

DOI: 10.3901/JME.2013.11.135

高速电主轴热态性能及其影响*

陈小安 刘俊峰 合 烨 张 朋 单文桃
(重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044)

摘要: 高速电主轴作为高速机床的核心部件,其热稳定性影响着机床的加工精度。为有效预测并控制电主轴运转过程中的热态性能及其对主轴动态特性的影响,建立一种考虑系统热响应和预紧方式影响的角接触球轴承热-机耦合动力学模型,分析运行状态下主轴轴承的摩擦损耗及动态支承刚度,并应用电磁学理论讨论实际输入功率下内置电动机的电磁损耗;确定系统产热和热边界条件后,制定电主轴整体热-机动力学行为计算流程,对 120MD60Y6 型号电主轴展开温升试验,获取主轴关键部位温度变化规律。同时,理论计算和试验结果表明所建模型及分析流程具有足够的精度;轴承热位移对不同轴承配置的支承刚度和不同工况下系统的固有频率有着不同的影响;进行合理的轴承配置、选择合适润滑油量以及增加冷却水流量均可有效改善电主轴热态性能。

关键词: 高速电主轴 球轴承 内置电动机 热效应 固有频率

中图分类号: TH113 TH117

Thermal Properties of High Speed Motorized Spindle and Their Effects

CHEN Xiaohan LIU Junfeng HE Ye ZHANG Peng SHAN Wentao
(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

Abstract: The thermal stability of high speed motorized spindles, which work as core components of high speed machine tools, plays an important role in machining accuracy. To predict and control the thermal properties of motorized spindles under work condition and their effects on the dynamic characteristics effectively, a bearing thermo-mechanical dynamic model which takes preload methods and thermal responses into account is presented, and then friction loss and support stiffness of the bearing are analyzed. Meanwhile, the electromagnetic loss of built-in motor with actual input power is investigated with the use of electromagnetism. Based on the analyses of heat generation and heat convection boundary condition, a solution procedure is designed to analyze the comprehensive thermo-mechanical dynamic behaviors of the motorized spindle. An overall temperature rise test on a 120MD60Y6-type motorized spindle is carried out to acquire the temperature change law of the key parts. The good agreement between the theoretical results and the experimental data indicates that the proposed models are capable of accurately predicting thermo-mechanical properties of motorized spindles; the thermal displacement of bearing has different influences on support stiffness and natural frequency with various bearing configurations and work conditions respectively; the thermal properties of the system can be improved by selecting appropriate configuration, using proper lubricant oil flow and increasing cooling water flowrate.

Key words: High speed motorized spindle Ball bearings Built-in motor Thermal effects Natural frequencies

0 前言

高速机床作为实现高速加工的装备基础,是装备制造业的战略性产业^[1]。电主轴将内置的电动机转子热压在机床主轴上并直接参与加工,其运转过

程中温升造成的主轴动态特性变化直接影响着产品的加工质量^[2]。与普通电动机和传统机床主轴相比,电主轴的产热、传热、散热以及热响应影响情况更为复杂,因此建立合理的热动态模型以便更有效地控制主轴温升及提高加工精度尤为紧迫^[3]。

BOSSMANN 等^[4]应用有限差分法建立了高速电主轴热分析模型,并对电主轴的传热机制进行了理论计算和试验测试;CHIEN 等^[5]对有螺旋冷却水套的高速电主轴的冷却流体运动状态和温度分布

* 国家自然科学基金(51005259)和中央高校基本科研业务费科研专项“研究生科技创新基金”(CDJXS12110004)资助项目。20120626 收到初稿,20130321 收到修改稿

进行了三维数值求解和试验方法分析;XU等^[6]将接触热阻模型和有限元模型相结合,得到了应用于大梯度温度场的计算模型;王保民等^[7]通过分析主轴的产热和散热特性建立电主轴热分析有限元模型,并揭示了其温度场分布的非线性特征;CREIGHTON等^[8]为减少因热导致的加工误差,提出一种主轴热位移补偿方法,并在投资较少的工业环境中得到应用;杨佐卫等^[9]建立了电主轴动力学特性和热态特性耦合分析模型,讨论了热诱导预紧力硬化效应和轴承离心力软化效应联合作用下的支承刚度变化规律及其对主轴动力学性能的影响。

