

# 高速电主轴温度分布及其影响因素

吴玉厚<sup>1</sup>,崔向昆<sup>1</sup>,孙红<sup>2</sup>,张丽秀<sup>1</sup>,张珂<sup>1</sup>

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168; 2. 沈阳建筑大学交通工程学院,辽宁 沈阳 110168)

**摘要** 目的 分析 170SD30 电主轴温度场分布情况,为提高主轴加工精度提供理论依据. 方法 建立电主轴数学模型及 1/4 三维几何模型,实验验证电主轴模型的可靠性. 利用 COMSOL 软件模拟电主轴的温度分布,研究主轴转速、径向磨削力对电主轴温升的影响. 结果 电主轴的最高温度出现在后轴承处,温度为 47.7 ℃;电主轴最低温度出现在冷却水水道处,温度为 16.2 ℃;转子到定子间的空气温度迅速递减;在冷却液流量达到 0.35 m<sup>3</sup>/h 时,对比电主轴后轴承外表面处温度的实验数据与模拟数据,平均温差为 0.25 ℃,误差为 1.3%. 结论 轴承和转子处于高温区,由于轴承发热率大,而后轴承所处位置的结构不利于散热,导致后轴承温度最高;由于定、转子间隙的传热系数低,致使转子到定子的温度急剧降低;转速对后轴承温升影响最大,而磨削力对前轴承温升影响最大.

**关键词** 电主轴;温度场;冷却液流量;径向磨削力

中图分类号 TG502.13 文献标志码 A

## Temperature Distribution of High Speed Motorized Spindle and It's Influencing Factors

WU Yuhou<sup>1</sup>, CUI Xiangkun<sup>1</sup>, SUN Hong<sup>2</sup>, ZHANG Lixiu<sup>1</sup>, ZHANG Ke<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. School of Transportation Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

**Abstract:** In order to analyze the temperature field distribution of 170SD30 motorized spindle, and to provide theoretical basis for improving the accuracy of spindle machining, the mathematical model and a quarter of the motorized spindle three-dimensional geometric model were established to verify the reliability of the model by experiments. Simulate the temperature distribution of motorized spindle by using COMSOL software, study the influence of spindle speed and radial grinding force on the temperature rise of motorized spindle. Simulation results show that the highest temperature field appears on the rear bearing and the temperature is 47.4 ℃, and the lowest temperature field appears on the channel is 16.2 ℃. The temperature of air between rotor and stator

收稿日期:2016-12-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51375317,51675353);辽宁省高校创新团队支持计划(LT2014011)

作者简介:吴玉厚(1955—),男,教授,博士,博士研究生导师,主要从事数控机床主轴系统关键技术研究.

decreases gradually. When the flow reaches  $0.35 \text{ m}^3/\text{h}$ , the average range of temperature between experiment and simulation result on bearing of the motorized spindle external surface is  $0.25^\circ\text{C}$ , the error of  $1.3\%$ . Bearing and rotor are in high temperature area. On account of the largest heating rate on bearing, meanwhile the structure of the rear bearing is not conducive to heat dissipation, the maximum temperature exists on the rear bearing. The temperature between the rotating shaft and the casing gradually decreases, and the temperature of the rotor to the stator decreases fleetly due to the low heat transfer coefficient of the stator and rotor clearance. The revolving speed has the greatest influence on the rear bearing and the grinding force has the greatest influence on the front bearing.

**Key words:** motorized spindle; temperature field; coolant flow rate; radial grinding force

电主轴是高速数控机床的核心部件,它将机床主轴与变频电机轴合二为一,实现了电主轴的零传动,提高了机床的加工效率和加工精度。在电主轴高速运转过程中,内置电机损耗和轴承摩擦产生大量的热量,导致电主轴温度升高,温升必然导致热变形<sup>[1]</sup>,主轴和轴承的热变形会进一步影响机床的加工精度,并且会直接限制电主轴的转速,对机床的加工效率产生很大的影响。实践证明,在精密机床的加工中,因电主轴热变形引起的误差远大于其他因素引起的误差和变形量<sup>[2]</sup>。因此,分析电主轴温度场已经成为提高电主轴运行精度的必然手段。

