

高速电主轴系统热变形分析及抑制措施

李永芳^① 张启萍^② 王瑞^② 李新宁^① 苟卫东^② 杨锦斌^②

青海一机数控机床有限责任公司，青海 西宁810018)

摘 要：本文从加工中心电主轴的结构和热源两方面进行分析电主轴热变形原因，提出了降低电主轴温升的技术方案，主要采取了减小轴承发热量、减小电机发热量、主轴轴承循环冷却及油气润滑系统等措施，通过基于比利时 Lemmens 多通道动态监测仪和高精度 pt100 温度传感器的试验验证，高速加工中心电主轴的温升得到了有效控制，其机械性能、可靠性也得到了保障，对加工中心高速电的应用及发挥其潜能具有非凡的现实意义。

关键词：加工中心 热变形原因 降低温升 动态监测

Thermal deformation analysis & suppression measures about high-speed electric spindle system

Li Yongfang^① Zhang Qiping^② Wang Rui^② Li Xinning^① Gou Wei-Dong^② Yang Jinbin^②

(Qinghai No.1 CNC machine tool Co., Ltd., Xining 810018)

Abstract: Analyzes both from spindle structure and heat source of electric spindle of machining center, this article proposes a technical solutions to reduce the temperature rise of spindle, main measures which have been taken are to reduce the heat amount of bearing and motor, spindle bearing cooling and oil lubrication systems. And this has already been tested by the Belgium-based Lemmens dynamic multi-channel monitors and a high accuracy temperature sensor pt100, the temperature rise high-speed spindle of machining center has been effectively controlled, and both its mechanical performance and reliability have been guaranteed, it has an extraordinary practical significance on the application & potentiality of high speed spindle of machining Center.

Key words: machining center cause of heat deformation reduce of temperature rise dynamic monitoring

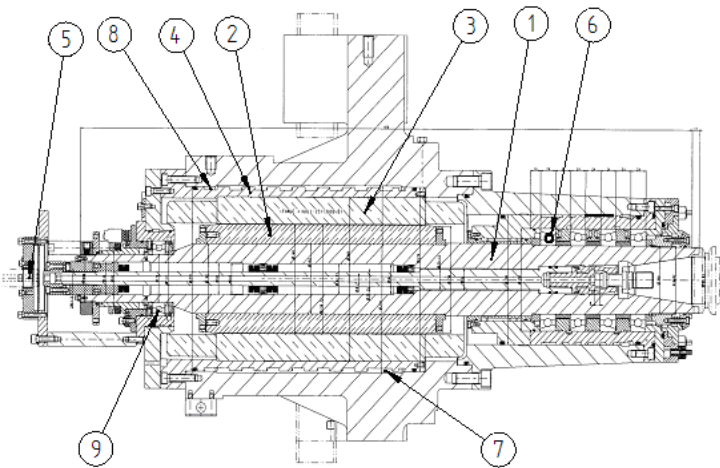
高速加工是一种以比常规切削速度高 5~10 倍的速度进行切削加工的先进工艺，是

当代四大先进制造技术之一,而高速机床是实现高速加工的前提条件。现代制造技术中,机床的高速化已成为一个不可阻挡的发展潮流,高速主轴单元是实现高速切削的关键部件,是高速机床的心脏部件,与传统的传动方式相比,高速主轴单元采用了电主轴的形式,即为内装式电机,取消了诸如齿轮、皮带等中间传动环节,实现了机床的“零传动”。

采用电主轴的高速加工技术是目前机床行业非常热门的一个话题。在高速切削机床中,由于主轴单元系统各零件刚度和精度都较高,而负荷却不是很大,主轴因切削力引起的加工误差较小。但内装式电机的功率损耗发热和轴承的摩擦发热不可忽视,在高速加工中,电主轴的热变形已成为影响机床加工精度的主要因素,机床热变形造成的加工误差达到零件总加工误差的 60~80%。对高速电主轴的热态特性进行分析,以减少温升和热变形。对于高速机床来说,电主轴作为其核心部件,除需提高合理的刚度、精度外,另外需考虑电动机的发热和主轴轴承的发热及动平衡精度,原有机床主轴的设计理论已经不适合高速主轴系统的设计,由此引起了高速主轴系统设计理念和理论的变化。主轴轴承高速下的剧烈摩擦发热和高频电机发热会使主轴产生热变形,甚至引起主轴系统失效,大大阻碍了新技术的发展。因此,高速电主轴技术在高速机床在研究和发展中有重要的意义,电主轴系统发热分析及控制措施在高速主轴系统中至关重要,是高速、高精度机床必须要考虑和解决的关键技术问题之一。

一、电主轴单元结构分析

高速电主轴的典型结构如图1 所示。主电机置于主轴前、后轴承之间,这是电主轴的一种基本结构形式,它采用两支承结构,支承受力方式为外撑式,前后轴承均分别采用串联安装方式,后支承选用小尺寸轴承,降低了速度因数值,对主轴整体刚性影响不大,对保持整个轴系的使用寿命十分有利,,优点是主轴单元的轴向尺



