

基于权重法的机床主轴可变预紧力确定方法

李颂华^{1,2}, 曲秋红^{1,2}, 王子男^{1,2}, 李爽^{1,2}

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院, 辽宁 沈阳 110168;

2. 高档石材数控加工装备与技术国家地方联合工程试验室, 辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 研究不同转速、载荷条件下机床主轴轴承的最佳预紧力, 满足高速机床主轴全速段性能要求. 方法 建立基于拟静力学的轴承分析模型, 计算不同转速、负荷条件下满足轴承使用寿命的最大轴向预紧力, 和能够限制轴承陀螺旋转的最小轴向预紧力, 得出预紧力取值的上下限. 通过试验分析轴向预紧力对电主轴轴承温升和振动的影响. 结果 在低速范围内, 轴向预紧力的变化对主轴振动和轴承温度无明显影响. 在中速范围内, 随着轴向预紧力增加, 主轴振动有较明显减弱, 轴承温度有较明显增加. 在高速范围内, 随着轴向预紧力增加, 主轴振动大幅度减弱, 轴承温度大幅度增加. 结论 在每个转速范围内分别引入不同的预紧力上下限权重值, 得出满足高速机床主轴全速段性能要求的轴承最佳预紧力.

关键词 最佳预紧力; 可变预紧力; 拟静力学分析; 疲劳寿命分析; 最小预紧力

中图分类号 TM911.4 文献标志码 A

Optimal Preload in Variable Preloading of Machine Tool Spindles

LI Songhua^{1,2}, QU Qiuhong^{1,2}, WANG Zinan^{1,2}, LI Shuang^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. National-Local Joint Engineering Laboratory of NC Machining Equipment and Technology of High-Grade Stone, Shenyang, China, 110168)

Abstract: The optimal pretightening force of the main shaft bearing of the machine tool under different working conditions is studied to meet the performance requirements of the full-speed section of the high-speed machine tool spindle, so as to realize a high-efficiency spindle system. Based on the quasi-static, a bearing analysis model is established. By calculating the maximum bearing preload that satisfies the bearing life under different speed and load conditions, and the minimum bearing preload that can limit the rotation of the bearing's gyroscope, the upper and lower limits of the preload value can be obtained. The effect of axial preload on the temperature rise and vibration of

收稿日期: 2018-05-28

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675353); 辽宁省自然科学基金项目(2015020149); 沈阳市科技计划项目(F16-205-1-15); 沈阳市中青年科技创新人才支持计划项目(RC170216)

作者简介: 李颂华(1977—), 男, 教授, 博士, 主要从事工程陶瓷精密加工技术、数控机床主轴系统技术等方面研究.

the electric spindle bearing is analyzed by the test method. At low speeds, the change in axial preload has no significant effect on the vibration of the spindle and the temperature of the bearing. In the medium speed range, as the axial preload force increases, the vibration of the main shaft is significantly weakened, and the temperature of the bearing increases significantly. In the high speed range, as the axial preload force increases, the vibration of the main shaft is significantly weakened, and the temperature of the bearing is significantly increased. In each speed range, the weight values of the upper and lower limits of different preloading forces are introduced respectively, and the optimal preload of the bearing that meets the performance requirements of the full speed section of the high speed machine tool spindle is obtained. The speed range is segmented, considering the requirements of different working conditions on the spindle stiffness and temperature rise, different weight values of upper and lower limits of preloading force are introduced in each range of speed.

Key words: optimal preload value; variable preload; quasi-static analysis; fatigue life analysis; minimum preload

电主轴是实现高速加工的核心功能部件,其性能直接影响机床的使用性能与技术水平。在实际生产加工中,为保证高的加工效率、精度,客观上要求高速机床具有低速重切削和高速轻切削的功能,低速时切削力大,需要主轴具有高刚性;高速时主轴热变形大,需要尽量降低主轴温升^[1]。

传统的电主轴预紧方式为定压预紧,即预紧力为恒定值,显然这种预紧方式不能同时实现高速机床低速重切削和高速轻切削的功能要求,需要一种可变预加载技术来确定不同工况下机床主轴所需的预紧力,并通过可调控的预紧力施加方式将预紧力应用于轴承。在以往关于最佳预紧力确定的研究中, S. Jiang 等^[1]将整个速度范围分为高速段和低速段,分别考虑轴承温升和轴承使用寿命极限,得出整个速度范围内的最佳预紧力。 G. Hagiü^[2]进行了轴承预紧力对主轴可靠性参数的理论研究,并通过磨床主轴进行试验来验证理论,确定了能够保证高速主轴可靠性参数的最佳轴承预紧力。 T. XU 等^[3]通过改变疲劳寿命可靠性因子,使用疲劳寿命模型来确定理论预加载曲线,在理论预加载值范围内,根据不同的转速确定最佳预紧力。 K. Y. Hwang 等^[4]通过计算轴承疲劳寿命得出满足寿命要求的最大预紧力,并通过计算轴承在某一转速,不同预紧力下是否发生陀