针对电主轴在实际加工过程中存在的问题,国内外学者对电主轴的温升及热传递性能进行了大量的研究。B. Bossmanns 等<sup>[3]</sup>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,为高性能铣床主轴的应用提供了依据;Chen J S 等<sup>[4]</sup>将热应力作为考虑重点研究电主轴的轴承应力分布,并研发了在线检测仪器,对预紧力大小进行控制,在一定转速下,得到使轴承温度最低的最小轴承预紧力;E. Abele 等<sup>[5]</sup>对主轴的热-动力学性能进行了相关研究,总结了机械热模拟、轴承和驱动等方面的概念,得到主轴单元中传感器和执行器的集成可以提高主轴稳定性和加工效率;C. H. CHIEN 等<sup>[6]</sup>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

分布进行了三维数值求解和试验,得到冷却水的强制对流换热可以有效地控制电主轴的温度和主轴的加工精度;Cao H 等<sup>[7]</sup>建立了一个电主轴热-结构模型,可以预测电主轴的温度场分布和温升情况,在特定情况下,可以准确预测轴承瞬时刚度和接触载荷;日本 NSK 研究中心的一些学者对陶瓷轴承在高速转动下的力学与发热数学模型进行了深入研究,并进行了实验验证。国内从事这一领域研究的主要有广东工业大学、洛阳轴承研究所和浙江大学等单位。洛阳轴承研究所的杨威启<sup>[8]</sup>用热流网络法分析轴承系统温度场,并开发了名为 SYBTEM 的计算程序;王保民等<sup>[9]</sup>通过分析主轴的生热和散热特性建立电主轴热分析有限元模型,得到转子轴的温升是导致电主轴精度降低和轴承失效的主要原因,揭示了电主轴温度场分布的非线性特征;郭军等<sup>[10]</sup>分别针对脂润滑和油气润滑两种润滑条件下的电主轴稳态温度场的分布,计算发现油气润滑要比脂润滑情况的温升要小很多;廖敏等<sup>[11]</sup>利用人工神经网络 BP 算法对高速电主轴轴承在不同转速下轴承的稳态温度进行了预测,分析了影响电主轴温升的因素,并说明了转速对轴承系统的温升影响最大,转速增加,温度会急剧上升;蒋兴奇等<sup>[12]</sup>分析了高速精密角接触球轴承的发热特性和热传递特性,并对电主轴的发热与传递特性进行了计算,得到轴承的发热与摩擦力矩密切相关。

以上研究大都是通过建立电主轴热模

型,理论计算电主轴的生热机制和传热机制,实验与模拟电主轴各个零件之间的温度分布情况,没有考虑到温度在电主轴内部空气间的传递过程;轴承方面,大都是单独研究轴承的发热特性及热传递性能,没有将轴承发热与整个电主轴温升联系起来.基于此,笔者以 170SD30 电主轴为研究对象,建立电主轴数学模型及 1/4 电主轴几何模型,利用 COMSOL 仿真软件中的共轭传热模块模拟 170SD30 电主轴油气润滑流场与电主轴温度场的耦合,分析电主轴各零件及内部空气的温度分布情况,模拟主轴转速、径向磨削力对

电主轴温升的影响,为提高主轴的加工精度和机床的加工效率提供了理论依据.

1 模型及模拟方法

1.1 数学模型

1.1.1 电主轴内置电机的损耗发热

电主轴内置电机的损耗主要包括机械损耗、电气损耗、磁损耗.研究发现,在电主轴高速运转的条件下,假设电机的损耗全部转化为热量.有近 1/3 的发热量由电机转子产生,其余 2/3 的发热量由电机定子产生<sup>[13]</sup>.相关计算参数如表 1 所示<sup>[14]</sup>.