①主轴 ②电机转子 ③电机定子 ④定子套筒 ⑤松、拉刀机构
⑥前轴承组 ⑦冷却油出口 ⑧冷却油入口 ⑨后轴承组

图 1 高速电主轴结构示意图

寸较短,主轴刚度大,功率大,较适合于大、中型高速机床,目前大多数电主轴都采用这种

结构形式。

电主轴单元的内装式电机转子用热装方法安装在机床主轴上，处于前后轴承之间，由热装过盈配合产生的摩擦力来实现大转矩的传递。在主轴上取消了一切形式的键连接和螺纹连接，这种设计主要是为了容易使主轴运转部分达到精确的动平衡。电主轴单元的内装式电机定子通过一个冷却套固定安装在主轴箱的壳体中。主轴的转速用AC数字伺服主轴，进行伺服调速与矢量控制来改变。

二、电主轴单元热源分析

电主轴有两个主要的内部热源：内装式电机的发热和主轴轴承的发热。如果不加以控制，由此引起的热变形会严重降低机床的加工精度和轴承使用寿命，从而导致电主轴的使用寿命缩短。

1. 主轴轴承的发热

主轴轴承的发热主要是滚子与滚道之间的滚动摩擦、高速下所受陀螺力矩产生的滑动摩擦以及润滑油的粘性摩擦等产生的。把滚动轴承作为机械元件考虑时，摩擦力矩 M 为负荷项 M_1 和速度项 M_0 之和，即 $M = M_1 + M_0$

式中： M_0 为和润滑剂用量、粘度及轴承转速有关的摩擦力矩分量 ($N \cdot mm$)；

M_1 为和轴承载荷大小、滚动体和滚道间接触弹性变形量及滑动摩擦有关的摩擦力矩分量 ($N \cdot mm$)。

在滚动轴承的摩擦力矩总量 M 中，当轴承处在高速轻载运转时， M_0 分量将占主要部分；而在低速重载下运转时， M_1 分量占主要部分。

根据 Palmgren 提出的经验算法公式，在运动粘度 ν (m^2/s) 与转速 n (r/min) 的乘积 $\nu n \geq 2000 \times 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1} \cdot r \cdot min^{-1}$ 时：

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3}$$

在 $\nu n < 2000 \times 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1} \cdot r \cdot min^{-1}$ 时：

$$M_0 = 160 \times 10^{-7} f_0$$

式中： d_m 为轴承中径 (mm)； f_0 为与轴承类型和润滑方式有关的经验常数； n 为轴承转速 (r/min)； ν 为在工作温度下润滑剂的运动粘度 (m^2/s)。

$$M_1 = f_1 P_1 d_m$$

式中： f_1 为与轴承类型和所受负荷有关的系数。

$$f_1 = 0.001 (P_0 / C_{0R})^{0.33}, \text{ 式中：} P_0 \text{ 为轴承的当量静载荷。}$$

对于角接触球轴承，其当量静载荷按公式(1)、(2) 计算，并取其中较大值。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (1)$$

$$P_0 = F_r \quad (2)$$

式中： X_0 为径向载荷系数； F_r 为径向载荷； Y_0 为轴向载荷系数； F_a 为轴向载荷； C_{0R} 为轴承的额定静载荷； P_1 为确定轴承摩擦力矩的计算负荷。

轴承发热量的计算：轴承发热量 Q 为 $Q = 1.047 \times 10^{-4} nM$ ，式中： Q 为摩擦热(J)； n 为轴承转速(r/min)； M 为轴承摩擦力矩($N \cdot mm$)。

2. 内装式电机发热

电主轴由于采用内装式电机主轴结构形式，位于主轴单元体中的内装式电机不能采用风扇散热，因此自然散热条件较差。内装式电机在实现能量转换过程中，内部产生功率损耗，从而使内装式电机发热。研究表明，在内装式电机高速运转条件下，有近 1/3 的发热量由内装式电机转子产生，并且转子产生的绝大部分热量都通过转子与定子间的气隙传入定子中；其余 2/3 的热量产生于内装式电机的定子。

在确定机床电动机功率时，除了考虑切削加工的有效功率外，还必须考虑无效功率（空载功率和载荷附加功率）。即电动机功率 N 为： $N = N_{切} + N_{空} + N_{附}$ ，式中： $N_{切}$ —消耗于切削的功率，即有效功率； $N_{空}$ —空载功率； $N_{附}$ —载荷附加功率。

空载功率是机床在无切削负载时传动系统空转所消耗的功率。其包括传动系统中所有运动副的摩擦、零件制造及装配误差引起的附加抹茶、传动件的搅油、空气阻力及载荷离心力等所需消耗的功率等。它与有无负载及负载的大小无关，传动件越多、转速越高、皮带和轴承的预紧力越大、装配质量越差，则空载功率就越大。

空载机械摩擦损耗的大小主要取决于摸出面的种类和制造装配的质量摩擦面上空载时的作用力（传动件的重量、偏心质量、轴承的预紧力、皮带拉力以及传递空载扭矩等）摩擦系数及相对运动速度对一台已定的机床，各传动件的尺寸一定，在润滑情况保持不变的条件下，则各传动件的空载机械摩擦损耗随摩擦表面相对转速的提高而增加。可以认为空载机械摩擦功率损耗与相对速度的一次方成正比。各传动件的搅油功率损耗主要决定于传动件的种类、尺寸大小、浸油深度、油的粘度、油温的变化和传动件的速度。对于一台结构一定的机床，在主轴箱内油面高度固定不变的条件下，则各传动件的搅油功率损耗随转速的提高而增加。一般可以认为各传动件的搅油功率损耗与转速的平方成比例。正常情况下，对于采用飞溅润滑的主轴箱来说，由于轴位布局合理，浸油齿轮数目较少，油面高度适宜，则搅油功率损耗占全部空载功率损耗的比例很少，可以忽