螺滑移,得出最小预紧力,将转速划分为低速段、中速段、高速段。低速段为不发生陀螺滑移区域,中速段为可能发生陀螺滑移区域,高速段为一定发生陀螺滑移区域,对三个速度范围分别引入最大预紧力和最小预紧力的权重值,得出与转速和外部载荷对应最佳预紧力。

S. Jiang 提出的最佳预紧力确定方法具有重要的指导意义,但该方法是在建立在大量实验数据常规统计分析的基础之上,结果不具有很好的通用性。 K. Y. Hwang 提出的基于权重值的最佳预紧力的确定方法虽然已经比较完善,但是其需要建立较复杂的准动力学模型,并通过陀螺矩阵获得每个滚珠的陀螺滑移时刻,从而对速度进行划分,从结果来看所求得预紧力偏大,且最低转速与最高转速下的最佳预紧力变化不明显。笔者参考 K. Y. Hwang 提出的权重想法,并在轴承分析模型的建立、数值求解方法、速度范围划分、最小预紧力的确定等方面进行了创新和改进,提出了一种根据满足轴承使用寿命的最大轴承预紧力和能够限制轴承陀螺旋转的最小轴承预紧力来计算最佳轴承预紧力的方法。该方法将速度范围进行分段,考虑不同工况条件对主轴刚度和温升的要求,在不同的速度范围内引入预紧力上下限的权重值,从而得出与转速和外部载荷——对应的轴承最佳预紧力。

1 轴承预紧力分析

笔者基于拟静力学方法建立了轴承分析模型,并对其数值求解方法进行了改进,使用 Matlab 语言建立了轴承分析程序,来计算运行条件下球轴承的载荷分布、轴承刚度以及轴承疲劳寿命。

1.1 基于拟静力学方法滚动轴承力学分析

滚动轴承高速运转的过程中,由于高速滚珠受到离心力和陀螺力矩等动力学因素的影响,滚珠的运动和作用于滚珠的力很复杂,与传统静力学设计结果相比,轴承的接触角、载荷分布、滚珠的自转及公转、内部滑动等都所有改变。考虑角接触球轴承受离心力和陀螺力矩的影响,按照滚道控制理论,滚珠在轴向平面内受力分析如图 1 所示^[5]。

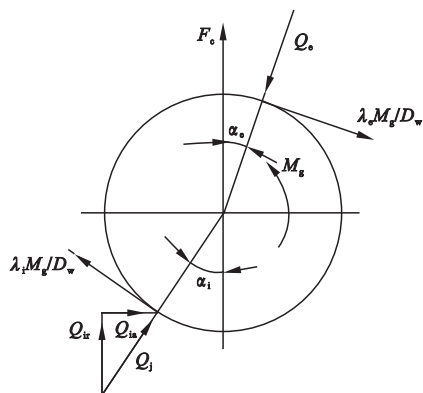


图 1 轴承滚珠受力图

Fig. 1 Force analysis of bearing balls

图中钢制滚珠离心力 F_c 、陀螺力矩 M_g 分别由式(1)、式(2)计算:

$$F_c = 2.26 \times 10^{-11} d_m D_w^3 n_m, \quad (1)$$

$$M_g = 4.5 \times 10^{-12} D_w^5 n_b n_m \sin \beta. \quad (2)$$

式中: d_m 为轴承节圆直径; D_w 为滚珠直径; n_m 为滚珠公转速度; n_b 为滚珠自转速度; β 为滚珠自转姿态角。此处认为轴承在实际运转过程中,外圈转速为 0,内圈转速为 n 。

轴承滚珠平衡方程如下^[6]:

$$Q_{ia} - Q_e \sin \alpha_e - \frac{M_g}{D_w} (\lambda_i \cos \alpha_i - \lambda_e \cos \alpha_e) = 0, \quad (3)$$

$$Q_{ia} \cot \alpha_i + F_c - Q_e \cos \alpha_e + \frac{M_g}{D_w} (\lambda_i \sin \alpha_i - \lambda_e \sin \alpha_e) = 0. \quad (4)$$

采用外滚道控制理论,取 $\lambda_i = 0$, $\lambda_e = 2$ 。

平衡方程的求解:当仅考虑角接触球轴承承受纯轴向负荷作用的情况时,滚珠接触力 Q 与轴承轴向负荷 F_a 关系如下:

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}. \quad (5)$$

式中: α 为受载后实际接触角,可由式(6)使用迭代法求解得到:

$$\frac{F_a}{Z K_n (B D_w)^{3/2}} = \sin \left(\frac{\cos \alpha^0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2}. \quad (6)$$

式中: $B = f_i + f_o - 1$; α^0 为受载前接触角; K_n 为滚动体与内外圈之间的总负荷-变形常数^[7]。

由于离心力主要是增加外滚道接触力,对内滚道接触力影响很小,因此可以先假设滚珠与内滚道接触力 Q_i 及其轴向分力 Q_{ia} 的大小与静态下相同。即滚珠与内滚道接触力 Q_i 等于滚珠接触力 Q ,其轴向分量 $Q_{ia} = Q_i \times \sin \alpha_i$ 。

可以近似地认为,内接触角的增大值等于外接触角的减小值,其中 $\Delta \alpha$ 为接触角的增量^[8]。

$$\alpha_i = \alpha + \Delta \alpha, \alpha_e = \alpha - \Delta \alpha. \quad (7)$$

由式(3)、式(4)整理得:

$$F_c + Q_{ia} \cot(\alpha + \Delta \alpha) - \cot(\alpha - \Delta \alpha) \times (Q_{ia} + \frac{2M_g}{d_w} \cos(\alpha - \Delta \alpha)) - \frac{2M_g}{d_w} \sin(\alpha - \Delta \alpha) = 0. \quad (8)$$

使用牛顿迭代法求解式(8),得出接触角的增量 $\Delta \alpha$ 。将其带入式(7)得出内外接触角 α_i 、 α_e 。滚珠与外滚道接触力 Q_e 可由式(4)解得。滚珠与内滚道接触力 Q_i 可由式(9)得出:

$$Q_i = \frac{Q_{ia}}{\sin \alpha_i}. \quad (9)$$

基于上述理论,开发了相应的 Matlab 轴

承分析程序^[9]. 以角接触球轴承 7009C 为例, 轴承结构参数见表 1. 计算其在表 2 所示

负荷条件下的轴承内部接触载荷, 结果如图 2 所示.

表 1 轴承结构参数

Table 1 Bearing structure parameters							
轴承类型	d_m/mm	D_w/mm	滚珠个数 z	$\alpha^0/(\circ)$	内滚道半径系数 f_i	外滚道半径系数 f_e	极限转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)
钢球	45	8.62	45	15	0.523	0.523	30 000

表 2 轴承负载条件

Table 2 Bearing load conditions	
预紧力/N	转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)
150、200、300、400、 500、600、700、800	2 000、4 000、8 000、12 000、 16 000、20 000、24 000

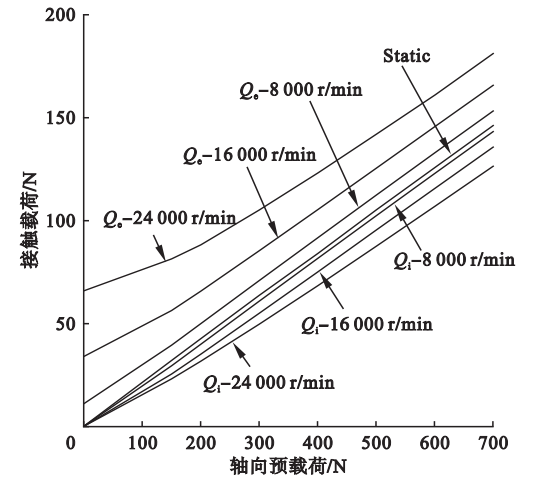


图 2 轴承内部接触载荷 Q_i 、 Q_e 与轴向预紧力关系曲线

Fig. 2 Relationship between internal bearing loads Q_i 、 Q_e and axial preload

由图 2 可见, 当转速恒定时, 随着预紧力的增大, 轴承的内部载荷 Q_i 、 Q_e 均逐渐增大, 当转速逐渐升高, 预紧力保持恒定时, 轴承的内部载荷 Q_e 逐渐增大, Q_i 逐渐减小.

1.2 滚动轴承刚度分析

滚动轴承刚度是滚动轴承使用的重要指标之一, 轴承刚度的提高可抑制噪声, 抵抗变形. 以建立的轴承拟静力学模型为基础, 进行不同预紧条件下的轴承刚度分析, 探讨高速主轴运转条件下预紧力对轴承刚度的影响^[10]. 使用表 1 中的轴承参数, 由开发的

Matlab 程序进行轴承刚度分析, 得到轴承径向刚度和轴向刚度在轴承转速为 20 000 r/min 时, 随预紧力变化曲线如图 3、图 4 所示.