上述研究对高速电主轴的传热机制、热-机耦合动力学行为及其分析方法等进行了全面且详细的研究,但对电主轴热源的产热机制研究不够深入,尤其是电动机产热往往只简单地对电动机频率和转矩的乘积取一个效率系数,另外对改善系统热态性能的有效方法也缺乏针对性的讨论。鉴于此,本文建立了角接触球轴承的热-机耦合动力学模型和主轴实际输入功率下的电磁损耗模型,分别讨论轴承和电动机的产热规律;制定电主轴整体热-机动态特性分析流程,并对电主轴进行有限元仿真计算,最后对高速电主轴展开温升试验对所建模型和分析流程进行验证,获取不同参数条件下电主轴关键部位的温度变化规律及其对系统动态性能的影响,并提出改善电主轴热态性能的有效方法。

1 电主轴热动态特性分析模型

电主轴结构上将加工主轴和电动机融为一体,并内附相应的冷却润滑通道,其结构如图1所示。

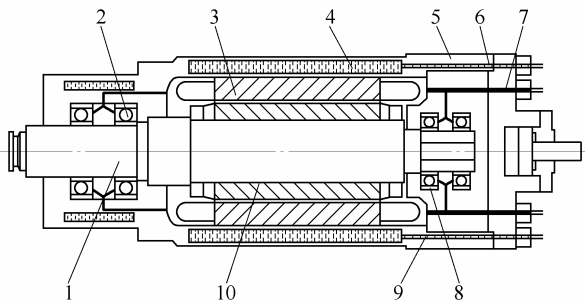


图1 电主轴整体结构示意图

1. 主轴 2. 前轴承 3. 定子 4. 冷却水套 5. 壳体 6. 出水管 7. 进气管 8. 后轴承 9. 进水管 10. 转子

前后轴承和内置电动机的定转子是电主轴内部两类主要热源^[10],其中电动机产热取决于实际电输入功率在电动机电路中的分配与损耗,轴承产热则与其内部变形及受力等边界条件^[11]有关,而系统热平衡后的温升又通过系统各元件的热位移影响着

轴承-转子系统的动态特性。由此可知电主轴系统热态性能和动力学行为之间表现出多参量耦合关系。图2所示电主轴系统热动态特性分析模型,以研究内置电动机产热的电磁损耗模型和研究轴承热动态性能的轴承热-机耦合模型为基础,结合各子模型之间的耦合影响关系,清晰地描述了电主轴整体热动态性能的分析过程。

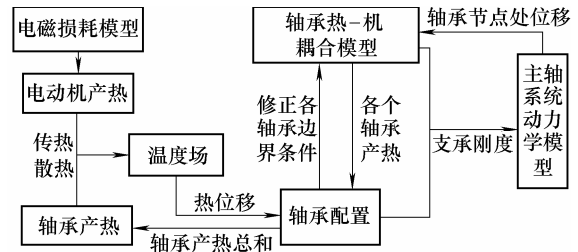


图2 电主轴整体热动态性能分析模型

1.1 内置电动机电磁损耗模型

高速电主轴内置电动机的产热可分解为定子产热与转子产热,图3为内置电动机的电磁损耗模型。图3中两虚线之间的区域为定子与转子之间的气隙。由图3可知当电主轴从电源吸入功率 P_1 后,在定子处的功率损耗 P_d 为绕组 r_1 上的定子铜耗 P_{C1} 与铁耗 P_{F1} 之和,其中

$$P_{C1} = 3I_1^2 r_1 \quad P_{F1} = 3I_{em}^2 r_{em} \quad P_1 = 3U_1 I_1 \cos \varphi_1 \quad (1)$$

式中 U_1 , I_1 ——定子绕组的相电压、相电流

φ_1 ——功率因素角

I_{em} , r_{em} ——励磁电流、励磁电阻

此外,剩下的大部分功率通过电磁感应作用从定子传递到转子上,称为电磁功率 P_{em} 。其中很小一部分功率消耗于转子绕组的电阻 r_2 上,称为转子铜耗 P_{C2} ,且