略。空气阻力损耗功率就更小了，也可以忽略不计。这样机床空载功率损耗的总数，可以近似的认为机床主传动系统空载功率与主轴箱全部轴之和成正比例关系。

机床主传动系统空载功率可以近似计算，机床空载功率经验公式：

$$N_{CK}=K \times 106 (3.5 d_n \sum n_i + C d_z n_z)$$

式中： N_{CK} —空载功率计算值； d_n — 传动系统中除主轴外，所有传动轴轴颈的平均直径； d_z —主轴前后轴颈的平均直径； $\sum n_i$ —当主轴转速为 n_i 时，传动系统除了主轴外，各传动轴的转速和； n_z —主轴转速； C —系数，两支撑的滚动轴承或滑动轴承 $C=8.5$ ，三支撑的滚动轴承 $C=100$ ； K —润滑油粘度影响系数 $K=0.75^{-10}$ 。

3. 电主轴的动平衡

由于不平衡质量是以主轴的转速二次方影响主轴动态性能的，所以主轴的转速越高，主轴不平衡量引起的动态问题越严重。对于电主轴来说，由于电机转子直接过盈固定在主轴上，增加了主轴的转动质量，使主轴的极限频率下降，因此超高速电主轴的动平衡精度应严格要求，一般应达到 $G1 \sim G0.4$ 级 ($G = ew$ ， e 为质量中心与回转中心之间的位移，即偏心量； w 为角速度)。对于这种等级的动平衡要求，采用常规的方法仅在装配前对主轴的每个零件分别进行动平衡是不够的，还需在装配后进行整体精确动平衡，以确保主轴高速平稳运行。

主轴动平衡常用方法有两种：去重法和增重法。普通主轴和主轴单元通常采用去重法，该平衡法是在其他零件安装到主轴上以后进行整体动平衡时，根据要求在去重盘处切去不平衡量。高速主轴单元和电主轴单元通常采用增重法，增重法是近年来为适应高速主轴发展的需要而开发出的一种新型平衡方法。主轴单元设计时必须增加平衡盘，平衡盘的圆周方向设计有均匀分布的螺纹孔，其他相关零件安装到主轴上以后进行主轴组件整体动平衡时，不是在平衡盘上去重，而是在螺纹孔内拧入平衡锥端紧定螺钉，以平衡锥端紧定螺钉的拧入深度和周向位置来平衡主轴组件的偏心量。

三、电主轴温升的抑制措施

1. 减小轴承发热量的措施

1.1 适当减小轴承滚珠直径

减小滚珠直径可以减小离心力，从而减小摩擦力矩。但是，滚珠直径的减小应以不过多削弱轴承的刚度为限。一般高速精密滚动轴承的滚珠直径约为标准系列滚珠轴承的 70%，而且做成小直径密珠的结构形式，通过增加轴承的滚珠数和滚珠与内外套圈的接

触点，提高滚珠轴承的刚度。

1.2 采用新材料

陶瓷球轴承与钢质角接触球轴承相比，在高速回转时，滚珠与滚道间的滚动和滑动摩擦减小，发热量降低。比如陶瓷球轴承与钢质角接触球轴承相比的主要优点有：

(1) 质量轻。材料密度仅为 $3.218 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，只相当于钢球的40%。在高速回转时，滚动体的离心力和陀螺力矩可显著减少从而接触应力减小，摩擦功耗下降，发热量降低。

(2) 线膨胀系数低。 $\alpha = 3.2 \times 10^{-6} / ^\circ \text{C}$ ，约为钢球的25%，使得在不同温升的条件下，球与内外环的配合间隙变化小，提高了轴承工作的可靠性，并减少了温升导致的轴承轴向位移，也使得预加载荷变化小。

2. 电主轴单元发热的解决方法

电主轴单元异常发热后如何将热量尽快带走，从而有效控制温升。

2.1 电主轴单元主轴轴承的润滑冷却措施——油气润滑系统

油气润滑是将微量的润滑油均匀、连续地混入压缩空气流，再把它喷入要润滑的摩擦副内的一种润滑方法。它具有很良好的润滑性能之外，还有极强的冷却效果，虽油气润滑系统比较昂贵，但对于高精密加工中心来说，一套油气润滑系统不至于将产品成本提高很多。