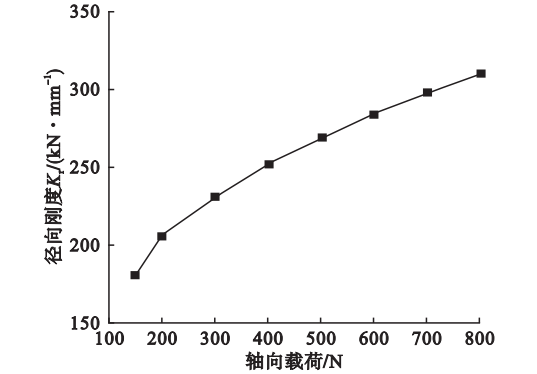


图 3 单个轴承轴向刚度与轴向预紧力关系曲线
Fig. 3 The curve of single bearing radial stiffness-axial preload

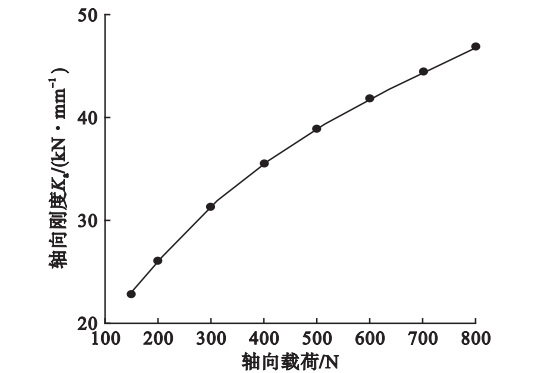


图 4 单个轴承径向刚度与轴向预紧力关系曲线
Fig. 4 The curve of single bearing axial stiffness-axial preload

由图 3、图 4 可见, 在轴承转速为 20 000 r/min 时, 轴承径向刚度与轴向刚度均随着轴承轴向预紧力的增大而增大. 通过该理论分析结果可知, 提高轴承轴向预紧力可提高

轴承刚度.

1.3 滚动轴承疲劳寿命模型

疲劳寿命是安全运行的重要指标,受轴承内部载荷的影响,轴承预紧力的选取应满足轴承寿命要求,因此进行轴承寿命建模及分析,从而得出满足寿命要求的预紧力范围是非常有必要的.

根据国际标准组织标准 ISO 281:2007 修正的疲劳寿命模型^[11-12]:

$$L_{10a} = a_1 a_{ISO} L_{10}, \tag{10}$$

$$L_{10} = (L_{10i}^{-\frac{10}{9}} + L_{10e}^{-\frac{10}{9}})^{-0.9}. \tag{11}$$

式中: L_{10} 为整套轴承的额定寿命; L_{10i} 、 L_{10e} 分别为内外圈的额定寿命; a_1 为可靠性系数, a_{ISO} 为组合寿命调整因子,它整合了 4 个相互依赖的因素,包括轴承的润滑、污染、载荷和轴承材料系数^[13-14].取 90% 的可靠性系数,即 $a_1 = 1$.

内外圈额定寿命可按下式计算:

$$L_{10i(e)} = \left(\frac{Q_{ci(e)}}{Q_{i(e)}} \right)^3, \tag{12}$$

$$Q_{ci(e)} = 98.1 \left(\frac{f}{2f-1} \right)^{0.41} \frac{(1 \pm \gamma)^{1.39}}{(1 \pm \gamma)^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{\gamma}{\cos \alpha} \right)^{0.3} \times$$

$$d_w^{1.8} Z^{-\frac{1}{3}}. \tag{13}$$

式中: $Q_{ci(e)}$ 为与轴承结构参数有关的点接触额定动载荷; $Q_{i(e)}$ 为滚珠与内外滚道的接触力,由建立的拟静力学模型获得; i 、 e 分别代表内外滚道.

2 可变预紧力取值范围

计算不同转速、负荷条件下满足轴承使用寿命的最大轴向预紧力和能够限制轴承陀螺旋转的最小轴向预紧力,得出可变预紧力取值范围.

2.1 最大预紧力的确定

由式(12)计算 7009C 轴承在不同转速不同负荷条件下的疲劳寿命.得到不同转速和预紧力下的轴承疲劳寿命曲线如图 5 所示,其中图 5(b)为图 5(a)的局部放大图.以 30 000 h 的使用寿命为判定标准,根据图 5 中的数据可以得出不同负荷条件下满足轴承基准寿命的最大轴向预紧力,即轴向预紧力的上限^[15].

