

考虑温度场影响的电主轴最佳间隙量研究

张珂,吴智鹏,王子男,白晓天

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 研究轴承与轴承座的最佳配合量,提高主轴的加工品质。方法 建立电主轴温度仿真模型和考虑热位移影响的轴承配合模型,分析轴承温度及热位移的变化情况;研究热位移与间隙量之间的关系,通过计算电主轴系统热位移确定轴承外圈与轴承座的最佳间隙量并通过实验验证。结果 电主轴温度仿真模型平均误差为3%;随着间隙量的上升,温度和热位移呈现先下降后上升的趋势,进而导致轴承与轴承座配合间隙变化量呈现先减后增趋势。结论 中高转速下,考虑温度影响的7008C轴承外圈与轴承座在0~0.03 mm间隙量区间范围,在间隙量0.012 mm工况下温度最低,间隙量的研究对电主轴的研发设计具有重要的指导意义。

关键词 电主轴;轴承;热位移;间隙量

中图分类号 TU391

文献标志码 A

Research on Optimal Clearance of Motorized Spindle Considering Temperature Influence

ZHANG Ke, WU Zhipeng, WANG Zinan, BAI Xiaotian

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: It is helpful to improve the machining quality of the spindle to study the bearing and the bearing seat optimal fit. The temperature simulation model of motorized spindle and the bearing fit model considering the influence of thermal displacement are established. The variation of bearing temperature and thermal displacement is analyzed, and the relationship between thermal displacement and clearance is studied. The optimal clearance between bearing outer ring and bearing seat is determined by calculating the thermal displacement of spindle system and verified by experiments. The results show that the average error of the temperature simulation model of motorized spindle is 3%. With the increase of clearance, the temperature and thermal displacement show a trend of decreasing first and then increasing, which leads to the change of clearance between bearing and bearing seat showing a trend of decreasing first and then increasing. Under medium and high rotational speeds, the outer ring and bearing seat of 7008C bearing considering the influence of temperature are in the range of 0~0.03 mm clearance, and the temperature is the lowest under the working condition of 0.012 mm clearance. The research on clearance has

收稿日期:2020-08-07

基金项目:国家自然科学基金项目(52175103);辽宁省教育厅科学研究项目(lnqn201909)

作者简介:张珂(1969—),男,教授,博士研究生导师,主要从事精密加工技术,机电一体化等方面研究。

important guiding significance for the research and development of motorized spindle.

Key words: motorized spindle; bearing; thermal displacement; clearance

电主轴高速旋转时,轴承与轴承座保持合适的配合能有效降低电主轴的振动,延长轴承使用寿命^[1]。主轴高速旋转过程中由于温升的影响造成配合量发生改变,进而改变配合性质,影响轴承的工作游隙和轴承刚度造成主轴系统加工精度降低^[2]。

电主轴能耗的高低会直接导致主轴系统温度的升高,而电主轴温度过高会导致轴承系统热位移增加,进而影响电主轴动态特性的稳定性^[3-6]。随着高速磨削加工的快速发 展,减少能耗损失,提高动态输出稳定性能的要求也随之增加。对于轴承热态特性方面,相关学者进行了大量的研究。Liu Zhe^[7]利用 ANSYS 软件建立了电主轴有限元模型,分别得到不同转速下的温度分布和热变形,研究热变形和温度之间的耦合关系。Liu Teng^[8]分析动-热-磁多场耦合机理,建立多物理场耦合分析模型,确定电主轴热误差模型流程。但涉及轴承配合量及其影响规律方面的研究没有得到广泛关注。

在轴承配合方面,Yang Zhaohui^[9]和芮执元^[10]研究了轴承装配时的初始配合量和预紧力对高速角接触球轴承刚度的影响,研究了热变形对转子系统的影响。Shu Pengcheng^[11]研究了对轴承产生配合误差和温升的影响因素,并且在仿真分析和理论计算的基础上提出一套轴承和轴承座配合方式的选择方案。时永^[12]通过试验方式确定轴承与转轴和轴承座的配合方式,并且提出配合量的最佳值。轴承与转轴间的配合已经进行了大量的研究,但对于轴承与轴承座间的配合研究较少。鉴于此,笔者从轴承与轴承座间的配合入手进行研究,考虑热位移影响建立轴承与轴承座配合模型,利用温度场模型仿真电主轴温度及热位移变化情况,研究了温度与配合量之间的关系,确定了电主轴

轴承最佳配合量,研究结果对提高轴承使用寿命以及整个电主轴的工作可靠性具有重要意义。

1 温度影响下的间隙量计算

由于角接触球轴承作为标准化零件,正确选择轴承的配合对于延长轴承使用寿命,提高轴承承载能力,进而保证电主轴加工精度具有重要作用^[13]。角接触球轴承配合的选择需要根据轴承内外圈承受载荷的特点,以及综合考虑轴承的大小、材质、工作环境等因素。综合考虑选用间隙配合,配合示意图如图 1 所示。