油气润滑在加工中心中应用，应注意以下事项：①喷嘴距滚动轴承端面的距离可在3~25mm之间；②在轴承腔壁上需开设排气孔，以便流通；③油气润滑系统的流量：用油量极少，大约1ml/h；④油气润滑系统的含油量：采用油气润滑时影响轴承温升的因素之一是供油量。供油量决定着油气二者混合流中的含油量，给定速度下的轴承温升与该含油量有关，初始阶段轴承温升随含油量增加而迅速下降，而后其影响减弱，当含油量增加到某一数值后温升缓慢增加，继而急剧上升，因而油气二者的混合流中的含油量达到一个最佳值，才能既保证轴承的润滑充足又保证轴承的强力冷却。为此，油气润滑系统参数确定为：空气压力为0.4MPa，空气流量为 $3.3 \sim 6.7 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ ，润滑油运动粘度为 $32 \text{mm}^2/\text{s}$ ，润滑油流量约为 $0.28 \sim 0.83 \times 10^{-10} \text{m}^3/\text{s}$ ，调整润滑油流量取得最佳含油量。⑤油气润滑系统供油的均匀性：采用油气润滑时影响轴承温升的因素之二是供油的均匀性。决定供油均匀性的最主要参数是供油频率，为了获得合适的供油量，不能只降低供油频率，而是合理匹配活塞直径、冲程、供油频率（2~8min），取得最佳方案，获得理想的供油量。

电主轴单元采用油气润滑系统不但具有润滑作用，还具有一定的冷却作用。轴承的润滑主要是为了降低摩擦阻力和减轻磨损，保证轴承正常运转。合理的润滑对提高轴承的性能、延长轴承的寿命有重要的意义。轴承润滑方式的选择与轴承的转速、负荷、许用温升及轴承类型有关，一般根据速度因数 $md \cdot n$ 值选择。其中： md 为轴颈中径(mm)； n 为

工作转速(/rmin)。采用油气润滑系统来解决高速电主轴中陶瓷球轴承的润滑与冷却问题，如图2所示。

油气润滑系统的基本原理是，利用具有一定压力的压缩空气和由定量分配器每隔一定时间定量输出微量的润滑油，在一定长度的管道中混合，通过压缩空气在管道中的流动，带动润滑油沿管道内壁不断地流动，把油气混合物输送到安装于轴承近处的喷嘴(孔径中1mm)，经喷嘴射向内圈和滚动体的接触点实现润滑和冷却，达到“最佳供油量”和“压缩空气进行冷却”的效果。

油气润滑与油雾润滑的主要区别在于供给轴承的润滑油未被雾化，而是以油粒状被压缩空气吹入轴承，向大气中排放的仅是空气，因此对环境没有污染。具有一定压力的润滑油在接触点除润滑外还有带走热量和密封的作用。由于油滴是喷射而出，故可穿透在高速运转时由于离心力的作用而在轴承周围形成的空气涡流，实现润滑轴承的目的。油气润滑用大量的压缩空气来冷却轴承，使得轴承的温升比用油雾润滑时要低很多。实验表明，使用油气润滑的轴承温升可比使用脂润滑时降低 $5 \sim 80^{\circ}\text{C}$ ，比油雾润滑降低 $9 \sim 160^{\circ}\text{C}$ ，随着 $dm \cdot n$ 值的增大，降温的效果更明显，采用油气润滑方式以减小轴承的摩擦阻力和增强冷却效果。

轴承润滑的目的是减少轴承内部摩擦及磨损，防止烧粘，延长疲劳寿命，排出摩擦热，冷却。传统的滚动轴承润滑方法，油浴润滑法、油杯润滑法、飞溅润滑法、循环润

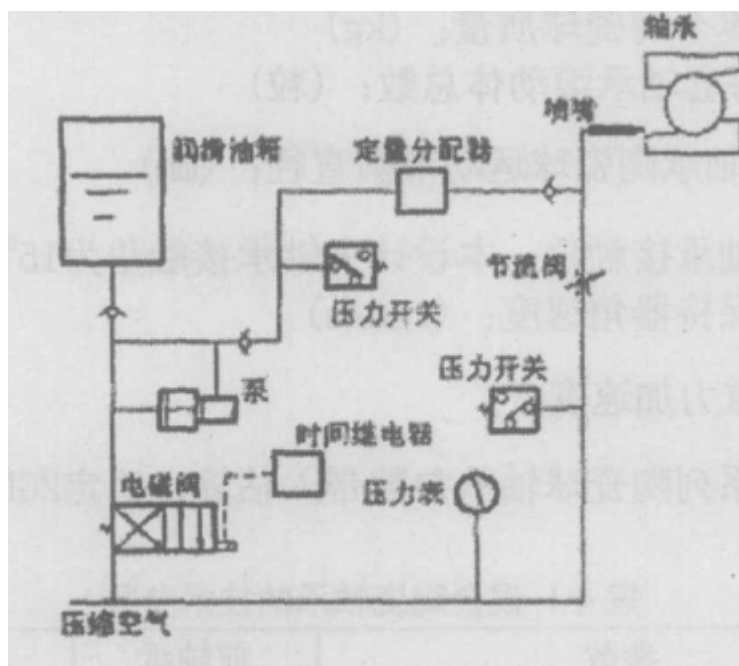


图2 油气润滑系统原理图

滑法和油雾润滑法等已均不能满足高速主轴轴承对润滑的要求，这是因为高速主轴轴承不仅对油的粘度有严格要求，而且对供油量也有着严格要求。为了获得最佳的润滑效果，供油量过多或过少都是有害的。而油气润滑系统则可以精确地控制各个摩擦点的润滑油量，可靠性极高，因而可在高速主轴轴承领域应用。