$$P_{C2} = 3I_2^2 r_2 = s P_{em} \quad (2)$$

式中 I_2 ——转子电流

s ——电动机转差率

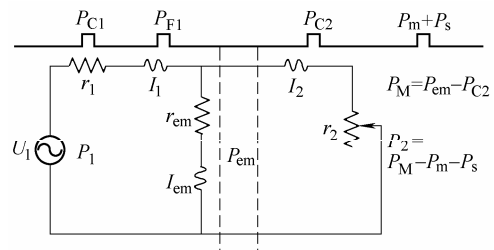


图3 内置电动机电磁损耗模型

而高速电主轴在正常运行时,转子电流频率很低,转子的铁耗很小可忽略不计,故转子的功率损耗 P_z 可等同于转子铜耗 P_{C2} 。剩下的功率称为驱动

主轴旋转的总机械功率 P_M , 但并不是输出给负载的功率。电主轴运行时, 还将产生因轴承摩擦和风阻摩擦引起的机械损耗 P_m ; 另外还将产生杂散损耗 P_s 。所以总机械功率 P_M 扣除机械损耗 P_m 和附加损耗 P_s 后, 才是转轴最后输出到负载上的机械功率 P_2 。将定子和转子的功率损耗分别除以其体积, 便可得定子和转子的生热率 q_d 、 q_z 。

1.2 轴承热-机耦合模型

角接触球轴承高速运转受载后, 内圈中心 O_i 与外圈中心 O_e 发生轴向相对位移 δ_a 、径向相对位移 δ_r 和角位移 θ , 在此基础上考虑热膨胀影响, 其内部几何关系如图 4 所示, 据图 4 可知

$$\begin{aligned} x_{aj}^2 + x_{vj}^2 &= \left[(f_o - 0.5)D_b + \delta_{vj} \right]^2 \times \\ &\left(BD_b \sin \alpha + \theta R_i \cos \psi_j + \delta_a + \varepsilon_a - x_{aj} \right)^2 + \left(BD_b \cos \alpha + \right. \\ &\left. \delta_r \cos \psi_j + \varepsilon_{ir} - \varepsilon_{or} - x_{vj} \right)^2 = \left[(f_o - 0.5)D_b + \delta_{vj} \right]^2 \end{aligned} \quad (3)$$

式中 f_i, f_o ——内、外沟道曲率半径系数

$$B = f_i + f_o - 1$$

D_b ——滚珠直径

ψ_j ——滚珠 j 的方位角

R_i ——内圈中心圆半径

α ——初始接触角

x_{aj}, x_{vj} ——滚珠 j 球心最终位置的水平、垂直距离

δ_{ij}, δ_{oj} ——滚珠 j 与内、外沟道的接触弹性趋近量

$\varepsilon_{ir}, \varepsilon_{or}$ ——内外圈径向热膨胀量, 可根据温升轴承材料属性求得^[12]

ε_a ——主轴和轴承座轴向热膨胀量平均分配到每个轴承的内外圈轴向相对位移^[12]

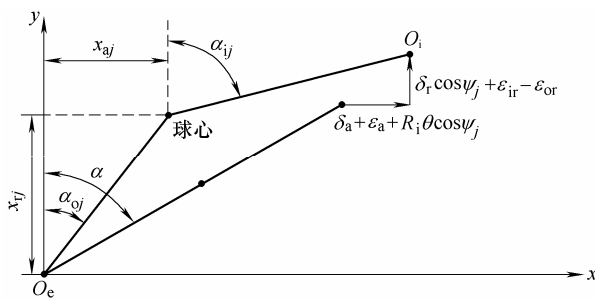


图 4 轴承内部几何关系

对于滚动体 j , 离心力 F_{cj} 、陀螺力矩 M_{gj} 以及与内外沟道的接触应力 Q_{ij} 、 Q_{oj} 组成的平衡力系满足以下关系

$$Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - \frac{2M_{gj}}{D_b} \cos \alpha_{oj} = 0$$

$$Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} - \frac{2M_{gj}}{D_b} \sin \alpha_{oj} + F_{cj} = 0 \quad (4)$$

式中, α_{ij} 、 α_{oj} 分别为滚珠 j 与内、外沟道的接触角。

轴承所受外部载荷应与内圈接触载荷相等, 因此有

$$\begin{aligned} F_a + F_{a0} - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \sin \alpha_{ij} &= 0 \\ F_r - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \cos \alpha_{ij} &= 0 \\ M_y - \sum_{j=1}^z Q_{ij} R_i \sin \alpha_{ij} &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

式中 F_a, F_r, M_y ——轴承径向载荷、轴向载荷、力矩载荷

F_{a0} ——轴承初始预紧力

z ——滚珠数目

需要指出的是, 当轴承采取定位预紧时, 因载荷和热位移引起的轴承内圈相对位移将导致预紧力 F_{a0} 变大, 其增量可根据轴承接触线上的变形量计算求得^[12]。

