分析模型,在特定工况(转速为10 000 r/min,轴系为空载,定子冷却水套流量为16 L/min,轴承中度预紧力为300 N,油雾润滑流量为10 L/s)下对电主轴进行有限元仿真计算,获得了电主轴热稳态时的温度场分布与总热变形。将获得的计算结果与相同工况下无轴芯冷却时的电主轴热特性计算结果进行对比,如图5、图6所示。

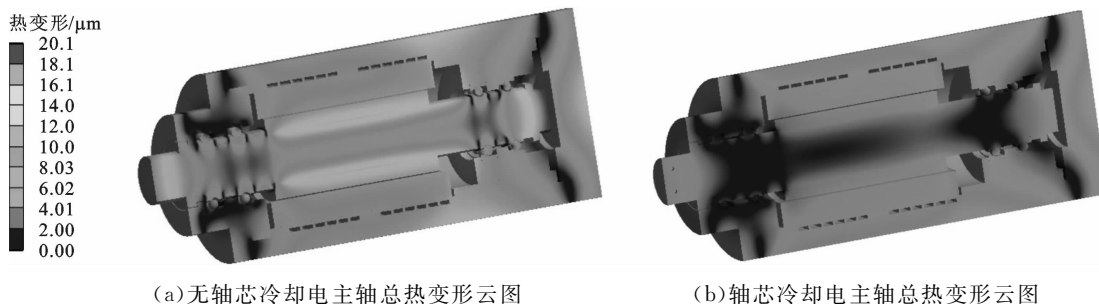
由图5可见,由于传统电主轴的电机定子冷却水套只能带走定子产生的部分热量,对电机转子及轴芯处缺乏有效冷却,热量在轴芯处积聚,导致整个系统形成外冷内热的温度分布。布置轴芯冷却结构后,在冷却介质的直接作用下,电主轴内部最高温度由转子轴芯处转移至电机定、转子气隙处,并且由



(a)无轴芯冷却电主轴的温度云图

(b)轴芯冷却电主轴的温度云图

图5 有、无轴芯冷却电主轴的温度场对比



(a)无轴芯冷却电主轴总热变形云图

(b)轴芯冷却电主轴总热变形云图

图6 有、无轴芯冷却电主轴的总热变形对比

63.7℃下降至 46.6℃,轴芯处的轴向温差则由 23.2℃减小为 10℃。此外,电主轴系统前、后轴承的温度也得到了进一步控制,前轴承最高温度由 54.7℃下降至 39.7℃,后轴承的温升则减小了 18.1℃。由此可知,轴芯冷却结构能使系统各关键部件得到高效的冷却,极大地改善电主轴系统的热环境。

由图 6a 可见,无轴芯冷却电主轴轴芯的前、后端总热变形最大。虽然温度场显示该区域温升并不是很大,但由于电主轴系统内部热量在轴芯处积聚,再加之各零部件间复杂的配合、约束关系,使热变形累积叠加至电主轴前、后端,造成该处的热变形较大。由图 6b 可见,由于采用了轴芯冷却,电主轴内部轴芯处的热积聚问题得到了很好的改善,轴芯轴向温度梯度变化减小,各部件的热变形得到了有效控制,电主轴最大热变形由 20.1 μm 下降为 10.0 μm,减小了 50.2%。