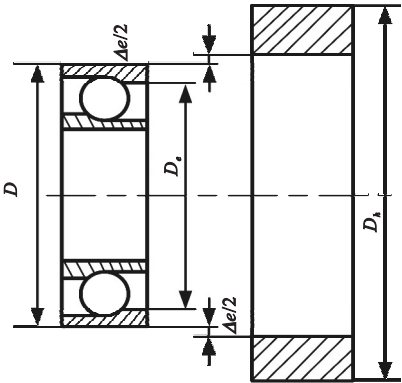


图 1 轴承与轴承座间隙配合示意图
Fig. 1 The clearance fit between bearing and bearing seat

过盈配合常用于动连接、转轴和轴承连接。电主轴中的轴承座主要起承受综合载荷,保持轴承稳定的作用,此时连接为静连接,笔者研究轴承与轴承座,故其配合采用间隙配合。温度会使轴承外圈产生热位移,进而造成轴承间隙配合量的改变,故笔者析温度影响下的最佳间隙量。

当采用间隙配合时,此时轴承外圈为静止圈,间隙连接不会造成轴承外圈发生变形,但是轴承旋转产生热量造成轴承外圈和轴承座产生径向热位移,热位移将使间隙配合变

成过渡配合甚至过盈配合,所以确定合适的间隙量对于轴承装配非常重要,初始总间隙量为

$$\Delta e = |\Delta_e| + |\Delta_h|. \quad (1)$$

式中: Δe 为总间隙量; Δ_e 为外圈单边间隙量; Δ_h 为轴承座单边间隙量。

轴承径向热位移计算公式为^[14]

$$\begin{cases} u'_e = \alpha_e \Delta T_e D_e, \\ u_{be} = \alpha_e \Delta T_e D, \\ u_h = \alpha_h \Delta T_h (1 + \mu_h) D. \end{cases} \quad (2)$$

式中: u'_e 、 u_{be} 、 u_h 分别为外圈沟道、外圈、轴承座径向热位移; α_e 、 α_h 分别为外圈、轴承座热膨胀率; D_e 、 D 分别为外圈沟道和外圈直径。

温升引起的轴承座-外圈间隙量的变化为

$$\Delta f_T = [\alpha_h \Delta T_h (1 + \mu_h) + \alpha_e \Delta T_e] D. \quad (3)$$

2 电主轴轴承工作温度仿真

电主轴中的热源主要来源于电主轴内部定转子间的铜损耗和铁损耗以及轴承摩擦产生的机械损耗,电主轴中两大热源产生的热量使得轴承系统产生热位移,从而改变轴承与轴承座之间的配合状态,进而轴承刚度和电主轴动态特性发生改变,在分析轴承系统温度之前需要计算得到电主轴的生热量。影响电主轴的生热量的因素有很多,包括电主轴的材料性能、载荷大小、供电频率、绕组形式等^[15]。

2.1 生热量计算

2.1.1 定转子间生热量计算

电主轴为电机内置结构,定子和转子转配于壳体内部,导致其产生的热量不易散出,定转子间的电磁损耗是热量主要来源,电磁损耗包括定转子铁损耗和铜损耗,铁损耗根据常系数三项式法又分为磁滞损耗,涡流损耗和异常损耗。电主轴中的电磁损耗的计算方法采用基于磁路分析,利用常系数三项式法计算铁损耗和欧姆定律计算铜损耗的电机学理论方法^[16]。

(1) 铁耗

电主轴磁滞损耗的大小与供电频率 f 和磁通密度幅值 B_m 有关,计算公式为

$$P_h = \sigma f B_m^\alpha. \quad (4)$$

式中: f 为电源频率; B_m 为电源频率为 f 时的磁通密度峰值; σ 为铁磁材料特性决定的磁滞损耗系数; α 为Steinmetz系数,取2。

电主轴涡流损耗计算公式为

$$P_c = \frac{\pi^2 \gamma d^2}{6\rho} (f B_m)^2 = \varepsilon (f B_m)^2. \quad (5)$$

式中: $\varepsilon = \pi^2 \gamma d^2 / 6\rho$ 为涡流损耗系数; d 为硅钢片厚度; γ 为电导率; ρ 为硅钢片电阻率。

异常损耗与铁磁材料的磁化机理有着直接联系,通过统计的方法研究异常损耗,通过磁化频率,磁场密度与损耗之间联系建立电主轴异常损耗表达式如式(6)所示。

$$P_a = k_a B^{1.5} f^{1.5}. \quad (6)$$

式中: k_a 为异常损耗系数。

根据电磁学原理,磁通密度峰值分别与电源电压均值,电源电压有效值存在正比关系^[17],关系分别如式(7)、式(8)所示。

磁通密度峰值与电源电压均值关系为

$$B_m = \frac{U_{av}}{2\sqrt{2}N_c f l \tau} = k_1 \frac{U_{av}}{f}. \quad (7)$$

磁通密度峰值与电源电压有效值关系为

$$B_m = \frac{U_{maxs}}{2\pi f N_c S} = k_2 \frac{U_{maxs}}{f}. \quad (8)$$

式中: U_{av} 为电源电压平均值; U_{maxs} 为电源电压的有效值; $k_1 = \frac{1}{2\sqrt{2}N_c l \tau}$; $k_2 = \frac{1}{2\pi N_c S}$; S 为铁心截面积。