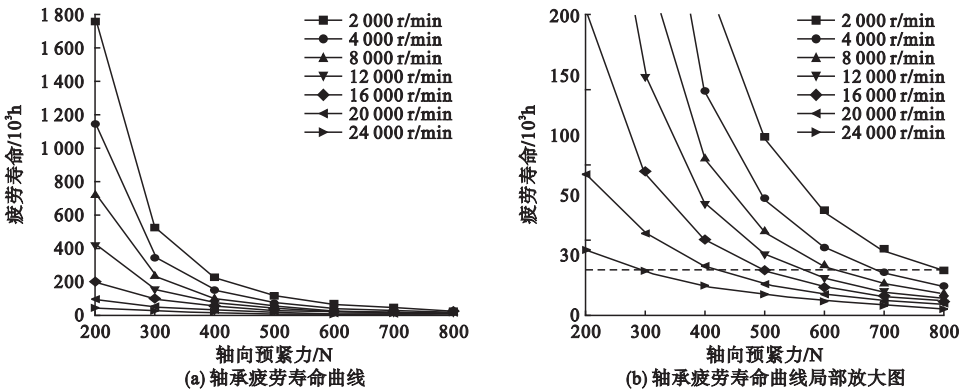


图 5 不同轴向预紧力和转速下的轴承疲劳寿命

Fig. 5 Bearing fatigue life for different preload and rotational speed

2.2 最小预紧力的确定

在高速角接触球轴承中,由于陀螺力矩作用,滚珠可能会发生陀螺旋转,这种滑动运动是非常有害的,它会显著增加轴承的生热.而当滚珠与滚道之间的摩擦力矩 M_f 大于或等于陀螺力矩 M_g 时,钢球则不会发生陀螺

旋转,其中 $M_f = \mu \times (Q_i + Q_o)$. 防止滚动体发生陀螺旋转的条件方程如下^[16]:

$$\mu \times (Q_i + Q_e) \times 0.5 d_w \geq M_g. \tag{14}$$

式中: μ 为滑动摩擦系数,取 $\mu = 0.06$.

采用表 1、表 2 中的轴承结构参数及负荷条件,可计算获得 7009C 轴承在不同转速

下不发生陀螺旋转所需的最小轴向预紧力,即轴向预紧力的下限.为便于分析,将分析得到的满足轴承寿命要求的最大轴向预紧力与限制陀螺旋转所需的最小轴向预紧力在同一曲线中给出(见图6).由图6分析可知,随着轴承转速提高,限制陀螺滑移所需的最小轴向预紧力逐渐增大,满足轴承寿命要求的最大轴向预紧力逐渐减小.

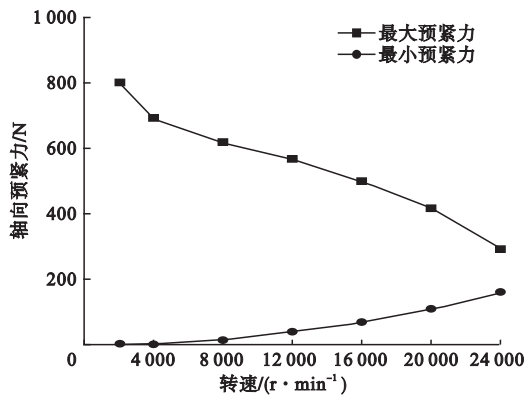


图6 轴承预紧力上下限

Fig. 6 Upper and lower limits of bearing preload

3 试验分析

3.1 试验系统

测试对象为 HT17-24000-30 型可变预紧力电主轴,可通过调节电主轴后端弹簧压缩量来调节轴承轴向预紧力,结构如图7所示.

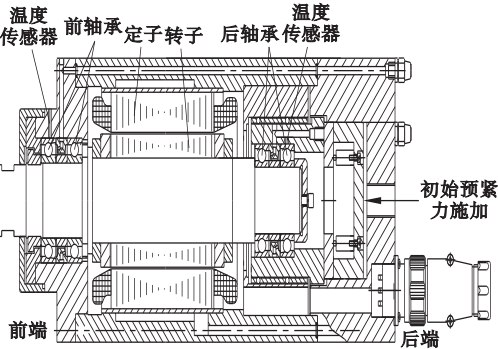


图7 HT17-24000-30 型号电主轴基本结构图

Fig. 7 Basic structure diagram of HT17-24000-30 electric spindle

电主轴前轴承采用一对 7009C 型角接触球轴承,同向组配,接触角 $\alpha = 15^\circ$,极限转速为 30 000 r/min;后轴承采用一对 7008C 型角接触球轴承,同向组配,接触角 $\alpha = 15^\circ$,极限转速为 32 000 r/min;前后轴承之间面对面布置,这种安装形式下单个轴承预紧力为整个主轴系统预紧力的二分之一,速度系数为 0.80,电主轴最终可达到的最高转速为^[17]

$$n_{\max} = 30\,000 \times 0.8 = 24\,000\text{ r/min.}$$

(15)

试验装置如图8所示.