轴承在工况下所受的载荷与相应方向上的变形之间的关系是非线性的, 将载荷对其相应方向的位移进行求导可得到轴承的径向、轴向和角向刚度^[13]

$$k_r = \frac{dF_r}{d\delta_r} \quad k_a = \frac{dF_a}{d\delta_a} \quad k_\theta = \frac{dM_y}{d\theta} \quad (6)$$

式(3)~(6)描述了主轴运转时轴承的热-动力学行为。在此基础上, JORGENSEN 等^[14]考虑到轴承运转时由于离心力作用其内外接触角不同, 将润滑剂和载荷联合作用下的摩擦力矩等额成内外圈分量 M_i 和 M_o , 对于方位角 ψ_j 处的滚动体

$$\begin{cases} M_{ij} = 0.675 f_0 (\eta_0 \omega_j)^{\frac{2}{3}} D_b^3 + f_i \left(\frac{Q_{ij}}{Q_{im}} \right)^{\frac{1}{3}} Q_{ij} D_b \\ M_{oj} = 0.675 f_0 (\eta_0 \omega_j)^{\frac{2}{3}} D_b^3 + f_o \left(\frac{Q_{oj}}{Q_{om}} \right)^{\frac{1}{3}} Q_{oj} D_b \end{cases} \quad (7)$$

式中 f_0, f_i ——润滑系数和轴承类型系数

Q_{im}, Q_{om} ——滚动体与内、外圈的最大接触应力

η_0 ——润滑油的运动黏度

ω_j ——滚珠 j 的角速度

此外, 高速电主轴轴承在高速旋转时滚动体受外滚道控制, 滚动体与内圈接触区存在自旋摩擦力矩

表 2 轴承结构参数

尺寸	B7004	B7003
滚珠直径 D_b/mm	5	4
内沟道曲率半径系数 f_i	0.627	0.641
外沟道曲率半径系数 f_o	0.594	0.603
初始接触角 $\alpha(^{\circ})$	15	15
滚珠数目 z	13	13

随着转速和润滑油黏度的增大而增大; 前轴承结构尺寸较后轴承大, 此外由于定位预紧前轴承在热位移等影响因素下产生附加预紧力, 使其摩擦力矩大于后轴承, 因此同转速下前轴承比后轴承产热高, 且差距随着转速的提高而增大。

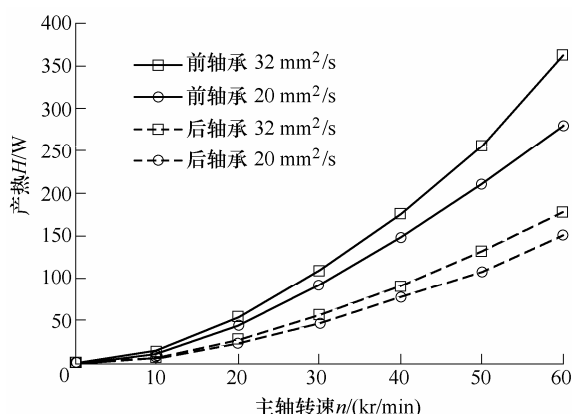


图 6 电主轴轴承产热变化规律

2.2.2 电主轴温度分布仿真

根据电主轴系统结构特点建立其几何模型, 对模型加载所计算出的热载荷和热边界条件, 再对仿真模型进行求解, 即可得到图 7 所示的电主轴稳态温度 t_s 的分布图(主轴转速为 48 kr/min, 空载), 从图 7 中可知定子、前端主轴, 前后轴承等热源区域温升较高, 而空载时转子上的电磁功率较小且铁耗可忽略不计, 故其产热较少温度也相对较低。

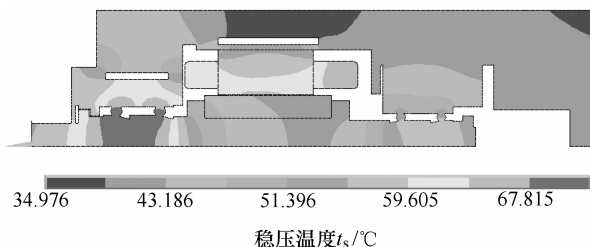


图 7 主轴转速 48 kr/min 时系统稳态温度场分布

2.2.3 轴承刚度计算

不同主轴转速下前、后轴承径向刚度的变化规律如图 8 所示, 前轴承采用定位预紧方式, 内外圈相对位置存在约束, 轴承运转时部分相对位移将转化为应变, 导致滚珠所承载荷变大, 其径向刚度随着转速的提高而提高。考虑热位移影响后(壳体由于