将式(7)、式(8)代入式(4)、式(5)中得到总铁损耗计算公式:

$$P_{Fe} = k_h \frac{U_{av}^2}{f} + k_e U_{rmn}^2 + k_a B^{1.5} f^{1.5}. \quad (9)$$

式中: k_h 为磁滞损耗常数项系数, $k_h = \frac{\sigma}{2\sqrt{2}N_c f l \tau}$; k_e 为涡流损耗常数项系数, $k_e = \frac{\varepsilon}{4(N_c S n \pi)^2} = \frac{\gamma}{24\rho(N_c n l)^2}$ 。

(2)铜耗

根据欧姆定律,定子绕组通过相加各定子绕组中铜损耗来计算出总铜损耗,计算式为

$$P_{cu1} = \sum I_i^2 R_i . \tag{10}$$

式中: I_i 为绕组 i 中的电流; R_i 为绕组 i 的电阻。

电主轴中的电机定子绕组为三相绕组,定子铜损耗计算式为

$$P_{cu1} = 3I_1^2 R_1 . \tag{11}$$

根据电机内部能量传递的规律,转子铜损耗计算公式为

$$P_{cu2} = sP_{em} . \tag{12}$$

式中: s 为转差率; P_{em} 为电主轴有效功率,

$$P_{em} = \frac{P_m}{1-s}; P_m \text{ 为电主轴总功率} .$$

电主轴中总铜损耗计算式为^[18]

$$P_{cu} = P_{cu1} + P_{cu2} = 3I_1^2 R_1 + \frac{s}{1-s} P_m . \tag{13}$$

2.1.2 电主轴轴承间生热量计算

电主轴高速旋转过程中,角接触球轴承滚动体与内外圈产生碰撞摩擦导致轴承生热,轴承旋转越快,其滚动体与沟道间接接触面积越大,导致发热量也越大。轴承摩擦损耗与摩擦面上的压力、摩擦系数以及摩擦表面间的相对运动速度有关,轴承生热量计算式为

$$p_f = 1.047 \times 10^{-4} n M . \tag{14}$$

式中: p_f 为轴承摩擦生热量; W ; n 为电主轴旋转速度, r/min ; M 为轴承摩擦力矩, $N \cdot m$ 。

轴承的发热量与摩擦力矩有很大的关系,摩擦力矩 M 主要由油气润滑摩擦力矩 M_1 和负载摩擦力矩 M_2 组成^[19]。

$$M = M_1 + M_2 . \tag{15}$$

油气润滑摩擦力矩与运动黏度,角速度有着直接的联系,如式(16)所示。

$$M_1 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_m^3, & vn \geq 2\,000; \\ 1.6 \times 10^{-5} f_0 d_m^3, & vn < 2\,000. \end{cases} \tag{16}$$

式中: v 为润滑油运动黏度, m^2/s ; d_m 为轴承

节圆直径, mm ; f_0 与设计轴承种类和润滑方式相关,角接触球轴承取 1.7。

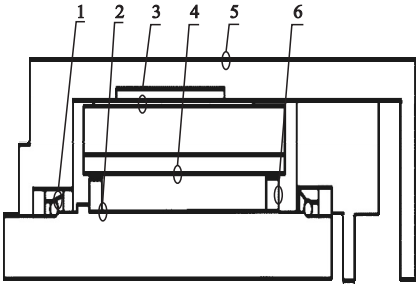
负载摩擦力矩主要与载荷大小以及承载方式有关,如式(17)所示:

$$M_2 = Z (F_s/C_s)^y (0.9F_a \arctan \alpha - 0.1F_r) d_m . \tag{17}$$

式中: Z 和 y 为相关经验系数;角接触球轴承, $Z=0.001$, $y=0.33$; F_s 为当量静载荷, N ; C_s 为额定静载荷, N ; F_a 为轴向载荷, N ; F_r 为径向载荷, N 。

2.2 搭建电主轴温度仿真模型

热源产生的热量将使电主轴内部零件温度上升,产生热位移,进而造成零件之间配合量的改变,对电主轴的性能会产生影响。由于电主轴内部结构复杂导致其生热与散热机制的复杂性。所以在建立电主轴温度场模型之前需要分析电主轴各边界传热方式。电主轴各边界换热类型示意图如图 2 所示。



1. 轴承与压缩空气对流传热;2. 转轴端部对流传热;3. 定子与冷却水对流传热;4. 定转子间的气隙与压缩空气对流传热;5. 电主轴与外部空气对流传热;6. 热传导为电主轴内部零件之间热传导。