2.2 电主轴单元主轴轴承外环和内装式电机的循环冷却措施——油—水热交换系统

为了提高轴承外环的散热效果，在主轴设计中可以采用主轴套筒螺旋槽冷却剂热交换系统，对主轴套筒进行强制冷却，从而带走主轴轴承外环异常产生的热量，主轴套筒螺旋槽冷却剂热交换系统结构。主轴套筒螺旋槽冷却剂热交换系统采用连续、大流量、冷却液进行对主轴套筒循环冷却，冷却液从主轴套筒上的入油口输入，通过主轴轴承外环主轴套筒上的螺旋槽，与主轴套筒进行充分的热交换，将主轴轴承外环产生的绝大部分热量转移到冷却液中，从主轴套筒上的出油口输出，然后流经热交换器，进行再一次热交换，将冷却液的温度降到接近室温后，流回冷却箱，再经过压力泵增压输到入油口，从而实现循环冷却。

主轴套筒螺旋槽冷却剂热交换系统在加工中心中应用，应考虑以下内容：①冷却剂的选择：常用的冷却剂有制冷剂、水、油、油水混合物，因产品具体情况选取，其中水冷降热比高、价格低廉、维护方便，受到广大用户的青睐；②冷却液或油或油水混合物冷却时介质压力大约 0.4Mpa 为宜、介质流量大约 50L/min 为宜

由于主轴电动机两端就是主轴轴承，电动机的发热会直接降低轴承的工作精度，如果主电动机的散热解决得不好，将会影响到机床工作的可靠性和稳定性。有限元分析表明，电主轴的定子和转子是电主轴的两大热源。另外，电机高速运转条件下，有近 1/3 的电机发热量是由电机转子产生的，并且转子产生的绝大部分热量都通过转子与定子间的气隙传入定子中，只有少部分热量直接传入主轴和端盖上，其余 2/3 的热量产生于电机的定子，转子散热条件差，又直接安装在主轴上，设计中应尽量减少电机径向的传热热阻，使转子的发热量尽可能多地通过气隙传到定子和壳体中

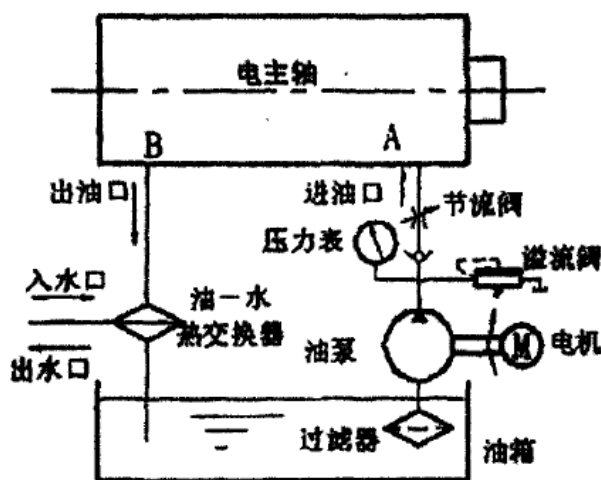


图 3 电主轴定子油—水热交换冷却系统

去，并由冷却液带走。为了提高散热效果，保证电机的绝缘安全，高速电主轴采用油—水热交换循环冷却系统如图 3 所示。系统采用连续、大流量、冷却油进行对定子循环冷却，冷却油从主轴壳体上的油入口输入，通过定子冷却套上的螺旋槽，与电机定子进行充分的热交换，将电机产生的绝大部分热量转移到油中，从壳体的出油口输出，然后流经逆流式冷却交换器，与冷却水进行再一次热交换，将热油的温度降到接近室温后，流回油箱，再经过压力泵增压输到入油口，从而实现循环冷却。根据主轴电机的要求，冷却油的入口温度 T ：在 $10\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间，温升不得超过 10°C 。

现有的高速主轴主要是通过主轴壳体内加冷却油，并不断的循环，把热量带走，来进行冷却。其基本的冷却路线是：首先从主轴冷却油温控制器流出冷却油，经过在靠近前端盖的入水口，冷却油进入前端轴承的外围，对前端轴承进行冷却。接着流向主轴的定子和后端轴承进行冷却，最后从出水口流回主轴冷却油温控制器完成循环。

2.3 电主轴单元主轴轴承内环和内装式电机转子的冷却措施——B 型内冷

采用主轴套筒螺旋槽冷却液热交换系统，与不采用主轴套筒热交换系统冷却时轴承内环的温度也下降了一些，只有 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ ，这表明主轴套筒热交换系统对轴承内环的散热效果不明显。要减少主轴轴承内环的温升和热影响，必须采用冷却剂对主轴中心孔冷却（B 型内冷），提高主轴轴承内环的散热来实现。

四、试验分析

主轴单元的发热和温升是一个动态过程。当主轴在不同的负荷率、不同的转速下运转时，主轴的发热和温升是有所不同的。负荷率越大、转速越高，发热量越大，温升也越明显。为此，我们做了主轴转速为 1000 r/min —— 15000 r/min 时，主轴前端第二、第三、第四和主轴后轴承、进出油口处的温度测试动态试验。

