

高速加工中心电主轴热态特性研究*

□ 何天经 □ 芮执元 □ 刘军

兰州理工大学 机电工程学院 兰州 730050

摘要:高速加工过程中,由电机生热及滚动轴承的摩擦生热而引起的电主轴的温升及热变形是影响加工中心精度的关键因素。对高速加工中心电主轴的热态特性进行了分析研究,详细论述了电主轴内部两大热源的生理理以及电主轴单元的传热机理。最后总结并提出了改善电主轴单元热态特性的措施。

关键词:电主轴 热态特性 生热机制 传热机制

中图分类号:TH161;TG659

文献标识码:A

文章编号:1000-4998(2012)05-0019-03

Abstract: During high speed machining, the excessive temperature rise and thermal deformation in the motorized spindle caused by thermal expansion of the motor and friction of rolling bearings are the key factors affecting the accuracy of machining centers. In this paper, we have investigated by theoretical analysis in details the thermal properties of the motorized spindle, heat generate mechanisms and internal heat transfer mechanisms. In the end we put forward the measure to improve the thermal properties of the motorized spindle.

Key Words: Motorized Spindle Temperature Properties Heat-generation Mechanism Heat Transfer Mechanism

高速加工中心是现代加工机床中发展最快、应用最广泛的数控设备,电主轴作为高速加工中心的核

功能部件,具备结构紧凑、高刚性、高转速、大扭矩、调速范围广、易实现快速准停等诸多优点。但是,由于电主轴内置电机的特殊结构形式,使得工作过程中轴承的摩擦生热和电机自身的损耗发热很难及时散发

* 国家重大科技专项(编号 2010ZX04001-032)

收稿日期:2011年11月

种方法飞轮片数太多;若采用等比级数法,取等比级差 $\Delta I=2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,飞轮 i 的惯量 $I_i=5\times 2^{i-1} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,飞轮片数 $n=9$, $I_8=5\times 2^{8-1}=640 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_9=5\times 2^{9-1}=1280 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$,单个飞轮转动惯量太大,很难实现。显然这两种方法都不合适。

现采用等差等比综合法确定飞轮惯量:等比级差 $\Delta I=2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_1=5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_2=10 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_3=20 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_4=20 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_5=50 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_6\sim I_8=100 \text{ kg}\cdot\text{m}^2\times 3$, $I_9\sim I_{13}=200 \text{ kg}\cdot\text{m}^2\times 5$, $I_{\max}=\sum_{i=0}^{13} I_i=1430 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。可见,同时满足了风电机架对 I_{\max} 、 I_{\min} 和 ΔI 的要求,而且飞轮数量比较合适。

4 讨论与结论

限于笔者知识的局限,没能对飞轮进行断裂力学分析。就强度分析得出如下结论:

1) 飞轮在额定转速和超额定转速 25% 状况下,结构强度满足要求。

2) 飞轮爆裂的临界转速为 2 500 r/min。

因此,飞轮在设计上满足规范要求,能够保证强度要求。

从以上分析结果可以看出,固定螺纹孔、键槽局部

和内环面处的 Mises 等效应力较大,飞轮其他部分 Mises 等效应力较小,安全系数在 7 以上。所以,可以考虑对飞轮的外形进行优化,优化为工字型飞轮。这样既能增大内环面附近材料的强度,又可以减少材料以降低成本,进一步提高飞轮的质量能量密度、体积能量密度和价格能量密度。但优化为工字型飞轮会增加飞轮的轴向尺寸,从而加大台架长度方向的尺寸,占用车间空间会加大。

参考文献

- [1] 王铁山,曲波.汽车摩擦材料测试技术[M].长春:吉林科学技术出版社,2005.
- [2] 曲波,郑阳,刘大欣.风电惯性台架模拟惯量的计算[J].吉林大学学报(工学),2011,41(Sup1):155-159.
- [3] 唐湘民.Autodesk Inventor 有限元分析和运动仿真详解[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [4] 李笑天,鞠红惠.主循环泵飞轮完整性分析[J].原子能科学技术,2007,41(4):463-467.
- [5] 郭振宇,叶敏.基于差异演化算法的高速储能飞轮形状优化设计[J].吉林大学学报(工学版),2008,38(1):80-83.

△

(编辑 功成)

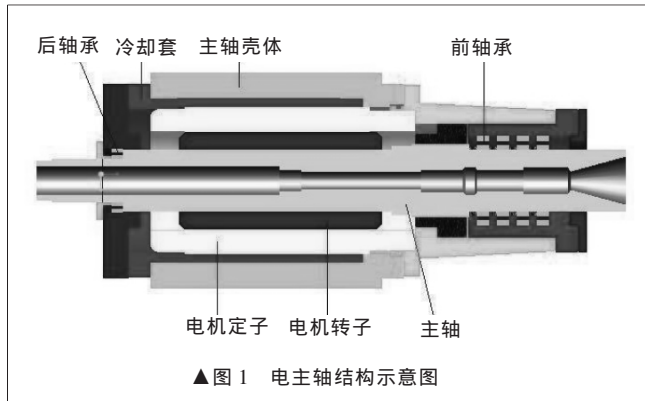
去,大量的热量累积将直接导致电主轴的温升及热变形,从而影响到加工中心的精度。为了改善电主轴的工作性能,迫切需要对电主轴的热态特性展开深入研究。