图 2 电主轴各边界换热类型示意图
Fig. 2 Different types of heat transfer in the motorized spindle

利用 COMSOL Multiphysical 有限元仿真软件,对电主轴温度场和位移场进行多物理场耦合分析。通过复杂的物理场耦合建立电主轴热-结构模型,具体操作步骤如下:定义全局参数、创建几何模型、定义材料属性、物理场选择及边界条件确定、网格划分、计算求解、后处理等。考虑模型结构为回转体,采用规则的四面体和菱形进行较细化的网格剖

分,系统模型三角形单元个数 33 166,四面体单元个数 140 056,边单元数 4 625,顶点单元数 306,平均单元质量 0.641 7,最小单元质量 0.099 53,单元体积比 1.419×10^{-5} 。选择软件中的固体传热模块求解电主轴温度场,将轴承滚动体、电机定子、转子分别设置为热源;把转子端部、轴承各表面、冷却水道表面、

转子外表面、定子内表面之间及电主轴外表面设置成换热边界,热源生热量及各边界换热系数的大小可以根据理论公式求得^[20]。在转速为 9 000 r/min 时候,转子生热量为 130.98 W,定子生热量为 261.97 W,前后轴承生热量为 106.12 W。边界条件换热系数计算如表 1 所示^[21-22]。

表 1 电主轴边界条件
Table 1 Boundary conditions of motorized spindle

边界条件	努塞尔系数	换热系数
轴承与空气换热	—	$h_1 = 9.7 + 5.33u^{0.8}$
主轴端部与空气换热	—	$h_2 = 28 \sqrt{1 + \left(0.45 \times \frac{\pi n d_t}{60}\right)}$
冷却水与定转子换热(层流)	$Nu = 1.872 \left(\frac{Re P_r}{l/d}\right)^{1/3}$	$h_3 = \frac{Nu \lambda_w}{D}$
冷却水与定转子换热(湍流)	$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) \times P_r^{0.4} \left(1 + \left(\frac{D}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right)$	$h_3 = \frac{Nu \lambda_w}{D}$
气隙与空气换热	$Nu = 0.239 \left(\frac{\delta}{r}\right)^{0.25} Re^{0.5}$	$h_4 = \frac{Nu \lambda_w}{H}$
壳体与空气换热	—	$h_5 = 9.7$

根据电主轴温度场边界条件计算换热系数与转速的关系如图 3 所示。由图可知电主轴转速的上升,对流换热系数呈非线性增加关系。轴承与空气之间的对流换热系数最大,其次为转子与压缩空气换热系数,最小为主轴端部与空气换热系数。

(18) 所示。

$$\begin{cases} \rho_1 C_{p1} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_2 C_{p2} v \nabla T = \nabla (k \nabla T) + Q; \\ q = h(T_f - T); \\ Q = \frac{P}{V}. \end{cases} \quad (18)$$

式中: Q 为导热速度, W/m^3 ; ρ_1 为固体密度, kg/m^3 ; ρ_2 为流体密度, kg/m^3 ; C_{p1} 和 C_{p2} 分别为固体和流体的常压热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; T 为电主轴温度, $^\circ C$; v 为流体速度, m/s ; ∇ 为拉普拉斯算子; k 为导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; q 为对流热通量, W/m^2 ; h 为对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; T_f 为流体介质的温度, $^\circ C$ 。

根据机械设计手册轴承部分,根据配合对象的尺寸选用配合公差等级,进而根据配合公差等级选用合适的配合量。以角接触球轴承 7008C,7009C 为例,采用间隙配合,则根据尺寸表选择的轴承座的公差带为 H7,前轴承座孔的尺寸为 $75_0^{+0.030}$,前轴承 7009C 外圈的尺寸为 $75_{-0.013}^0$,后轴承座孔的尺寸为 $68_0^{+0.030}$,后轴承 7008C 外圈的尺寸为

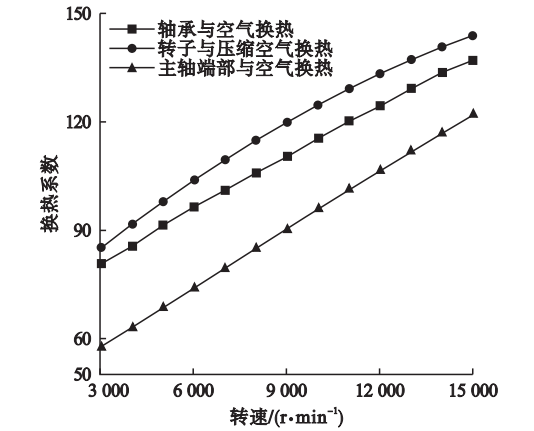


图 3 电主轴间换热系数与转速的关系
Fig. 3 Relationship between heat transfer coefficient and speed of motorized spindle