离热源相对较远, 且其内、外部的冷却水和空气带走大量热量, 其热膨胀通常不计入考虑), 内外圈的径向膨胀使得滚珠与内外圈之间的接触载荷进一步增大, 此外由主轴和轴承座的轴向热膨胀而引起的轴承内外圈轴向相对位移方向与轴承预紧方向一致, 故轴承径向刚度比不计热位移影响时更大, 且其上升趋势随着转速的提高而增大。后轴承采用定压预紧方式, 内外圈可以相对轴向移动, 转速和热位移对其径向刚度影响均不大。热位移对轴承轴向刚度和角刚度的影响与对径向刚度的影响相似, 但是随转速的变化规律与径向刚度有所不同(随着转速的提升而下降)。

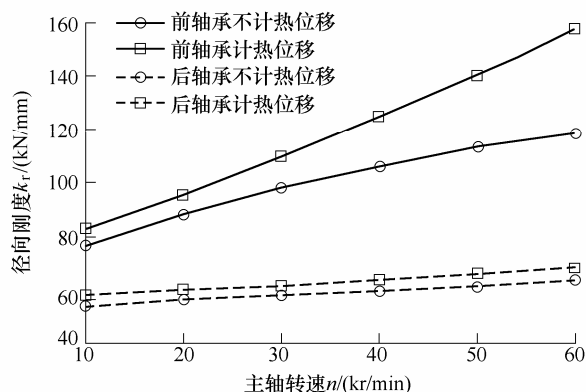


图 8 不同转速下前后轴承径向刚度变化规律

图 9 所示的是不同主轴转速下电主轴系统的一阶固有频率。由图 9 可知不计热位移时, 主轴一阶固有频率随着转速的升高略微上升, 这是因为主轴临界转速的主要影响因素 k_r 很大程度上补偿了高速时的支承软化(定压预紧下轴承轴向刚度和角刚度急剧下降)。轴承的热膨胀引起轴承刚度增大(以径向刚度为主), 故考虑热位移后同一转速下的主轴一阶固有频率比不计热位移时要高。

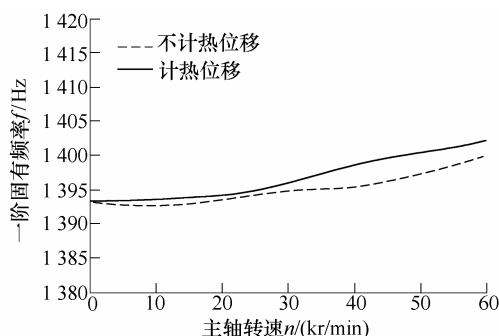


图 9 不同转速下电主轴系统的一阶固有频率

3 电主轴温升试验

3.1 试验介绍

基于上述分析, 本试验在不同转速和不同润滑

油量情况下,对最高同步转速为 60 kr/min 的油雾润滑型电主轴系统关键部位进行了温升测试,其中主轴外壳前端、中部、后端及排气口部位采用 TES-1310 温度表测温仪进行测量;利用埋装在前轴承座处的热电偶传感器测量轴承外端温度^[17],并在出水管端部绑定酒精温度计以记录出水温度。

3.2 理论和试验结果分析

表 3 为主轴空载条件下转速为 48 kr/min、油滴速度为 24 滴每分钟时主轴系统关键部位热平衡后的稳态温度,各部位仿真结果与试验结果比较接近,就壳体后端的温度误差稍微超过 10%,这是因为壳体后端离热源区较远,而仿真软件具有一定的失真性,远距离的热传递仿真会使误差增大。此外,从图 10、11 所示的主轴系统各关键部位瞬态温度 t_t 的变化规律图也可以看出各个时间段的仿真数据与试验结果也能较好吻合,验证了本文所建模型和计算流程的准确性。

表 3 主轴 48 kr/min 时系统关键部位的稳态温度

	壳体前	壳体中	壳体后	前轴承外端
仿真温度 $t_s/^\circ\text{C}$	41.3	35.5	36.4	46.1
试验温度 $t_t/^\circ\text{C}$	38.1	33.3	32.4	42.9
误差 $\Delta(\%)$	8.39	6.6	12.3	7.46