表 1 电主轴内置电机损耗

Table 1 The loss of internal motor on motorized spindle

损耗类型	计算公式	影响因素
机械损耗	$P_n = \pi C \rho \omega^3 R^4 L$	摩擦系数 $C$ ,空气密度 $\rho$ ,主视角速度 $\omega$ ,转子外径 $R$ ,转子长 $L$
电气损耗	$P_{cu} = \sum I_x^2 R_x$	$x$ 绕组中的电流 $I_x$ , $x$ 绕组中的电阻值换算到基准工作温度时的阻值
磁损耗	$P_e = \sigma_e (Bf)^2$ $P_h = \sigma_h f B^2$	涡流损耗 $P_e$ ,磁滞损耗 $P_h$ ,材料规格及性能的常数 $\sigma_e$ ,材料系数 $\sigma_h$ ,磁通密度振幅 $B$ ,磁通变化频率 $f$

定子和转子的体积计算:

$$v = \frac{1}{4} \pi (d_1 - d_2) l. \tag{1}$$

式中: $v$  为定子和转子的体积; $d_1$  为外圈直径; $d_2$  内圈直径; $l$  为定子和转子的长度.

定、转子的发热量与体积之比为定、转子单位体积的发热率,在 12 000 r/min 转速下,计算得定子的发热率为  $3.2 \times 10^5 \text{ W/m}^3$ ,转子的发热率为  $4.5 \times 10^5 \text{ W/m}^3$ .

1.1.2 电主轴轴承的发热

电主轴轴承的发热主要包括球与轨道的差动摩擦生热,球的陀螺转动摩擦生热以及球与保持架的滑动摩擦生热.轴承发热量计算公式如下<sup>[15]</sup>:

$$H_f = 1.047 \times 10^{-4} nM. \tag{2}$$

式中: $H_f$  为轴承发热量; $n$  为电主轴转速; $M$  为轴承摩擦力矩.

轴承的发热与轴承的摩擦力矩密切相关,摩擦力矩  $M$  由黏性摩擦力矩  $M_0$  和载荷力矩  $M_1$  两部分组成<sup>[16]</sup>.  $M_0$  与润滑剂的黏性

有关, $M_1$  与轴承的负载有关.

轴承摩擦力矩公式如下:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3, v_0 n \geq 2\,000. \tag{3}$$

$$M_0 = 1.6 \times 10^{-5} f_0 d_m^3, v_0 n < 2\,000. \tag{4}$$

$$M_1 = Z (F_s / C_s)^y (0.9 F_a \text{ctg} \alpha - 0.1 F_r) d_m. \tag{5}$$

式中: $f_0$  为与轴承类型和润滑方式有关的系数,取  $f_0 = 1.7$ ;  $v_0$  是所采用润滑剂的黏度; $d_m$  为轴承中径; $F_s$  为当量静载荷; $C_s$  为额定静载荷; $Z$ 、 $y$  为与轴承设计有关的经验系数,对于角接触轴承  $Z = 0.001$ ,  $y = 0.33$ ;  $F_a$  为轴向载荷力; $F_r$  为径向载荷力.

1.1.3 电主轴定子与冷却水的对流换热

电主轴定子与冷却水之间的对流换热属于管内流体强制对流换热,冷却水的流态不同换热规律也不同,先用雷诺数  $R_e$  来判断流态,再进行换热系数的计算.  $R_e \geq 2\,000$  时为湍流,当  $R_e < 2\,000$  时为层流.

流体的对流换热系数为<sup>[17]</sup>

$$\alpha = \frac{N_\mu \lambda}{D}. \tag{6}$$

式中: $D$  为定形尺寸, $D=4A/U$ , $A$  为截面积, $U$  为截面周长; $N_{\mu}$  为努谢尔特数; $\lambda$  为导热系数; $N_{\mu}=0.023R_e^{0.8}P_r^{0.4}$ , $R_e=\mu D/\gamma$ , $P_r=c_p\rho\gamma/\lambda$ ,其中 $\gamma$  为流体黏度, $c_p$  为流体的比热.