结合电主轴内部热传递,热对流能量守恒方法,得出换热系数与温度之间关系如式

$68_{-0.013}^0$,前后轴承外圈与轴承座的间隙量为 $0 \sim 0.043$ mm。由于间隙量取值范围较大,如果间隙量较大将对轴承稳定性产生一定的影响,所以本次仿真的取值间隙量为 $0 \sim 0.03$ mm,取值没有超过理论最大值,在合理范围内。

仿真环境温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,转速为 $9\,000\text{ r/min}$,冷却水流量为 10 L/min ,压缩空气压强为 0.36 MPa ,润滑油型号为 20 号机械油,轴承外圈与轴承座为间隙配合,间隙量为 0.01 mm ,图 4 为达到稳态温度后主轴系统温度分布示意图。主轴系统包括转轴、转子、轴承、轴承座。可见主轴系统中最高温度在转子处,其次为前轴承、前轴承座、后轴承、后轴承座,说明电磁损耗生热量大于摩擦损耗生热量,并且转子为其主要热源。主轴系统温度分布不均,最高温度为 $38.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,而最低温度仅为 $33.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

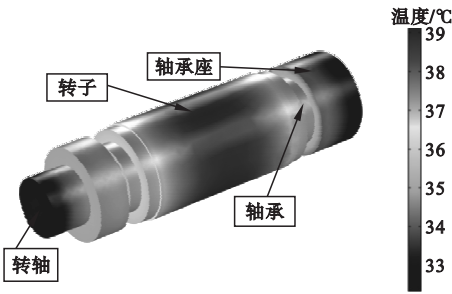


图 4 9 000 r/min 时主轴系统温度分布示意图

Fig. 4 Temperature distribution of spindle system at 9 000 r/min

依据轴承 Harris 经验计算公式仿真分析主轴系统热位移变化情况, $9\,000\text{ r/min}$ 时主轴系统稳态热位移图如图 5 所示,此时的仿真条件仍与图 4 相同。可知轴端的热位移最大,最大值为 $58.4\text{ }\mu\text{m}$ 。这是由于轴端主要用于连接刀具,旋转中承载载荷较大。因前轴承尺寸大于后轴承,在载荷和摩擦的作用下,前轴承温度最高,并且前轴承热位移也大于后轴承。在转速为 $9\,000\text{ r/min}$,间隙量为 0.01 mm 的条件下,后轴承座位 $19.8\text{ }\mu\text{m}$ 。



图 5 9 000 r/min 时主轴系统稳态热位移图

Fig. 5 Steady thermal displacement diagram of spindle system at 9 000 r/min

3 温度与间隙量关系分析

保持轴承与转轴过盈量不变的情况下改变轴承与轴承座之间的配合量,分别仿真分析间隙配合下主轴系统温度以及热位移,探究轴承与轴承座间最佳配合量。由于温度对后轴承影响变化明显,并且较为直观,所以笔者主要分析后轴承型号为 7008C 角接触球轴承温度情况。

转速在 $3\,000\text{ r/min}$, $9\,000\text{ r/min}$, $15\,000\text{ r/min}$ 下,改变轴承外圈的间隙量,仿真分析轴承外圈与轴承座的温度变化情况,如图 6 所示。

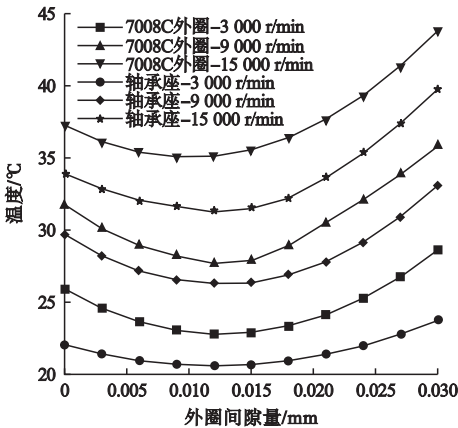


图 6 轴承外圈和轴承座温度与间隙量变化关系

Fig. 6 Relationship between temperature and clearance of bearing outer ring and bearing seat

当内圈过盈量不变的情况下,轴承稳态温度随着外圈间隙量的增加呈先下降后上升的趋势,最低稳态温度在 0.012 mm 左右。

可知间隙量的大小对轴承稳态温度较为敏感,轴承外圈与轴承座间的松紧对温度影响较大。当轴承与轴承座间隙量从无到有时,轴承产生的热量可以通过间隙进行换热,导致轴承外圈温度下降。但当间隙量达到一定程度后,转子的一部分热量传递到轴承端,导致温度上升。当外圈间隙量为 0.012 mm 时,在 3 000 r/min,9 000 r/min,15 000 r/min 下轴承外圈的温度最低,分别为 22.8 ℃,27.6 ℃,35.1 ℃。轴承座的温度分别为 20.6 ℃,26.3 ℃,31.2 ℃。