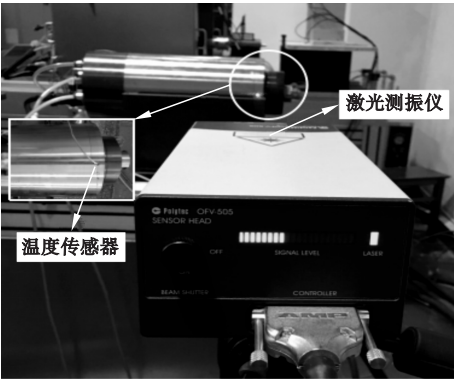


图8 试验装置

Fig. 8 Diagram of the test device diagram

3.2 电主轴温度试验

保持水冷系统和油-气润滑系统各参数恒定不变,室内温度为 25 ℃ 恒定不变,通过试验研究轴向预紧力对电主轴温度的影响.使用置于电主轴前轴承外圈处的温度传感器进行前轴承温度检测^[18].

3.2.1 试验方案

分别测量单个轴承预紧力为 120 N、200 N、300 N 时,主轴转速为 4 000 r/min、6 000 r/min、8 000 r/min、12 000 r/min、16 000 r/min、20 000 r/min、24 000 r/min 时电主轴前轴承温度变化情况.试验进行中每间隔 20 s 自动记录一次试验数据.

3.2.2 结果分析

试验得到前轴承稳态温度如图9所示.

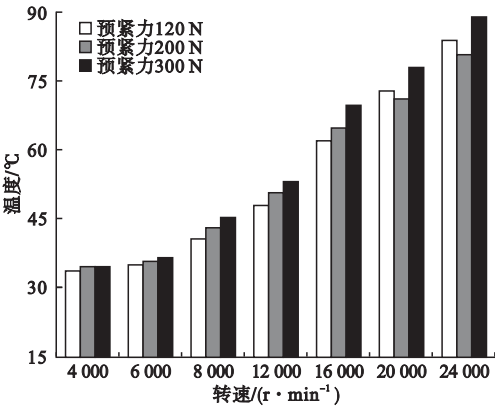


图 9 轴向预紧力对轴承温升的影响

Fig. 9 Effect of axial preload on bearing temperature

由图 9 可知,当转速小于 6 000 r/min 时,随着转速的增大,轴承温度无明显变化.当转速在 6 000 ~ 12 000 r/min 时,随着转速的增大,轴承温度有明显上升.当转速大于 12 000 r/min 时,随着转速的增大,轴承温度大幅度升高.

当主轴转速低于 6 000 r/min 时,随着轴向预紧力增大,轴承温度无明显变化;当转速在 6 000 ~ 16 000 r/min 时,随着轴向预紧力增大,轴承温度有明显上升;当转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 时,120 N 轴向预紧力时的轴承温度高于 200 N 轴向预紧力时的轴承温度.

根据试验现象,结合图 6 中可变预紧力取值范围可知,当转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 时,对应的不发生陀螺滑移的最小轴向预紧力分别为 150 N 和 170 N,试验选用的 120 N 预紧力不能满足轴承不滑移条件,因此认为轴向预紧力为 120 N 时,轴承温度异常升高是由于过度滑动造成的摩擦生热.

3.3 电主轴振动试验

根据以往的研究成果可知,轴承刚度越大,摩擦阻尼越大,其他参数不变的情况下,主轴抵抗受迫振动与自激振动的能力越强^[19].保持水冷系统和油-气润滑系统各参数恒定不变,室内温度为 25 ℃ 恒定不变,测

试时主轴温度恒定不变,通过振动测量试验,研究轴向预紧力对电主轴振动的影响.由非接触式激光测振仪进行电主轴振动信号采集.

3.3.1 试验方案

分别测量单个轴承预紧力为 150 N、200 N、220 N、250 N、300 N,主轴转速为 4 000 r/min、6 000 r/min、8 000 r/min、10 000 r/min、12 000 r/min、14 000 r/min、16 000 r/min、18 000 r/min、20 000 r/min、22 000 r/min、24 000 r/min 时前轴承径向方向的振动量.

3.3.2 结果分析

试验结果如图 10 所示.由图 10 可知,当转速小于 6 000 r/min 时,随着转速的增大,有效值振幅没有明显变化.当转速在 6 000 ~ 12 000 r/min 时,随着转速的增大,有效值振幅有明显增加,当转速在 12 000 ~ 24 000 r/min 时,随着转速的增大,有效值振幅大幅度增加.