1.1.4 电主轴外表面与空气的对流换热

电主轴表面与周围空气之间不仅存在对流换热,还存在热辐射<sup>[18]</sup>. 根据静止表面与周围的空气之间传热系数计算结果<sup>[19]</sup>,取传热系数 $\alpha=9.7\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

由于模拟时考虑到电主轴内部压缩空气流场与电主轴温度场的耦合,所以在理论计算时对电主轴内腔表面与空气间的散热系数不予计算.

1.2 几何模型

笔者以 170SD30 电主轴为研究对象,为了方便计算,将油气润滑部分设置为实体,忽略油气润滑系统中 20 号机械油对轴承的降温作用,只考虑压缩空气对轴承和电主轴内腔表面散热的影响;冷却水部分以散热系数的形式表现. 根据电主轴的生热、散热情况,结合电主轴实际形状尺寸,对电主轴模型进行简化,在 Pro/Engineer 中建立 1/4 电主轴三维模型(见图 1).

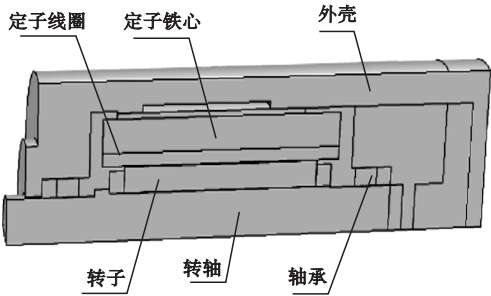


图 1 1/4 电主轴三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of a quarter of the motorized spindle

1.3 模拟方法

利用 COMSOL 仿真软件中的共轭传热模块,对电主轴进行流体与温度场的耦合. 模型在 COMSOL 软件中的网格划分情况见图 2.

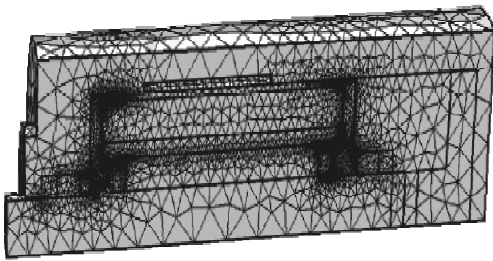


图 2 网格划分

Fig. 2 Mesh generation

在主轴转速 12 000 r/min,环境温度 16 ℃,冷却水流量 0.35 m<sup>3</sup>/h,冷却水温度 15 ℃的初始条件下,采用 COMSOL 软件对 170SD30 电主轴温度场进行模拟. 电主轴各个零件材料特性参数见表 2. 模拟已知条件见表 3,其中入口流速、出口压力、电主轴外表面散热系数、冷却水散热系数载荷施加形式均为面载,其余条件载荷施加形式均为体载.

表 2 电主轴各部件材料

Table 2 Material for each component of motorized spindle	
电主轴零件	材料
外壳	40Cr 钢
轴承	40Cr 钢
定子线圈	铜
定子铁心	硅钢
转子	铸铝
转轴	40Cr 钢

表 3 已知条件

Table 3 Known conditions

入口流速/(m·s <sup>-1</sup> )		出口压力/Pa	前轴承	后轴承发	定子发	转子发	电主轴外表面散	冷却水散
x 方向	y 方向		发热率/(W·m <sup>-3</sup> )	热率/(W·m <sup>-3</sup> )	热率/(W·m <sup>-3</sup> )	热率/(W·m <sup>-3</sup> )	热系数/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )	热系数/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )
10	25	0	6.66×10 <sup>6</sup>	6.6×10 <sup>6</sup>	3.2×10 <sup>5</sup>	4.5×10 <sup>5</sup>	9.7	6 529

2 模拟结果及分析

2.1 实验验证

电主轴温升测试装置由高速电主轴测功机、冷却控制系统、性能测试系统、异步测功机控制电源、空气压缩机装置、油气润滑装置等组成(见图 3). 在电主轴外表面的轴头、轴心、轴尾处分别连接 10 个温度传感器, 对电主轴外表面温度进行测试(见图 4).