1 试验目的

对 HMC80 卧式加工中心主轴单元进行温度测试，根据温度测试数据，拟合出主轴前后轴承的温度变化曲线，建立温度与时间、转速、位移等关系的数学模型，找出影响温度变化的主要因素，进而为主轴的热变形量提出补偿措施，实现对主轴的温度控制，提高高速机床的加工精度，具体实验目标如下：1) 测定主轴前后轴承及进出油口在主轴转速为 1000 r/min —— 15000 r/min 时的温度；2) 分析轴承及进出油口温度上升的原因；3) 拟合出主轴前后轴承及进出油口随转速上升的温升曲线；4) 建立温度与时间、转速、位移等关系的数学模型。

2 试验条件

本试验采用青海一机 HMC80 卧式加工中心的自制高速电主轴系统，在青海一机主轴试验台上进行测试，主轴定子、转子采用 FANUC AC 伺服电机，电机功率 25/30kW（30min），前轴承采用小滚珠陶瓷轴承、后轴承采用单列短圆柱滚子轴承、主轴前后轴承和电机定子外圈具有循环。

3 测试原理

温度传感器热电阻测温原理是基于金属导体的电阻值随温度的增加而增加这一特性来进行温度测量的。温度传感器热电阻大都由纯金属材料制成，目前应用最多的是铂和铜。轴承表面的温度和进出口的油温是通过温度传感器和温度变送器进行非电量与电量的转换，然后传给 LMS 数据信号采集系统对模拟电信号进行采样，把采样数据送工控机程序进行数据处理，转化成数字信号。

4 试验具体方法步骤

温度测试动态试验具体步骤如下：

1) 分别在主轴前端与第二、第三、第四和后轴承所对应的主轴外壁钻一个直径大小为 10mm，使孔刚好穿过轴承套筒。在加工四个外径为 10mm，内径为 6mm，长度为 37mm 的空心圆柱铜套。

2) 将直径为 5mm 的温度传感器装入铜套，使温度传感器前端接触轴承外壁，用密封胶带将传感器与铜套前端内壁固定，再通过螺纹连接将铜套外壁端固定在孔内，用螺母将铜套后端固定在主轴外壁（见图七）。在主轴进出油口处分别装上三通，再将分别温度传感器通过螺纹连接在主轴进出油口处三通上。

3) 将主轴前端第二、第三、第四和主轴后轴承内的四个温度传感器分别插入信号采集系统与之对应的第 1，第 2，第 3，第四接口内（这四个温度传感器分别是计算机 LMS 软件系统通道设置对应的 T1, T2, T3, T4），将进出油口处的温度传感器的另一端分别插入信号采集系统与之对应的第 5，第 6 接口内（后两个温度传感器分别是计算机 LMS 软件系统通道设置对应的 T5, T6）

4) 接通电源，将计算机与信号采集系统用网线联接，打开信号采集系统开关，再打开 Test.Lab Signature 软件，对温度传感器进行通道设置。

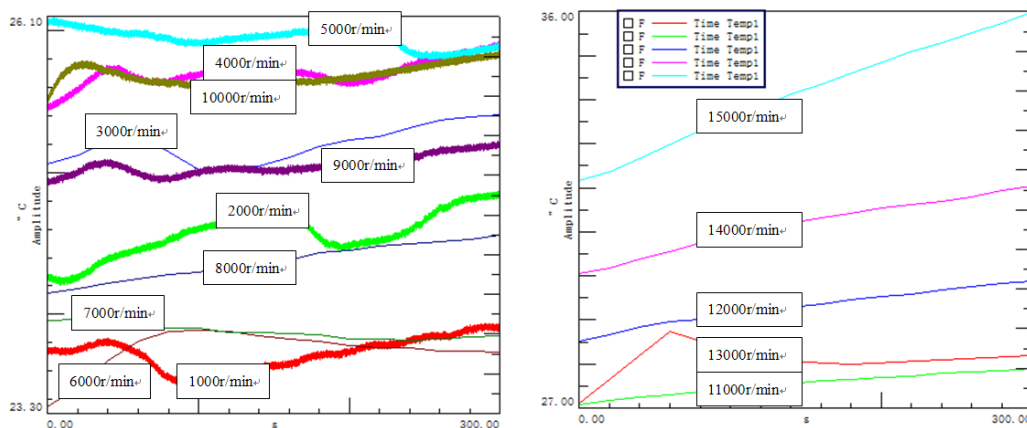
5) 运行电主轴，每隔 20 分钟调整一次主轴转速，每次转速调整上升 1000rpm，用 6 个温度传感器对各轴承温度及进出口油温进行测试，打开温度窗口，观察测量温度值。