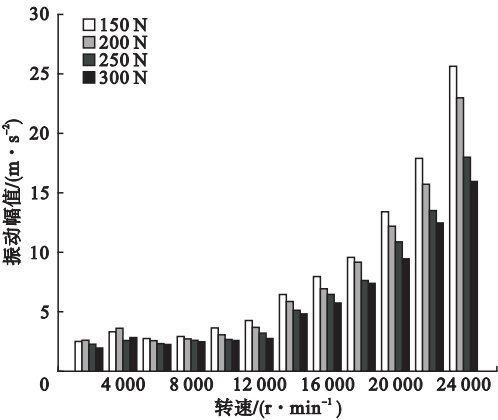


图 10 轴向预紧力对振动的影响

Fig. 10 Effect of axial preload on vibration

当转速小于 6 000 r/min 时,随着轴向预紧力增大,有效值振幅变化不明显;当转速在 6 000 ~ 12 000 r/min 时,随着轴向预紧力增大,有效值振幅明显下降;当转速在 12 000 ~ 24 000 r/min 时,随着轴向预紧力增大,有效值振幅大幅度下降,且有效值振幅的减小幅度呈现逐渐下降的趋势.

4 基于权重法的最佳预紧力确定方法

通过计算不同转速和负荷下满足轴承使用寿命的最大轴向预紧力和能够限制轴承陀螺旋转的最小轴向预紧力,得出可变预紧力取值范围如图6所示.为在该范围内确定出不同工况条件下的最佳预紧力,对轴向预紧力与电主轴温升和振动的关系进行了试验分析.根据试验结果,将转速范围划分为三段(见表3).在实际生产加工中,为保证高的加工效率、精度,客观上要求高速机床具有低速重切削和高速轻切削的功能,低速时切削力大,需要主轴具有高刚性;高速时主轴热变形大,需要尽量降低主轴温升.因此在每一种转速范围内考虑不同工况对轴承刚度和温升的要求,对轴向预紧力的上限和下限分别引入权重系数 W_1 、 W_2 ,以得到满足要求的轴承最佳预紧力^[15].

表3 转速状态
Table 3 Speed status

状态	转速/($r \cdot \min^{-1}$)
低速	$n < 6\,000$
中速	$6\,000 \leq n \leq 12\,000$
高速	$12\,000 < n \leq 24\,000$

在低速范围内,主轴转速和轴向预紧力的变化对主轴振动和轴承温度无明显影响.较大的预紧力能够提高主轴的刚性,因此在满足轴承寿命要求的前提下选择尽可能大的轴向预紧力,取 $W_1 = 90\%$ 、 $W_2 = 10\%$,以避免边界点处的预紧力值不满足轴承寿命要求.在高速范围内,轴承温度和主轴振动随着转速的增加均大幅度增加,随着轴向预紧力增加,主轴振动明显减弱,轴承温度明显增加,当预紧力值过小不能限制陀螺滑移时,存在轴承温度异常升高现象.考虑高速轻切削时轴承温升对切削性能的影响较大,轴承刚性下降对切削性能的影响较小,因此取

$W_1 = 10\%$ 、 $W_2 = 90\%$,以避免边界点处的预紧力值不满足轴承不滑移条件.在中速范围内,轴承温度和振动随着转速的增加均明显增加,随着轴向预紧力增加,主轴振动有较明显减弱,轴承温度有较明显增加,同时考虑主轴刚性要求与轴承温升要求,取 $W_1 = 60\%$ 、 $W_2 = 40\%$.得出整个速度范围内的可变预紧力如图11所示.

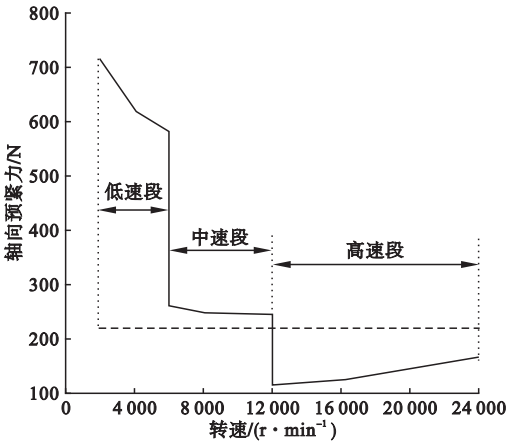


图11 单个轴承可变预紧力的取值

Fig. 11 Value of variable preload for single bearing

5 结 论

- (1)计算不同转速、负荷下满足轴承使用寿命的最大轴向预紧力和能够限制轴承陀螺旋转的最小轴向预紧力,可以得出不同转速、负荷下可变预紧力取值的上下限.
- (2)在转速低于 6 000 r/min 时,主轴转速和轴向预紧力的变化对主轴振动和轴承温度无明显影响.转速在 6 000 ~ 12 000 r/min 时,轴承温度和振动随着转速的增加均明显增加,随着轴向预紧力增加,主轴振动有较明显减弱,轴承温度有较明显增加.当转速大于 12 000 r/min 时,轴承温度和主轴振动随着转速的增加均大幅度增加,随着轴向预紧力增加,主轴振动明显减弱,轴承温度明显增加,当预紧力值过小不能限制陀螺滑移时,存在轴承温度异常升高现象.