3.2 瞬态热特性分析

利用上文所建电主轴热-结构耦合分析模型,进一步分析轴芯冷却结构对电主轴系统瞬态热特性的影响,结果如图 7、图 8 所示。

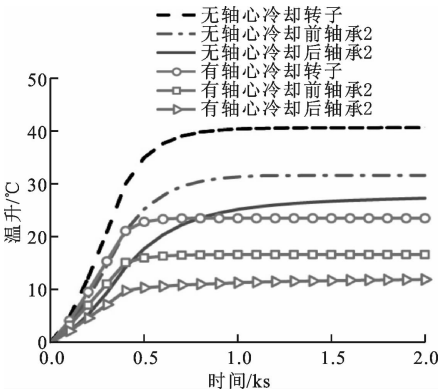


图 7 有、无轴芯冷却电主轴的瞬态温升对比

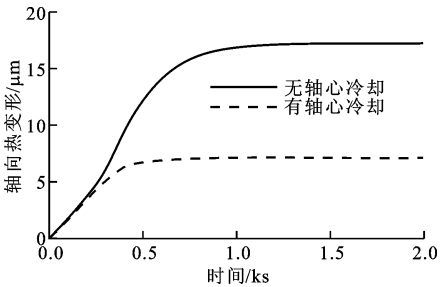


图 8 有、无轴芯冷却电主轴的轴向热变形对比

由图 7 可见,在电主轴系统运行的初始阶段,各部件的温度迅速上升,但由于热环境的差异,各部件的温升速率不同。待系统稳定运行一段时间后,在

油雾、冷却水套等装置的持续作用下,系统生热与换热之间趋于平衡。无轴芯冷却时电主轴系统在 1 000 s 左右达到热稳态,而轴芯冷却电主轴由于内部的对流换热进一步加强,在各部件温升减小的同时,系统热平衡时间也进一步缩短至 500 s 左右,减少了 50%。

电主轴轴芯前端中心点的轴向热变形的瞬态变化结果如图 8 所示,可以看出:其变化趋势与各部件温升趋势相似;通过轴芯冷却,电主轴热变形达到稳态的时间也进一步缩短。由于实际生产中多要求电主轴在热稳态下工作,因此在加工前一般需要先开启机床进行预热,这样在保证加工稳定性的同时也有利于实时的精度补偿。通过轴芯冷却使电主轴系统热平衡时间减少,还可以进一步缩短实际生产加工周期,提升工作效率。

3.3 不同转速下电主轴的热特性

随着电主轴转速的不断提高,其内部电机和轴承生热量不断增大,进而造成热变形不断增大,此时轴芯冷却系统可根据不同负载状态进行冷却介质参数调节。图 9、图 10 为 5 组不同转速工况(6 000、8 000、10 000、12 000 和 15 000 r/min)下电主轴的冷却结果。

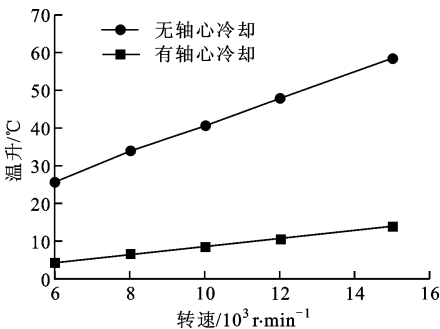


图 9 有、无轴芯冷却时转速对轴芯与转子结合区域温升的影响

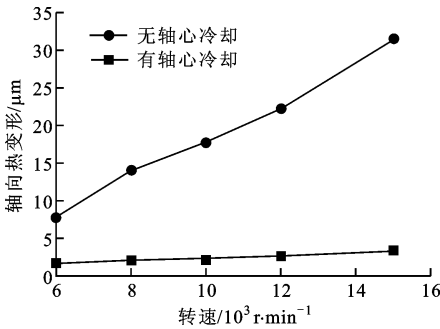


图 10 有、无轴芯冷却时转速对轴向热变形的影响

分析图 9、图 10 可知:无轴芯冷却时,当电主轴转速由 6 000 r/min 提高到 15 000 r/min 时,轴芯处

的最大温升从 25 ℃ 增大到 60 ℃, 轴向热变形则由 7.8 μm 增大为 31.6 μm; 通过轴芯冷却, 电主轴轴芯处的最大温升从 5 ℃ 增大到 15 ℃, 轴向热变形由 1.8 μm 增大至 3.5 μm, 变化量被控制在 2 μm 以内。这是由于轴芯冷却控制系统对冷却单元出口温度进行了实时检测, 并通过温度反馈调节冷却介质流量、入口温度等参数, 强化了换热效果, 从而在变负荷条件下有效地控制了电主轴的温升和热变形。