基于轴承 Harris 公式,仿真计算出 7008C 轴承外圈和轴承座热位移变化情况,图 7 和图 8 分别为 7008C 轴承热位移和间隙变化量情况。

由图 7 可知:随着间隙量的增长,热位移与温度 同样 是 下降 后 上 升 的 关 系。3 000 r/min 时,轴承外圈热位移大于轴承座热位移,而 9 000 r/min 和 15 000 r/min 时,轴承座热位移和外圈热位移几乎相同。间隙配合下的热位移可能导致配合关系发生改变,变成过渡配合和过盈配合,对于选择一个合适的间隙量也至关重要。由图 8 可知:热位移导致间隙量减小,随着初始间隙量的增加,间隙减小量同样为先下降后上升趋势。间隙量为 0.012 mm 时,间隙减小量最小,对轴承的影响最小。综上,轴承与轴承座之间的间隙量为 0.012 mm 时最佳,此时温度和间隙减小量均为最小。

4 实验验证

笔者实验对象为全钢制电主轴,热特性试验的实验条件为室温环境 20 ℃,润滑方式为油气润滑,空载条件下转速从 3 000 r/min 上升到 15 000 r/min,每次递增 1 000 r/min。采用的实验仪器为接触式主轴回转误差分析仪。本次实验测量的实验数据为电主轴轴承外圈温度^[23]。钢制电主轴温度实验如图 9 所示。本次实验采用的电主轴的相关参数与仿真设置参数完全相同,前轴承采用 7009C,后轴承采用 7008C,预紧力为 400 N。电主轴热特性实验可以得出 7008C 轴承外圈温度与时间、转速的关系,如图 10、图 11 所示。

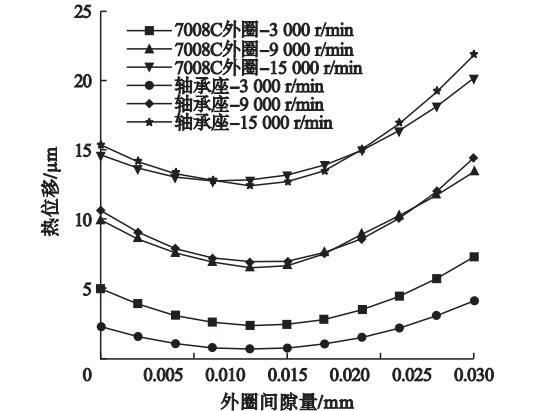


图 7 不同转速下热位移与间隙量关系

Fig. 7 The relationship between thermal displacement and clearance at different speeds