(3)将速度范围分成高速、中速、低速三段,考虑不同工况对轴承刚度和温升的要求,在不同的速度范围内引入不同的预紧力上下限权重值 W_1 、 W_2 ,从而得出与转速和外部载荷对应的轴承最佳预紧力。

参考文献

- [1] JIANG S, MAO H. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle [J]. International journal of machine tools & manufacture, 2010, 50(1): 19–28.
- [2] HAGIU G. Reliable high speed spindles by optimum bearings preload[J]. International journal of applied mechanics and engineering, 2003, 8(1): 57–70.
- [3] XU T, XU G H, ZHANG Q, et al. An optimum preload method for machine tool spindle ball bearings[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, 2016, 230(11): 2016–2025.
- [4] HWANG K Y, LEE C M. Development of a simple determination method of variable preloads for high speed spindles in machine tools [J]. International journal of precision engineering and manufacturing, 2015, 16(1): 127–134.
- [5] THAN V T, HUANG J H. Nonlinear thermal effects on high-speed spindle bearings subjected to preload [J]. Tribology international, 2016, 96: 361–372.
- [6] WANG W Z, HU L, ZHANG S G, et al. Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis[J]. Mechanism & machine theory, 2014, 82(24): 154–172.
- [7] MA C, YANG J, ZHAO L, et al. Simulation and experimental study on the thermally induced deformations of high-speed spindle system[J]. Applied thermal engineering, 2015, 86: 251–268.
- [8] JEDRZEJEWSKI J, KWASNY W. Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles [J]. CIRP annals-manufacturing technology, 2010, 59(1): 377–382.
- [9] LEI C L, RUI Z Y, ZHOU B C, et al. A study of high-speed angular contact ball bearing thermo-mechanical coupling characteristics [J]. Applied mechanics & materials, 2013, 397–400: 131–134.
- [10] ZHANG Jinhua, FANG Bin, ZHU Yongsheng, et al. A comparative study and stiffness analysis of angular contact ball bearings under different preload mechanisms[J]. Mechanism and machine theory, 2017, 115: 1–17.
- [11] HONG S W, TONG V C. Rolling-element bearing modeling: A review[J]. International journal of precision engineering & manufacturing, 2016, 17(12): 1729–1749.
- [12] ZHANG Jinhua, FANG Bin, HONG Jun, et al. Effect of preload on ball-raceway contact state and fatigue life of angular contact ball bearing [J]. Tribology international, 2017, 114: 365–372.
- [13] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
(DENG Sier, JIA Qunyi, XUE Jinxue. Design principles of rolling bearings [M]. Beijing: China Standard Press, 2014.)
- [14] 蒋宏利. SKF 轴承综合型录 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1991.
(JIANG Hongli. SKF bearing comprehensive catalogue [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Literature Press, 1991.)
- [15] KIM D H, LEE C M. Development of an automatic variable preload device using uniformly distributed eccentric mass for a high-speed spindle [J]. International journal of precision engineering & manufacturing, 2017, 18(10): 1419–1423.
- [16] CHEN J, LIU J, SHAO Y, et al. Vibration modeling of lubricated rolling element bearing considering skidding in loaded zone [J]. Journal of failure analysis & prevention, 2014, 14(6): 1–9.
- [17] JIN C, WU B, HU Y. Heat generation modeling of ball bearing based on internal load distribution [J]. Tribology international, 2012, 45(1): 8–15.
- [18] 张丽秀, 李超群, 李金鹏, 等. 高速高精度电主轴温升预测模型[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 129–136.
(ZHANG Lixiu, LI Chaoqun, LI Jinpeng, et al. Temperature rise prediction model of high speed and high precision electric spindle [J]. Journal of mechanical engineering, 2017, 53(23): 129–136.)
- [19] 邓四二, 卢羽佳, 华显伟, 等. 四列角接触球轴承振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(9): 1–6.
(DENG Sier, LU Yujia, HUA Xianwei, et al. Research on vibration characteristics of four-row angular contact ball bearings [J]. Journal of vibration and shock, 2017, 36(9): 1–6.