4 结 论

本文针对高速精密机床电主轴的热问题, 提出在轴芯均布多个 U 形冷却单元, 通入冷却介质对电主轴系统进行高效冷却。基于建立的电主轴热-结构耦合分析模型, 研究了该轴芯冷却结构对电主轴热特性的影响。结果显示: 本文设计的新型轴芯冷却结构可有效控制电主轴系统温升, 使电主轴的总热变形减小了 50.2%, 系统热平衡时间缩短了 50%, 从而进一步提高了电主轴系统的加工精度和工作效率; 通过设置冷却单元出口温度反馈装置, 调节冷却介质参数, 可将不同转速工况下电主轴轴向热变形的变化量控制在 2 μm 以内。

参考文献:

- [1] OKAFOR A C, ERTEKIN Y M. Derivation of machine tool error models and error compensation procedure for three axes vertical machining center using rigid body kinematics [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2000, 40 (8): 1199-1213.
- [2] CHIEN C H, JANG J Y. 3-D numerical and experimental analysis of a built-in motorized high-speed spindle with helical water cooling channel [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(17): 2327-2336.
- [3] 江善林. 高速永磁同步电机的损耗分析与温度场计算 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010: 2.
- [4] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units [J]. *CIRP Annals: Manufacturing Technology*, 2010, 59(2): 781-802.
- [5] 郭军, 张伯霖, 肖曙红, 等. 电机后置式电主轴热态特性的分析与研究 [J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2004(12): 18-20.
- GUO Jun, ZHANG Bolin, XIAO Shuhong, et al. Analysis and research of thermal behaviors for built-out motorized spindle [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2004(12): 18-20.
- [6] HOLKUP T, CAO H, KOLAR P, et al. Thermo-mechanical model of spindles [J]. *CIRP Annals: Manufacturing Technology*, 2010, 59(1): 365-368.
- [7] 周宝成. 高速电主轴热-结构耦合分析 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2013: 18.
- [8] BOSSMANN B, TU J F. A power flow model for high speed motorized spindles: heat generation characterization [J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2001, 123(3): 494-505.
- [9] 康辉民, 陈小安, 陈文曲, 等. 高速电主轴轴承热分析与实验研究 [J]. *机械强度*, 2011, 33(6): 797-802.
- KANG Huimin, CHEN Xiaolan, CHEN Wenqu, et al. High speed motorized spindle bearing thermal analysis and experimental research [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2011, 33(6): 797-802.
- [10] 杨世铭. 传热基础学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 204-206.
- [11] 王梦茜. 机床电主轴热特性分析技术研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2014: 44-48.

[本刊相关文献链接]

- 康跃然, 史晓军, 高建民, 等. 多参量耦合的电主轴热特性建模及分析. 2016, 50(8): 32-37. [doi: 10. 7652/xjtuxb201608006]
- 章云, 梅雪松. 机床柔性主轴转子低速无试重动平衡方法研究. 2016, 50(4): 89-93. [doi: 10. 7652/xjtuxb201604014]
- 米维, 闫柯, 吴文武, 等. 考虑热-变形耦合的主轴-轴承系统瞬态热特性分析. 2015, 49(8): 52-57. [doi: 10. 7652/xjtuxb201508009]
- 孙志超, 陶涛, 黄晓勇, 等. 车床主轴与进给轴耦合热误差建模及补偿研究. 2015, 49(7): 105-112. [doi: 10. /xjtuxb201507018]
- 李特, 芮执元, 雷春丽, 等. 离心力影响下的高速主轴-拉杆系统动态特性. 2015, 49(3): 104-112. [doi: 10. 7652/xjtuxb201503017]
- 周子超, 王伊卿, 吴文武, 等. 机床主轴轴承热诱导预紧力及刚度计算与实验研究. 2015, 49(2): 111-116. [doi: 10. 7652/xjtuxb201502019]
- 李建栋, 朱永生, 熊青青, 等. 定压预紧主轴轴向动态刚度特性研究. 2014, 48(10): 126-130. [doi: 10. 7652/xjtuxb201410020]
- 章云, 梅雪松, 胡振邦, 等. 注液式高速切削主轴动平衡装置设计及其性能研究. 2013, 47(3): 13-17. [doi: 10. 7652/xjtuxb201303003]
- 田久良, 洪军, 朱永生, 等. 机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究. 2012, 46(7): 63-68. [doi: 10. 7652/xjtuxb201207012]

(编辑 葛赵青)