本文将从电主轴内部的两大热源(内置电机发热,滚动轴承摩擦热)入手,详细分析电主轴内部两大热源的生热及传热机理,掌握影响电

主轴热态特性的主要因素,并据此提出抑制电主轴温升及热变形的措施,为电主轴的发展及应用提供一定的理论依据。

1 电主轴的结构

图1所示为电主轴的典型结构,有别于传统机床主轴的结构,电主轴采用变频电机与机床主轴合二为一的结构形式,即电机的转子与机床主轴之间直接通过压配方式连接在一起,省去了皮带、齿轮、连轴器等变速和传动装置,动力直接经内置电机转子传递到主轴,实现了电机与主轴之间的零传动,克服了传统机床传动装置振动大、噪声大、惯性大等缺点。电主轴的支撑形式主要有滚动轴承支撑、气压和液气动、静轴承支撑以及磁浮轴承支撑3种形式,其中使用最广泛的是滚动轴承支撑^[1-2]。



▲图1 电主轴结构示意图

2 电主轴单元生热机理分析

电主轴内部存在两大主要热源:滚动轴承摩擦生热以及电机生热。

2.1 滚动轴承的摩擦生热分析

滚动轴承的摩擦生热(滚动轴承摩擦力矩损耗)受到诸多因素的影响,1964年Palmgren根据滚动轴承摩擦力矩的测量结果,提出了轴承摩擦力矩的计算公式^[3-4]:

表1 C和f₁与轴承结构和所载荷性有关系数

轴承类型	润滑类型系数f ₀			轴承载荷系数f ₁	轴承类型系数c
	油气润滑	脂润滑	喷油润滑		
双列圆柱滚子轴承	1.5-3	3-4	6-10	0.00025	0
单列圆锥滚子轴承	1.5-2	1.5-4	6-8	0.0005	0
单列角接触球轴承	1	2	4	0.002	0.5
双列角接触球轴承	1.5-2	1.5-4	6-8	0.002	0.33
双列圆锥滚子轴承	3-4	3-6	12-16	0.001	0

$$M_f = M_0 + M_1 \quad (1)$$

式中:M₀为与轴承类型、转速和润滑性质有关而与轴承所载荷无关的摩擦力矩,N·mm;M₁为与轴承所载荷有关而与速度无关的摩擦力矩。

轴承的摩擦生热Q_B等于摩擦力矩损耗N_F:

$$Q_B = N_F = 1.047 \times 10^{-3} n M_f \quad (2)$$

1) M₀的计算:M₀反映了润滑剂的流体动压损耗,分为两种情况:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^3 \quad (\nu n \geq 2000) \quad (3)$$

$$M_0 = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad (\nu n < 2000) \quad (4)$$

$$d_m = 0.5(d + D) \quad (5)$$

式中:f₀为与轴承结构和润滑方式有关的系数,对于轻系列f₀取偏小值,对于重系列f₀取偏大值(见表1);d为轴承内径;D为轴承外径;d_m为轴承平均直径;ν为在工作温度下润滑剂的运动黏度,对于脂润滑,ν为基油黏度;n为轴承转速。

2) M₁的计算:M₁反映了弹性滞后和局部差动滑动的摩擦损耗,可按下式计算:

$$M_1 = f_1 p (p/c_0)^c d_m \quad (\text{球轴承}) \quad (6)$$

$$M_1 = f_1 p d_m \quad (\text{圆柱滚子轴承}) \quad (7)$$

式中:p为等效当量载荷,N;c₀为轴承额定静载荷,N;C和f₁为与轴承结构和所载荷性质有关的系数(见表1)。

3) p的计算:等效当量载荷的计算方法如下:

$$p = 0.9 p_a \cot \alpha - 0.1 p_r \quad (\text{球轴承}) \quad (8)$$

$$p = 0.8 p_a \cot \alpha \quad (\text{圆锥滚子轴承}) \quad (9)$$

$$p = p_r \quad (\text{圆柱滚子轴承}) \quad (10)$$

式中:p_a和p_r分别为轴向和径向载荷,N;α为轴承接触角,rad。

2.2 电机的生热分析

电机发热也是电主轴的一个重要热源,工作过程中,电机的有效输入功率可由下式计算^[5-6]:

$$P_{ei} = \sqrt{3} UI \cos \phi \quad (11)$$

但并不是所有的电机输入功率最终都转化为生产加工的机械能,其中一部分的功率损耗将以热能的形式

式在电主轴内部积累起来,用公式可表示为如下形式:

$$P_{el}=P_{mech}+P_{loss} \quad (12)$$

式中: P_{mech} 为用于生产加工的机械功率,W; P_{loss} 为生热功率损耗,W。

电机的升热量为:

$$Q_m=[1-(T_m\omega_s/P_{el})]P_{el} \quad (13)$$

式中: T_m 为输出扭矩,N·m; ω_s 为主轴的角速度,rad/s。

3 电主轴单元传热机理分析

电主轴系统的热传递是一个非常复杂的过程,整个电主轴系统只存在两大主要热源,但是却存在很多的热载体,工作过程中这些热载体之间持续存在着热量的传递。

3.1 轴承的传热机理

轴承的传热主要是指轴承与与其相接触的组件之间的热传导,以及油气润滑条件下的对流传热。

1) 轴承滚子与内位圈滚道间的热传导:轴承滚子与内外圈滚道间的接触热阻的大小是由接触区的形状和尺寸来决定的,也就是与轴承的几何尺寸及轴承的接触载荷有关。

Harris 给出了其接触热阻的计算公式:

$$R=\frac{\lambda}{4\pi} \int_0^{\infty} [1/(\sqrt{(a^2+u)(b^2+u)}u)]du \quad (14)$$

式中: λ 为半空间的导热系数; a 、 b 分别为接触椭圆的长短半轴。

利用第一类椭圆积分可对上式进行求解。

2) 轴承外圈与主轴壳体之间的热传导:轴承外圈与主轴壳体之间的热传导由两者间的热通率来决定,其大小可定义为两者配合表面间隙的函数^[5-6]:

$$\Pi=\frac{1}{h_r/\lambda_r+h_g/\lambda_a}A \quad (15)$$

$$h_g=h_{g0}-(T_r-T_h)a^*r_h \quad (16)$$

式中: Π 为热通率,W/k; λ_r 值取 60.5 W/mk; λ_a 值取 0.026 W/mk; A 为轴承外圈外表面积,m²; h_r 为轴承外圈的厚度,m; h_g 为沿外圈轴向的平均间隙大小,m; h_{g0} 为初始间隙; T 为温度; a^* 为线膨胀系数; r_h 为轴承孔的曲率半径。

3) 轴承与润滑气体件的对流换热:轴承与润滑气体件的对流换热系数与主轴转速与润滑气体流量有关,可表示为:

$$\alpha=c_0+c_1u^{c_2} \quad (17)$$

式中: u 为压缩气体的平均流速,m/s; c_0 、 c_1 、 c_2 为通过实验来确定的常数。

3.2 主轴电机的传热机理

主轴电机的传热机制包括:电机定子和冷却油之间的对流换热,定、转子之间的气隙换热,定、转子之间

的辐射换热以及转子端部与周围空气间的对流及辐射换热^[5-6]。

$$\alpha=Nu\lambda_f/D \quad (18)$$

式中: Nu 为努谢尔特数; λ_f 为流体导热系数,W/m·°C; D 为流体几何特征的定型尺度,m。

Nu 可表示为:

$$Nu=0.022\ 5Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (19)$$

$$Re=\bar{u}D/\nu_f \quad (20)$$

$$Pr=c_p\mu_f/\lambda_f \quad (21)$$

式中: \bar{u} 为流体的平均速度,m/s; ν_f 为流体的运动黏度,m²/s; c_p 为流体的比热,J/(kg·°C); μ_f 为流体的动力黏度,kg/m·s。

4 结论

当代高速加工技术的发展对电主轴单元的热态特性提出了很高的要求,电主轴单元的热态特性连同其自身的旋转精度及静态性能一起是制约电主轴技术发展进步的关键性因素。

本文详细论述了电主轴单元内部两大热源的生热及传热机理,通过上述分析可知,电主轴轴承单元的摩擦生热就是轴承的摩擦力矩损耗,为了减少电主轴轴承单元的生热量,必须设法减小其摩擦力矩,采用新型材料是减小轴承摩擦力矩的一个有效办法,陶瓷材料由于密度只有钢的 40%左右,用陶瓷材料作为轴承的滚动体可以显著减小其摩擦力矩。另外,主轴电机功率损耗的 60%左右将直接经电机定子转化成热量而在电主轴内部积累起来,所以电主轴工作过程中必须对电机定子实施强制冷却,电机定转子之间的气隙中也可以通入冷却空气,及时带走定转子之间的热量。

参考文献

- [1] 陈燕林,段志善,熊万里.高速电主轴技术的研究现状与发展[J].机械研究与应用,2004(4):10-11.
- [2] 姚华.数控机床高速电主轴的研究进展[J].机床与液压,2004(2):5-6.
- [3] 夏新涛,朱坚民,吕陶梅,等.滚动轴承摩擦力矩信息推断[M].北京:科学出版社,2010.
- [4] Harris T A 著,罗继伟译.滚动轴承分析(原书第5版)[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [5] B Bossmanns, J F Tu. A Thermal Model for High Speed Motorized Spindles [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1999, 39: 1345-1366.
- [6] B Bossmanns, J F Tu. A Power flow Model for high Speed Motorized Spindles -heat Generation Characterization [C]. International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, CA, USA, 1998.

(编辑 凌云)