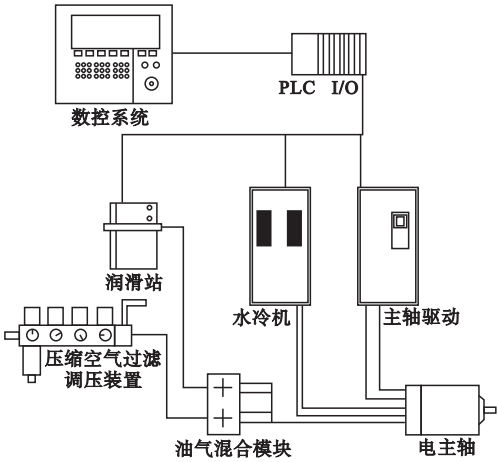


图 3 电主轴系统组成

Fig. 3 Components of motorized spindle system

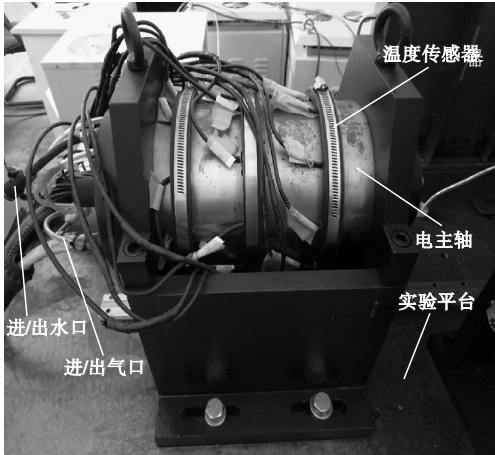


图 4 电主轴温升测试平台

Fig. 4 Temperature rise test platform of motorized spindle

在环境温度 16 ℃, 主轴转速 12 000 r/min, 冷却水水温 15 ℃ 时, 实验研究冷却水流量对电主轴外表面后轴承位置处温升的影响, 并与模拟结果对比, 结果见图 5.

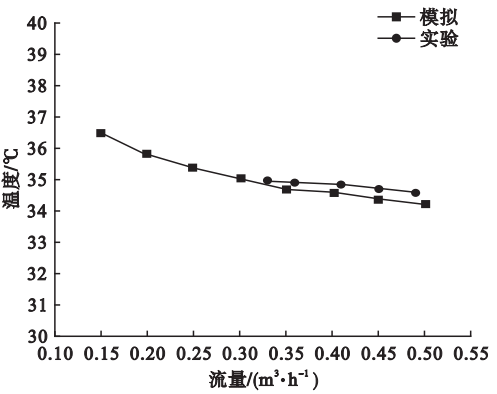


图 5 实验与模拟对比曲线

Fig. 5 Contrast curves between experimental and simulated results

从图 5 中可以看出, 模拟中, 随着冷却水流量的增加, 电主轴温度出现一个先下降到基本不变的趋势. 在冷却水流量小于 0.35 m³/h 时, 电主轴温升受冷却水流量的影响较大, 温度下降速率较快, 这是由于随着冷却水流量的增加, 冷却水道表面的散热系数不断增加, 冷却水对电主轴的降温效果比较明显. 当冷却水流量大于 0.35 m³/h 时, 电主轴温升基本不受冷却水流量的影响, 这是由于过高的冷却水流速不能有效地带走定子产生的热量. 实验中, 电主轴温度随着冷却水流量的增加逐渐降低, 在流量达到 0.35 m³/h 之后, 电主轴的温度基本不变. 对比实验与模拟的结果, 得到平均温差为 0.25 ℃, 误差为 1.3%, 在允许的误差范围之内, 实验与模拟的结果接近一致, 模型可靠.

2.2 温度场分布

将初始条件、热源发热率、散热系数等边界条件施加在 COMSOL 软件中, 得到稳态下 170SD30 电主轴的温度分布情况(见图 6).