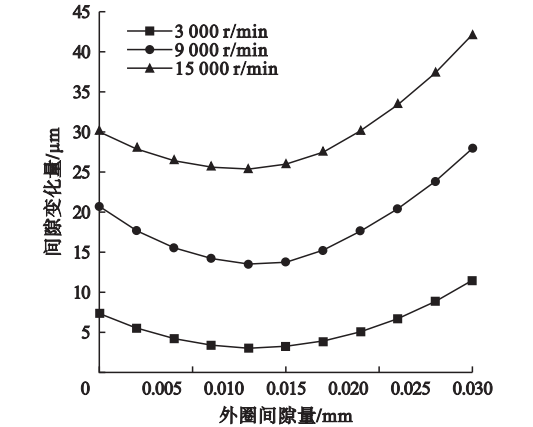


图 8 不同转速下间隙变化量变化情况

Fig. 8 Variation of clearance at different speeds

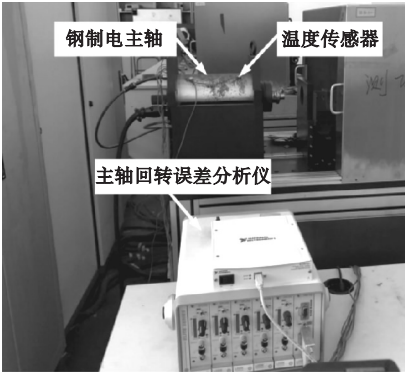


图 9 钢制电主轴温度实验

Fig. 9 Temperature experiment of motorized spindle

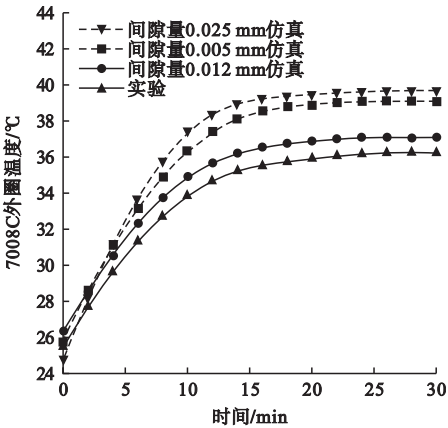


图 10 7008C 轴承外圈温度与时间关系

Fig. 10 Relationship between temperature and time of 7008C bearing outer ring

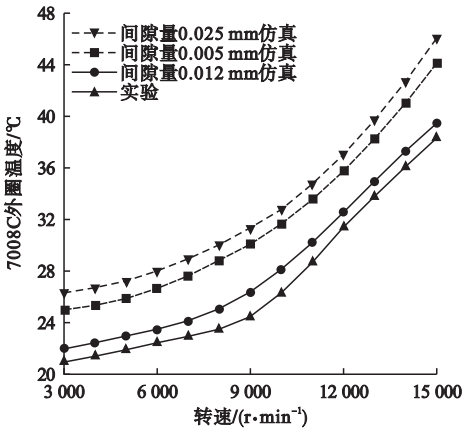


图 11 7008C 轴承外圈温度与转速关系

Fig. 11 Relationship between temperature and speed of 7008C bearing outer ring

在转速为 9 000 r/min 工况下测量分析钢制电主轴后轴承外圈温度,外圈温度与时间关系变化图如图 10 所示。间隙量在 0 ~ 0.03 mm 内取 0.005 mm、0.025 mm、0.012 mm 的温度仿真值与实验值进行对比。分析可知:随着时间的增长温度变化趋势快速增加,之后达到稳态温度。后轴承实验稳态温度为 36.2 °C,比间隙量 0.012 mm 仿真稳态温度小 0.9 °C,误差为 3%。而间隙量为 0.005 mm 和 0.025 mm 时后轴承外圈仿真稳态温度为 39 °C 和 39.7 °C,比 0.012 mm 时分别高 2 °C 和 2.7 °C,所以使用间隙量为 0.012 mm 可以有效降低温升,减小热位

移量。

7008C 轴承外圈温度与转速关系对比图如图 11 所示。轴承外圈稳态温度随转速增加呈上升趋势,轴承温度在 9 000 r/min 之前递增缓慢,9 000 r/min 之后快速增加。在间隙量为 0.012 mm 下,7008C 轴承外圈温度仿真与实验的最大温差为 2.8 °C。而 0.005 mm 和 0.025 mm 间隙量与 0.012 mm 间隙量的最大温差为 4.3 °C 和 6.7 °C。所以采用 0.012 mm 间隙量的电主轴温升更低。

5 结 论

(1)轴承外圈温度大于轴承座温度,随着间隙量的上升,温度和热位移呈现先下降后上升的趋势,进而导致轴承与轴承座配合间隙变化量呈现先减后增趋势;电主轴轴承系统温度模型平均误差为 3%,该温度仿真模型具有很高的准确性。

(2)建立考虑热位移因素影响的轴承配合模型,通过分析热位移对间隙量的影响情况,并且在 0 ~ 0.03 mm 内不同间隙量下温度进行对比,可知间隙量 0.012 mm 时最佳,此间隙量下温度,热位移及间隙量变化量均为最小。

参考文献

[1] CAO Hongrui, LI Bijian, LI Yamin. Model-based error motion prediction and fit clearance optimization for machine tool spindles [J]. Mechanical systems and signal processing, 2019,133(1):1-15.

[2] 毛宇泽,王黎钦,古乐. 负游隙对高速高温薄壁圆柱滚子轴承动态性能的影响分析[J]. 航空动力学报,2016,31(11):2795-2800. (MAO Yuze, WANG Liqin, GU Le. Effect of negative clearance on dynamic characteristics of high-speed high-temperature thin-walled cylindrical roller bearings [J]. Journal of aerospace power, 2016,31(11):2795-2800.)

[3] 骆超,马伟斌,赵军. 电机系统能耗影响因素模型评价与分析[J]. 电机与控制应用,2016,43(8):98-103. (LUO Chao, MA Weibin, ZHAO Jun. Evaluation model study of energy consumption factor for motor [J]. Electric machines & control application, 2016,43(8):98-103.)