6) 实验完毕，保存数据，停机。

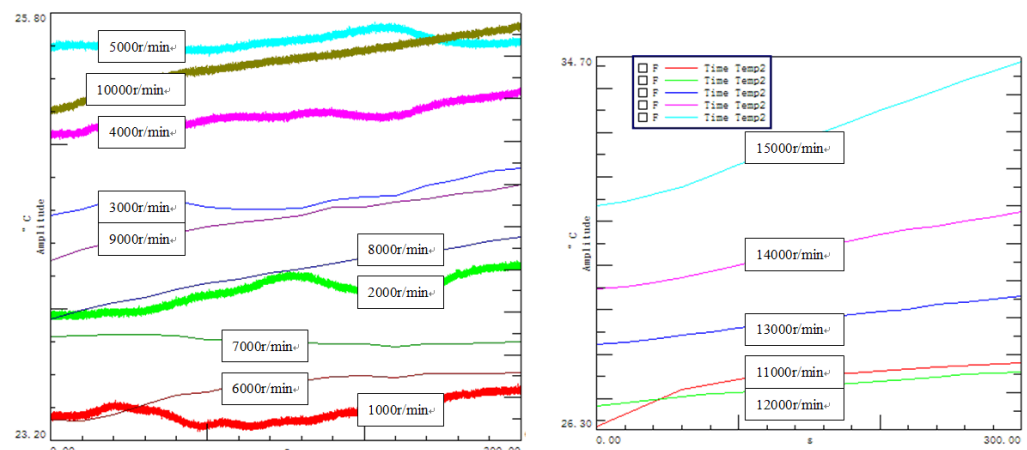
将 LMS 测得数据转换为 Excell 格式，通过 Matlab 软件模拟出 T1, T2, T3, T4, T5, T6 在不同转速下的温升曲线图。

5 测试温升曲线图

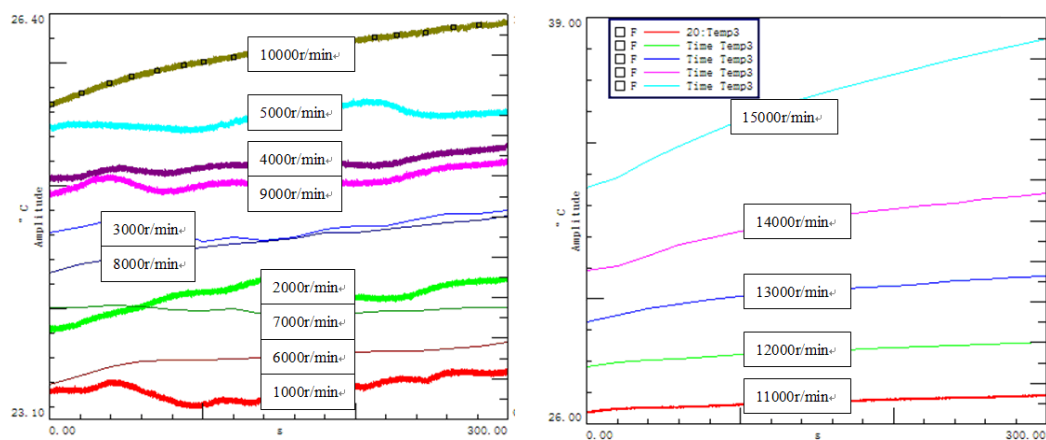
主轴前端第二、第三、第四和主轴后轴承、进出油口处的温升测试曲线如下：



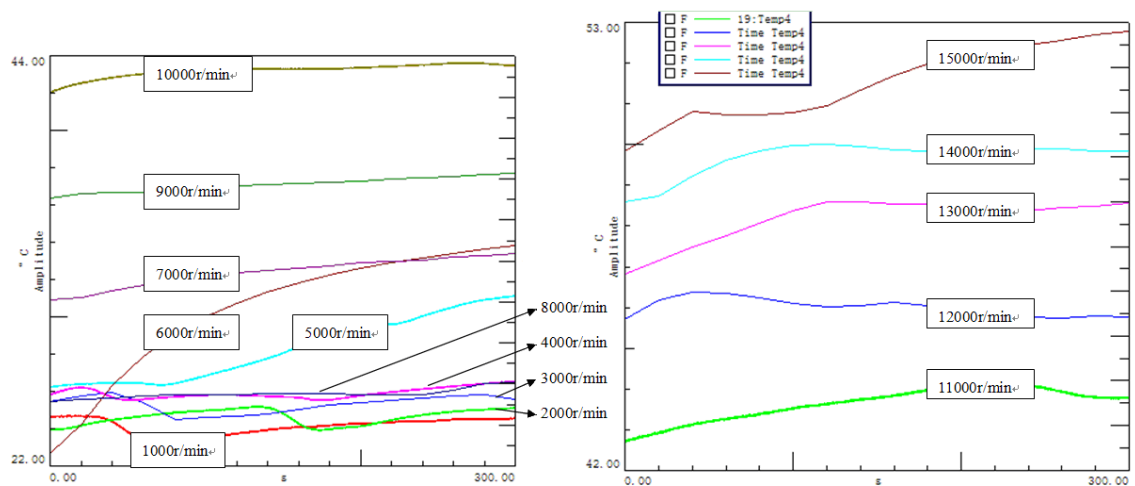
LMS 测量主轴前第二轴承在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T1。