从图 6 中可以看出, 轴承和转轴的温度较高, 定子和外壳的温度较低. 电主轴的最高温度出现在后轴承处, 温度为 47.7 ℃. 这是由于轴承受黏性摩擦力矩和预紧力的影响, 产热较多, 且电主轴在后轴承处的结构不利于散热, 热量在轴承处积累, 导致后轴承处温

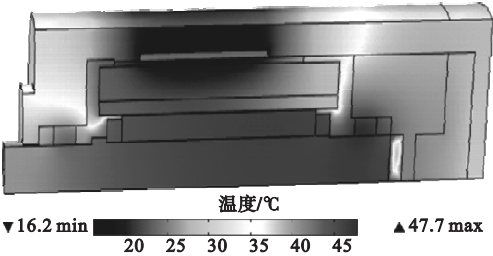


图6 170SD30 电主轴温度场分布

**Fig. 6** Temperature field distribution of 170SD30 motorized spindle

度最高. 转轴温度为 45.91 ℃, 轴承和转子通过热传导的形式将热量传递给转轴, 而转轴处于电主轴的中心, 只能通过油气润滑系统带走少部分热量, 所以转轴的温度略高. 定子的温度为 20.01 ℃, 这是由于定子受冷却水强制对流换热的影响, 冷却水流经冷却水水道, 将定子产生的大部分热量带走, 导致定子温度较低, 定转子间产生很大的温差. 电主轴前轴承位置外表面处的温度为 30.57 ℃, 与实验温度相差 0.4 ℃, 电主轴后轴承位置外表面的温度为 34.68 ℃, 与实验温度相差 0.2 ℃, 后轴承温度高于前轴承, 这是由于电主轴内部热源通过热传导的形式将热量传递给外壳, 且前后轴承的产热较多, 导致电主轴外表面轴承处的温度较高.

图 7 为定、转子间隙处的温度分布. 由图 7 可得转子外表面的温度较高, 定子内表面的温度较低, 定、转子之间存在很大的温差, 这是由于冷却水对定子的强制对流换热导致定子处温度较低. 定、转子之间存在 0.3 mm

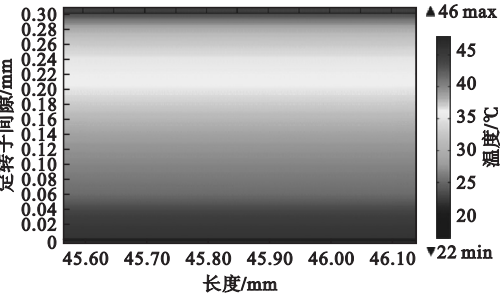


图7 定转子间隙处的温度分布

**Fig. 7** Temperature distribution of stator and rotor clearance

的间隙, 转子只能以自然对流换热的形式进行散热, 热量不能及时的散发, 导致转子处温度较高. 定子到转子之间的温度逐渐递增, 充分表现了空气在定、转子间隙处的温度梯度变化过程, 且受空气流动的影响, 温度传递速度加快.

2.3 主轴转速的影响

在电主轴额定转速下, 分别对转速 5 000 r/min、10 000 r/min、15 000 r/min、20 000 r/min、25 000 r/min 时的电主轴前轴承、后轴承、转轴、转子外表面 4 个位置进行温度测量, 转速对电主轴不同位置温升的影响曲线见图 8.

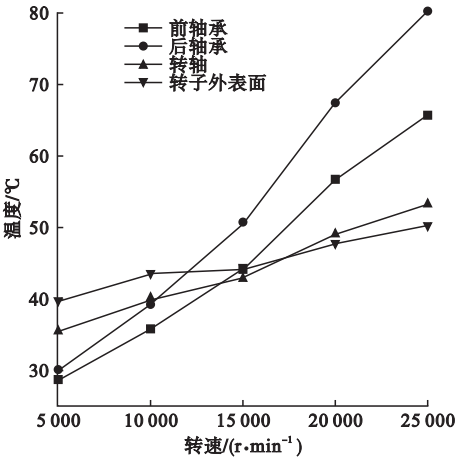


图8 转速对电主轴不同位置温升的影响

**Fig. 8** The influence of rotating speed on the temperature rise of different parts of the motorized spindle

从图 8 中可以看出, 4 个位置的温度随着主轴转速的增加不断上升, 后轴承温升受主轴转速的影响最大, 温度上升速率最快, 前轴承次之, 这是由于轴承发热量直接受主轴转速的影响, 转速越高, 轴承发热量越大, 温度升高越快. 转轴和外壳的温升最小, 转轴处的温升相对于前后轴承较小, 这是由于转轴不是热源, 它的热量是通过轴承和转子以热传导的形式传递的. 转子外表面温升受主轴转速影响最小, 这是由于转子不与轴承直接接触, 温度传递速率较慢, 且转子受油气润滑

系统压缩空气对流换热的影响,将部分热量带走.