图 10 同时表明:前 500 s 内前轴承外端温度提升很快,500 s 过后温度只有微小提升并于 1 300 s 左右达到平衡,这是由于在运转初始阶段,前端轴承所受摩擦力矩急剧增大而产生大量摩擦热,同时摩擦热造成滚动体和滚道表面的润滑油膜迅速挥发,导致轴承发生干摩擦而加剧轴承发热;主轴平稳运行一段时间后,油雾发生器不断供油使得轴承内形成有效的油膜,轴承其他部位间的传、换热也接近平衡,温度趋于稳定。

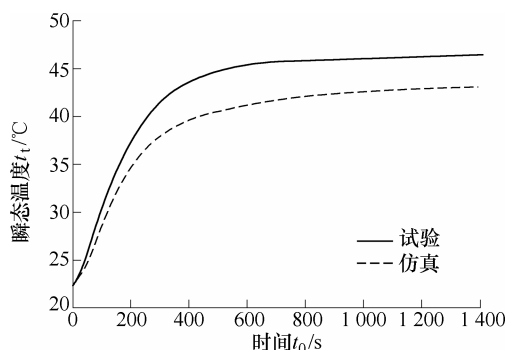


图 10 前轴承外端瞬态温度变化规律

图 11 所示的壳体瞬态温度变化规律与前轴承外端相似,而最终温度较低,因为壳体前中端虽然靠近热源定子,但定子处散热空间较大,且壳体与外部空气和内部冷却水的换热也带走大量的热;对

于壳体各个部位来讲,前端由于距前轴承和定子较近,温度最高,中端次之,后端因离热源较远温度最低。由上述分析结果可知,可以在轴承外部的轴承座处设计冷却水槽,以改善轴承处温升严重的现象。

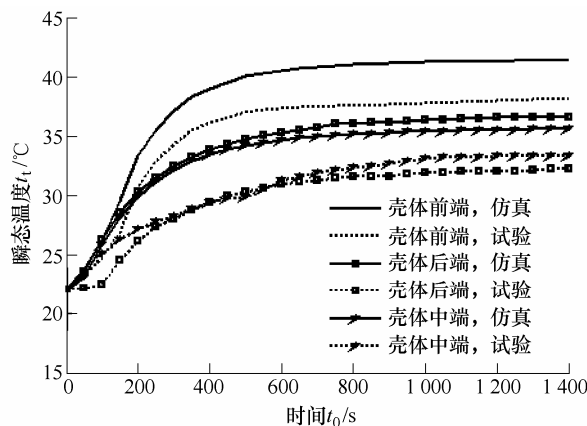


图 11 壳体瞬态温度变化规律

前轴承外端稳态温度与转速之间的关系如图 12 所示,结果表明:随着转速的升高,由于离心力等高速惯性效应使得轴承负载增大,摩擦产热增多,温度也随之提高;结合图 6、8 分析结果可知轴承定位预紧时产生的附加预紧力可改善其支撑稳定性,但会加剧摩擦而使产热增多,在超高速情况下发热更为严重;定压预紧下轴承预紧力在运转过程中保持不变,可一定程度上改善轴承的热特性。因此可根据不同工况条件选择不同的预紧方式,譬如在低速重载时采取定位预紧,高速轻载时使用定压预紧。

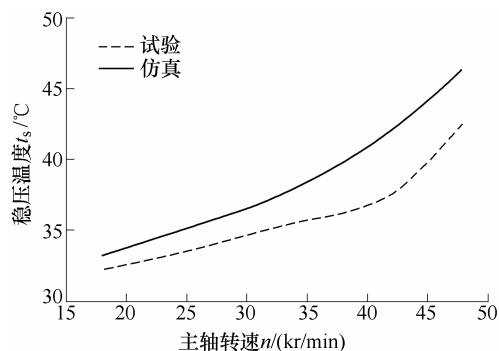


图 12 前轴承外端稳态温度随主轴转速变化规律

图 13 所示的冷却水温升与转速曲线关系图可间接反映出:电主轴壳体和定子外端温度随着主轴转速的升高而增高。根据式(10)、(11)可得到如图 14 所示的定子水套换热系数与冷却水流量之间的曲线关系,由图 14 可知:提高冷却水流量有助于定子冷却水套的散热,能有效降低电主轴壳体和定子温升,达到改善电主轴系统热态特性的目的。