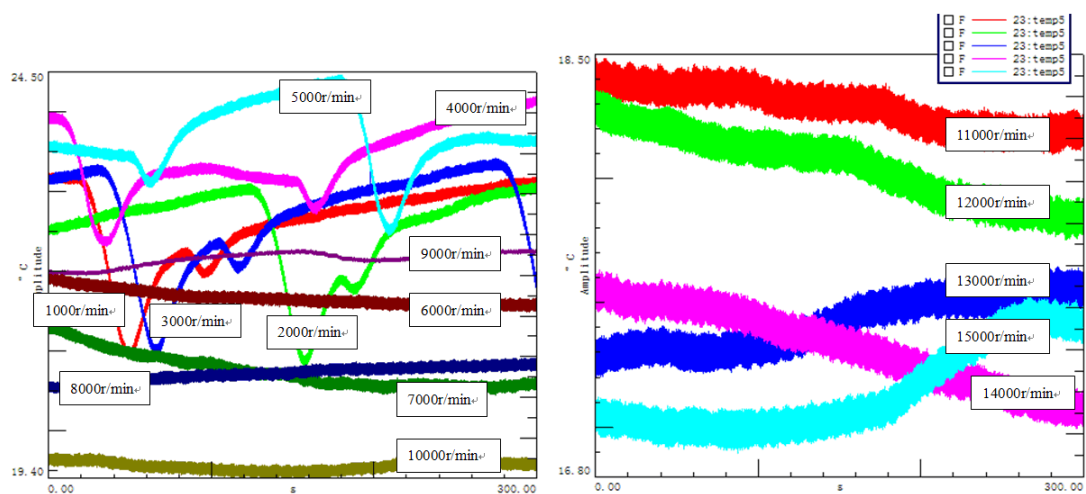
LMS 测量主轴前第三轴承在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T2。



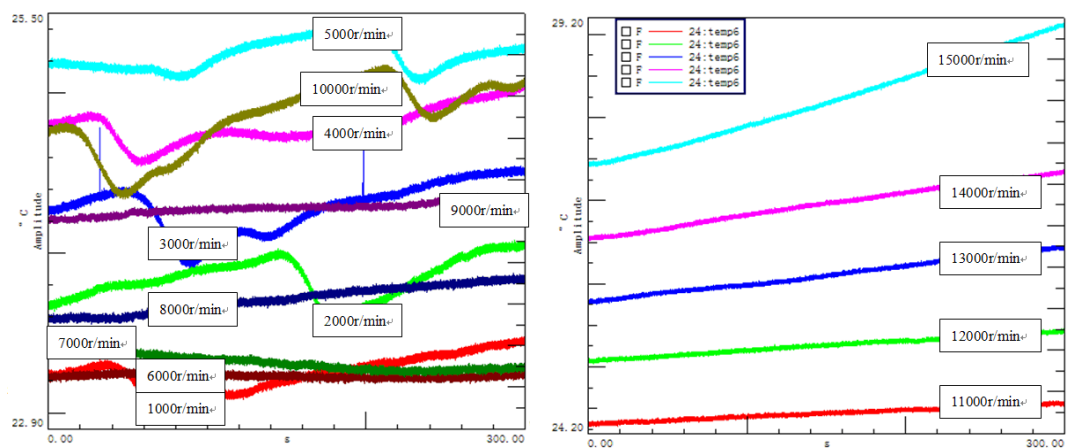
LMS 测量主轴前第四轴承在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T3。



LMS 测量电主轴后轴承在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T4。



LMS 测量电主轴进油口在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T5。



LMS 测量电主轴出油口在主轴转速为 1K—15Krpm/min 下，温升曲线图 T6。

6 测试结果

本试验采用比利时多通道动态监测仪，选用高精度 pt100 温度传感器作为数控机床主轴轴承温度的直接检测元件，通过对电主轴不同转速下电主轴轴承外圈温度的直接测

量寻找最佳温升情况下冷却系统流量、油气润滑量及轴承预紧的相互匹配关系。在实验中发现：在转速达到 12000r/min 时主轴温升在 30 度左右，并且在运转约 30min 后，能达到热平衡状态；在 13000~15000r/min r/min 时主轴温度连续上升，运转 30min 后温度继续上升，最高温度能达到 50 度左右。另外通过对比当主轴连续运行 30min 后，主轴锥孔中的温度与外圈温度传感器直接测定的温度相差约 2~3 度，这也为以后主机上无法直接测量主轴温升，用间接法测量主轴温升提供了参考。

五、结语

由此可见, 机床设计师在进行高速加工中心电主轴单元设计时, 兼顾折中各方面因素, 一定要权衡刚度、变形量和寿命等之间的利弊, 取得最佳主轴系统的温升控制和热变形抑制, 以上只是对机床热变形研究和试验分析, 希望对机床电主轴系统设计者起到一定的帮助作用。

参考文献:

1. 张伯霖等, 高速切削技术及应用 [M], 北京: 机械工业出版社2002
2. 张静, 基于高速车铣复合加工中心电主轴系统研究 (学位论文), 兰州: 兰州理工大学, 2006. 4
3. 陈世坤, 电机设计 [M], 北京: 机械工业出版社, 1990
4. 张振华, 滚动轴承手册 [M], 上海: 上海科学技术文献出版社, 1996
5. 刘菊东, 机床空载功率的计算 [J], 机械制造, 1999: 1-4

作者简介: 李永芳, 身份证号 630104197106152046, 女, 1971 年生, 副教授, 从事机械设计教学研究, E-mail: lyfxyh0325@163.com。

身份证号码:

联系作者: 杨锦斌, 工程师, 从事数控机床、加工中心的研发及制造技术研究, 发表论文五十余篇, 联系电话: (0971) 7728021 13897115427, 传真: (0971) 5201806, E-mail: QHXNYJB@126.com。