2.4 径向磨削力的影响

在电主轴额定转矩  $M_{\text{额}}=4.8\text{ N}\cdot\text{m}$  的情况下进行磨削加工时,主轴前端所承受的最大径向力  $F_r=M_{\text{额}}/r=196\text{ N}$ . 在最大径向力下,取一组数据 0、50 N、100 N、150 N. 不考虑电主轴刚性的影响,在最大径向力之外,取一组数据 200 N、250 N、300 N、350 N. 外圆磨削时,轴向磨削力的值相对于径向磨削力较小,一般可不考虑<sup>[20]</sup>,将两组径向磨削力分别加到转轴端部,研究径向磨削力对电主轴不同位置温升的影响,结果见图 9.

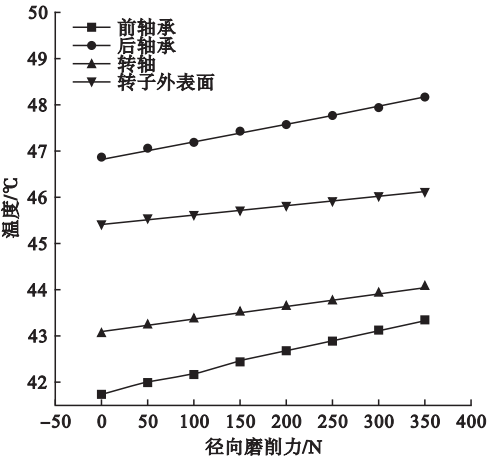


图 9 径向磨削力对电主轴不同位置温升的影响  
Fig. 9 The influence of radial grinding force on the temperature rise of different parts of the motorized spindle

从图 9 中可以看出,前轴承温升受磨削力影响最大,每增加 50 N 的磨削力前轴承温度升高 0.3 °C,后轴承次之. 这是由于主轴端部受力时,前轴分解的力要大于后轴承,且轴承发热直接受磨削力影响,磨削力越大,轴承处受到的载荷力矩越大,轴承发热量越大,温度升高越快. 转轴处温升受磨削力影响不大,转子外表面受磨削力影响较小,这是由于随着磨削力的增加,前后轴承发热量增加,转轴与轴承直接接触,热量传递速率较快,转子相对于转轴不与轴承直接接触,且在电主轴

运行过程中受压缩空气对流换热的影响,温升速率较慢.

3 结 论

(1)170SD30 电主轴的受力特点是前轴承大于后轴承,但由于后轴承所处位置的结构不利于散热,导致后轴承温度反而高于前轴承.

(2)轴承和转子处于高温区,后轴承区域温度最高;从转轴到转子、到定子、到水套、再到外壳温度逐渐降低;由于定、转子间隙空气传热系数低,致使从转子到定子的温度急剧降低.

(3)随着转速和磨削力的增大,电主轴温度升高;转速增加,后轴承的温升梯度最大;而磨削力增加,前轴承的温升梯度最大.