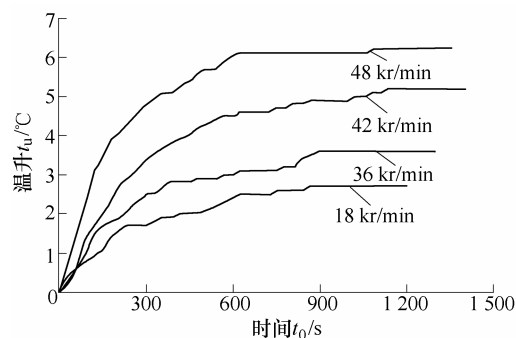


图 13 冷却水温升与主轴转速的关系

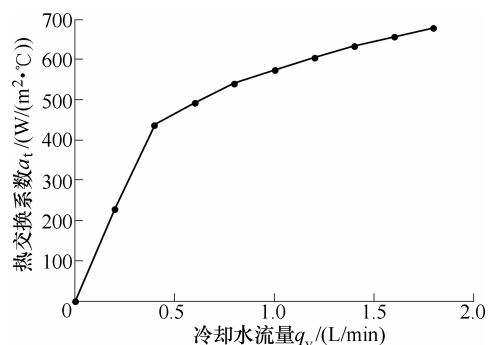


图 14 定子水套换热系数与冷却水流量之间关系

图 15、16 是主轴转速为 30 kr/min, 供气压力为 0.23 MPa 情况下, 前轴承外端、排气口温升分别与供油量之间的关系, 由图 15、16 可见这两个部位温升随着润滑油量的增加反而提高, 此结果表明过多的润滑油量会造成滚动体的搅油润滑, 加剧滚动体摩擦而增加产热量, 使得轴承温度进一步升高, 同时为防止润滑油量过少而导致的干摩擦, 应选择合适的润滑油量来减少轴承产热。

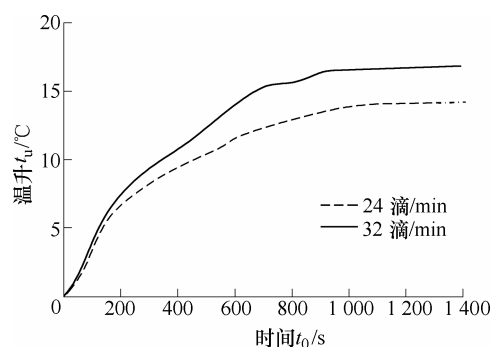


图 15 前轴承外端温升与供油量关系

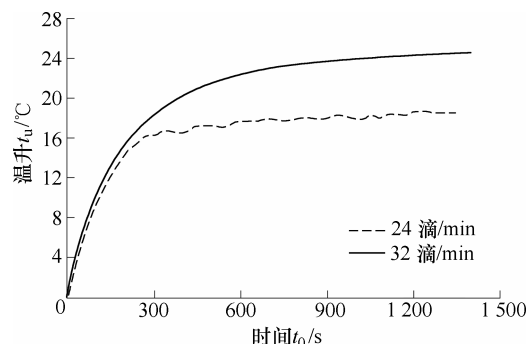


图 16 排气口温升与供油量关系

需要说明的是, 电主轴运转过程中温升造成的热位移虽然能一定程度上提高系统的支承刚度和固有频率, 但会损害轴承、内置电动机等元件的使用寿命, 同时温升还会改变一些重要电磁参数的属性, 使得系统的控制精度下降^[18-19]。因此在满足使用设计要求的基础上, 要根据工况条件合理配置轴承, 选择适量且低黏度的润滑油, 并提高冷却水流量, 以达到改善电主轴系统热态性能的目的。

4 结论

(1) 本文所提出的分析模型和计算流程具有足够精度用来分析电主轴系统的热态性能及其影响。

(2) 系统温升引起的热位移能提高定位预紧方式下轴承的动刚度, 对定压预紧方式下轴承的动刚度影响不大; 同时热位移还能一定程度上提高系统的固有频率。

(3) 电主轴运转过程中, 轴承和内置电动机的定、转子等部位温升较为严重, 其中电动机转子由于铁耗较小其温度相对较低, 而前轴承处负载较重其温度最高, 有必要在前轴承座处设置冷却槽对其惊醒降温。

(4) 根据工况进行合理的轴承配置以减轻轴承受载、选择适量且低黏度的润滑油以降低滚珠产热、增大冷却水流量以提高系统散热均可有效地改善电主轴系统的热态性能。

参 考 文 献

- [1] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(2): 1-22.
- [2] HOLKFP T, CAO Hongrui, KOLÁR P, et al. Thermo-mechanical model of spindles[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(1): 365-368.
- [3] LÜ Lang, XIONG Wangli, GAO Hang. Mechanical-electric coupling dynamical characteristics of an ultra-high speed grinding motorized spindle system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(5): 34-40.
- [4] BOSSMANN B, TU Jueifeng. A thermal model for high speed motorized spindles[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1999, 39(9): 1345-1366.
- [5] CHIEN Chiahung, JANG Jiinyun. 3-D numerical and experimental analysis of a built-in motorized high-speed spindle with helical water cooling channel[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 20(17-18): 2327-2336.