[4] 徐梦圆,张丽秀,吴玉厚. 陶瓷电主轴损耗特

- 性分析[J]. 微特电机, 2012, 40(10): 32-35.
(XU Mengyuan, ZHANG Lixiu, WU Yuhou. Analysis on ceramic electric spindle loss [J]. Small & special electrical machines, 2012, 40(10): 32-35.)
- [5] 张闯, 刘保国, 冯伟. 超高速磨削电主轴热特性分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019(4): 41-44.
(ZHANG Chuang, LIU Baoguo, FENG Wei. Thermal characteristics analysis of ultra high speed grinding electric spindle [J]. Modular machine tool & automatic manufacturing technique, 2019(4): 41-44.)
- [6] 邢金鹏, 王均波. 卧式数控机主轴热变形影响因素分析[J]. 机床与液压, 2019, 47(3): 130-134.
(XING Jinpeng, WANG Junbo. Analysis of factors affecting thermal deformation of spindle of horizontal CNC machine tool [J]. Machine tool & hydraulics, 2019, 47(3): 130-134.)
- [7] LIU Zhe, CHEN Wei, LI Desheng, et al. Theoretical analysis and experimental study on thermal stability of high-speed motorized spindle [J]. Industrial lubrication and tribology, 2017, 69(6): 1049-1065.
- [8] LIU Teng, GAO Weiguo, ZHANG Dawei, et al. Analytical modeling for thermal errors of motorized spindle unit [J]. International journal of machine tools & manufacture, 2016, 112: 53-70.
- [9] YANG Zhaohui, LI Baotong, YU Tianxiang. Influence of structural parameters and tolerance on stiffness of high-speed ball bearings [J]. International journal of precision engineering & manufacturing, 2016, 17(11): 1493-1501.
- [10] 芮执元, 王志强, 周亚敏. 热变形对电主轴电机转子与主轴过盈配合的影响. 机械与电子, 2011, 7: 3-5.
(RUI Zhiyuan, WANG Zhiqiang, ZHOU Yamin. Effect of thermal deformation to the interference fit between the motor spindle's rotor and spindle [J]. Machinery & electronics, 2011, 7: 3-5.)
- [11] SHU Pengcheng, TANG Xianquan. Analysis and calculation on radial clearance and fit tolerance of motor bearings in machine tool spindle [J]. Machine tool and hydraulics, 2013, 41(2): 18-20.
- [12] 时永, 巩嘉贝, 朱会娟. 考虑内外圈不同配合精度对轴承温升的影响研究[J]. 机电产品开发与创新, 2018, 31(6): 40-43.
(SHI Yong, GONG Jiabei, ZHU Huijuan. Study on the influence of different matching accuracy of inner and outer rings on bearing temperature rise [J]. Development & innovation of machinery & electrical products, 2018, 31(6): 40-43.)
- [13] 单宝峰, 王海强, 李景春. 高速旋转主轴轴承配合过盈量的影响因素分析[J]. 机械制造, 2010, 48(12): 36-38.
(SHAN Baofeng, WANG Haiqiang, LI Jingchun. Analysis on influencing factors of bearing fit interference of high speed rotating spindle [J]. Machinery, 2010, 48(12): 36-38)
- [14] ZHANG Lixiu, YAN Ming, WU Yuhou, et al. Multi-field coupled model and dynamic performance prediction for 150MD24Z7.5 motorized spindle [J]. Journal of vibration and shock, 2016(1): 67-73.
- [15] 李新胜, 赵波, 鲍雅萍, 等. 高速电主轴热态特性仿真分析[J]. 工具技术, 2012(8): 17-20.
(LI Xinsheng, ZHAO Bo, BAO Yaping, et al. Simulation analysis of thermal characteristics for high speed motorized spindle [J]. Tool engineering, 2012(8): 17-20.)
- [16] BOGLIETTI A, CAVAGNINO A, LAZZARI M. Fast method for the iron loss prediction in inverter-fed induction motors [J]. IEEE transactions on industry applications, 2010, 46(2): 806-811.
- [17] 李佳宣, 李鹏宇, 陈庚, 等. 基于 MATLAB / Simulink 的变频电机系统能耗实用模型[J]. 电机与控制应用, 2017, 44(5): 84-89.
(LI Jiaxuan, LI Pengyu, CHEN Geng, et al. Practical model to predict energy consumption of variable speed motor systems based on MATLAB/Simulink [J]. Electric machines & control application, 2017, 44(5): 84-89.)
- [18] 夏雪, 黄允凯, 彭飞, 等. 高速电机绕组交流铜损耗的计算与测量[J]. 微电机, 2019, 52(12): 1-6.
(XIA Xue, HUANG Yunkai, PENG Fei, et al. Calculation and measurement of AC copper loss in high-speed motor [J]. Micromotors, 2019, 52(12): 1-6.)
- [19] 郭宝忠, 王莉. 角接触球轴承温升有限元分析[J]. 机械研究与应用, 2017, 30(4): 4-6.
(GUO Baozhong, WANG Li. Finite element analysis on temperature rise of the angular contact ball bearing [J]. Mechanical research & application, 2017, 30(4): 4-6.)
- [20] 崔向昆. 高速电主轴温度分布及其热位移研究[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2018.
(CUI Xiangkun. Research on temperature distribution and thermal displacement of high speed spindle [D]. Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2018.)
- [21] ZHANG Ke, WANG Zinan, BAI Xiaotian, et al. Effect of preload on the dynamic characteristics of ceramic bearings based on a dynamic thermal coupling model [J]. Advances in mechanical engineering, 2020, 12(1): 1-18.
- [22] 吴玉厚, 于文达, 张丽秀, 等. 基于损耗实验的电主轴温度场分析[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2014, 30(1): 142-146.
(WU Yuhou, YU Wenda, ZHANG Lixiu, et al. Motorized spindle temperature field analysis based on the loss [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2014, 30(1): 142-146.)
- [23] WU Li, TAN Qingchang. Thermal characteristic analysis and experimental study of a spindle-bearing system [J]. Entropy, 2016, 18(7): 271-296.
(责任编辑: 刘春光 英文审校: 范丽婷)