参考文献

[ 1 ] 周大帅,伍良生,李俊. 机床主轴系统热态及变形特性研究进展[ J ]. 机械设计与制造, 2009(10):259-260.  
( ZHOU Dashuai, WU Liangsheng, LI Jun. Research development on thermal characterization and deformation properties of high speed motorized spindle[ J ]. Machinery design and manufacture, 2009(10):259-260. )  
[ 2 ] 吴玉厚,李颂华. 数控机床高速主轴系统[ M ]. 北京:科学出版社,2012.  
( WU Yuhou, LI Songhua. High speed spindle system of CNC machine tool[ M ]. Beijing: Science Press, 2012. )  
[ 3 ] BOSSMANN B, TU J F. A thermal model for high speed motorized spindles[ J ]. International journal of machine tools and manufacture, 1999, 39(9):1345-1366.  
[ 4 ] CHEN J S, CHEN K W. Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle[ J ]. International journal of machine tools and manufacture, 2005, 45(12/13):1487-1493.  
[ 5 ] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units[ J ]. Cirp annals - manufacturing technology, 2010, 59(2):781-802.  
[ 6 ] 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.
- [7] CAO H, HOLKUP T, ALTINTAS Y. A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms [J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2011, 57(9/12): 871-883.
- [8] 杨威启. 轴承系统温度场分析[J]. 轴承, 1997(3): 2-6.  
(YANG Xianqi. Temperature field analysis of bearing system[J]. Bearing, 1997(3): 2-6.)
- [9] 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.)
- [10] 郭军, 张伯霖, 肖曙红, 等. 基于热接触分析的电主轴热态特性研究[J]. 机床与液压, 2006(7): 26-30.  
(GUO Jun, ZHANG Bolin, XIAO Shuhong, et al. Research on motorized spindle's thermal properties based on thermal contact [J]. Machine tool and hydraulics, 2006(7): 26-30.)
- [11] 廖敏, 王新新. 高速电主轴轴承温度预测与温升影响因素分析[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2013, 32(1): 88-92.  
(LIAO Min, WANG Xinxin. Temperature prediction and analysis of temperature influence factors for the bearing of high speed motorized spindle[J]. Journal of Xihua university (natural science edition), 2013, 32(1): 88-92.)
- [12] 蒋兴奇, 马家驹, 赵联春. 高速精密角接触球轴承热分析[J]. 轴承, 2000(8): 1-5.  
(JIANG Xingqi, MA Jiaju, ZHAO Lianchun. The thermal analysis of high precision angular contact ball bearing[J]. Bearing, 2000(8): 1-5.)
- [13] 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, 46(8): 17-20.  
(LI Xinsheng, ZHAO Bo, BAO Yaping, et al. Simulation analysis of thermal characteristics for high speed motorized spindle [J]. Tool technology, 2012, 46(8): 17-20.)
- [14] 张政. 高速电主轴热特性分析及试验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.  
(ZHANG Zheng. Thermal and dynamic characteristics analysis and experiment research of high speed spindle [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.)
- [15] 吴玉厚, 田峰, 邵萌, 等. 基于 LabVIEW 的全陶瓷电主轴温度检测模块的设计与实验分析[J]. 机床与液压, 2012, 40(17): 60-63.  
(WU Yuhou, TIAN Feng, SHAO Meng, et al. Design and experiment analysis of temperature measuring module for full ceramic motorized spindle based on LabVIEW [J]. Machine tool and hydraulics, 2012, 40(17): 60-63.)
- [16] GONG L, JIA Y, CHENG J, et al. Analysis of thermal characteristics for a high speed motorized spindle based on the ANSYS workbench [J]. International journal of plant engineering and management, 2013, 18(2): 96-104.
- [17] WEN H X, WANG M Y. Thermal characteristics finite element analysis and temperature rise experiment for high speed motorized spindle [J]. Applied mechanics and materials, 2011, 52/54: 1206-1211.
- [18] 邓小雷. 数控机床主轴系统多物理场耦合热态特性分析研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.  
(DENG Xiaolei. Research on analysis of multi-field coupling thermal characteristics for CNC machine tool spindle system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014.)
- [19] 黄晓明, 张伯霖, 肖曙红. 高速电主轴热态特性的有限元分析[J]. 航空制造技术, 2003(10): 20-23.  
(HUANG Xiaoming, ZHANG Bolin, XIAO Shuhong. Finite element analysis of thermal characteristics of high speed motorized spindle [J]. Aeronautical manufacturing technology, 2003(10): 20-23.)
- [20] 王先逵, 孙凤池, 王龙山. 机械加工工艺手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.  
(WANG Xiankui, SUN Fengchi, WANG Longshan. Machining process manual [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2007.)