- [6] XU Min, JIANG Shuyun, CAI Ying. An improved thermal model for machine tool bearings[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(1): 53-62.
- [7] 王保民, 胡赤兵, 孙建仁, 等. 高速电主轴热态特性的 ANSYS 仿真分析[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(1): 28-31.
WANG Baomin, HU Chibing, SUN Jianren, et al. Simulation analysis of thermal characteristics of high-speed motorized spindle by using ANSYS[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(1): 28-31.
- [8] CREIGHTON E, HONEGGER A, TULSIAN A, et al. Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(4): 386-393.
- [9] 杨佐卫, 殷国富, 尚欣, 等. 高速电主轴热态特性与动力学特性耦合分析模型[J]. 吉林大学学报, 2011, 41(1): 100-105.
YANG Zuowei, YIN Guofu, SHANG Xin, et al. Coupling analysis model of thermal and dynamic characteristics for high-speed motorized spindle[J]. Journal of Jinlin University, 2011, 41(1): 100-105.
- [10] CHANG Chingfeng, CHEN Jinjia. Thermal growth control techniques for motorized spindles[J]. Department of Electrical Engineering, 2009, 19(8): 1313-1320.
- [11] LI Hongqing, SHIN Yung. Integrated dynamic thermo-mechanical modeling of high speed spindles, part 1: Model development[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, 2004, 126(1): 148-158.
- [12] 张峻晖, 熊万里. 高速电主轴轴承热位移对主轴系统动力学性能的影响研究[C]//2005 年中国机械工程学会年会, 2005 年 11 月 5-8, 重庆. 2005: 1-6.
ZHANG Junhui, XIONG Wanli. High-speed spindle bearing thermal displacement of the spindle system dynamic performance [C] // 2005 Chinese Mechanical Engineering Society Annual Meeting, 5-8 November, 2005, Chongqing. 2005: 1-6.
- [13] 李松生, 陈晓阳, 张钢, 等. 超高速时电主轴轴承的动态支承刚度分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(11): 60-65.
LI Songsheng, CHEN Xiaoyang, ZHANG Gang, et al. Analyses of dynamic supporting stiffness about spindle bearings at extra high-speed in electric spindles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(11): 60-65.
- [14] JORGENSEN B R, SHIN Yung. Dynamics of machine tool spindle/bearing systems under thermal growth [J]. American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division, 1996, 58: 333-340.
- [15] 陈小安, 陈文曲, 康辉民, 等. 偏心电主轴动力学分析[J]. 重庆大学学报, 2012, 35(3): 26-32.
CHEN Xiaolan, CHEN Wenqu, KANG Huimin, et al. Dynamic analysis of high speed motorized spindles with eccentrics[J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(3): 26-32.
- [16] 康辉民, 陈小安, 陈文曲, 等. 耦合电压对高速电主轴动态性能的影响[J]. 机械工程学报, 2011, 47(7): 148-156.
KANG Huimin, CHEN Xiaolan, CHEN Wenqu, et al. The effects of coupling voltage on the dynamic performance of high-speed motorized spindle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(7): 148-156.
- [17] 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.
- [18] 陈小安, 康辉民, 合焯, 等. 无速度传感器矢量控制下高速电主轴动态性能分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(7): 96-101.
CHEN Xiaolan, KANG Huimin, HE Ye, et al. Dynamic performance analysis of high speed motorized spindle under speed sensor-less vector control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(7): 96-101.
- [19] 康辉民, 陈小安, 陈文曲, 等. U/f 控制下高速电主轴的低频电压补偿与负载特性分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(9): 132-138.
KANG Huimin, CHEN Xiaolan, CHEN Wenqu, et al. Low-frequency voltage compensation and load analysis of the high-speed motorized spindle with U/f control mode [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(9): 132-138.

作者简介: 陈小安, 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。
主要研究方向为机电传动及智能化控制系统、电子机械运动与控制。

E-mail: xachen@cqu.edu.cn

刘俊峰(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机电传动及智能化控制系统。

E-mail: 20090702122@cqu.edu.cn