

超高速时电主轴轴承的动态支承刚度分析*

李松生¹ 陈晓阳¹ 张钢¹ 王春兰¹ 杨柳欣² 陈长江²

(1. 上海大学机械工程与自动化学院 上海 200072;

2. 洛阳轴承研究所主轴开发部 洛阳 471039)

摘要: 基于滚动轴承受力分析的拟静力学和拟动力学模型, 利用数值计算方法对超高速时电主轴轴承的内部动力学状态进行计算机模拟仿真, 在求解每一个球滚动体动力学基本参量的基础上, 计算电主轴轴承对转子支承的动态刚度, 并结合具体算例, 分析转速、轴承预载荷、径向外载荷等工况条件, 以及套圈滚道曲率半径、球滚动体的直径和数量等轴承的内部结构尺寸、球材料的物理性能等方面的因素对轴承动态支承刚度的影响。分析结果表明, 外部工况条件以及轴承内部的结构尺寸、球材料的物理性能等方面的因素对超高速时电主轴轴承的动态支承刚度影响较大, 超高速时电主轴轴承的动刚度较静态和低速情况有着显著的变化。

关键词: 超高速 电主轴 主轴轴承 动态支承刚度 数值计算方法

中图分类号: TH113

0 前言

超高速电主轴技术的发展和运用, 促进了数控机床技术和高速切削(High speed cutting, HSC)、高速加工(High speed machining, HSM)等现代先进制造技术的发展, 目前, 超高速电主轴的转速可以达到每分钟十万转以上, 有的甚至高达数十万转^[1]。在超高速电主轴中, 作为支承的角接触球轴承(称为主轴轴承), 其速度因数 $D_m n$ 值(轴承中径 D_m 与轴承转速 n 的乘积)多数超过 $2.0 \text{ km} \cdot \text{r}/\text{min}$, 有的甚至接近 $3.0 \text{ km} \cdot \text{r}/\text{min}$ 。因此, 要求电主轴轴承具有良好的超高速性能^[1-2], 并且随着对超高速电主轴增加输出功率和提高转速的日益追求, 需要主轴轴承的动态支承刚度越来越大。然而, 在超高速运行过程中, 由于球滚动体离心力等惯性效应的作用, 主轴轴承内部的动态载荷、动态变形等动力学状态参数以及轴承对转子支承的动态刚度等性能参数, 较低速和一般高速情况都发生了显著的变化, 因此影响着轴承的超高速性能以及相应的轴承—转子系统动力学的性能^[3], 制约着电主轴工作转速的提高和运行过程中的动态稳定性。分析超高速时电主轴轴承的内部动力学状态, 研究影响轴承动态支承刚度的因素和影响规律, 是优化主轴轴承结构参数、确定最佳工况条件以及改善主轴轴承超高速时动刚度等支承性能的关键所在, 也是电主轴等超高速轴系获得良好的轴承—转子系统动力学性能的必备

条件之一。

滚动轴承内部受力分析的基本理论是著名的 Hertz 接触理论, JONES^[4]最早在轴承的平衡方程中引入了惯性效应, 建立了滚动轴承受力分析的拟静力学模型, HARRIS^[5]将该方法加以发展和完善, 加入弹流润滑的影响, 建立了滚动轴承受力分析的拟动力学模型, 之后, GUPTA^[6]考虑了球滚动体的运动和受力状态以及各零件之间的相互作用, 提出了滚动轴承受力分析的动力学模型。近年来, 由于数控机床高速主轴的发展, 很多人在以上这些理论的基础上, 对高速情况下主轴轴承的动力学特性进行了研究, 并发表了诸多论文^[7-9], 然而, 在这些文献中, 所分析轴承的转速相对来讲比较低, 对超高速情况下角接触球轴承内部动力学状态进行系统分析的文献并不多见, 因此, 有必要对超高速时主轴轴承的内部动力学状态进行分析研究, 为超高速主轴轴承的设计、制造和应用提供必要的指导和基本依据。利用拟静力学或拟动力学模型, 对电主轴轴承在超高速条件下的内部动力学状态进行计算机模拟仿真, 在分析计算每一个球滚动体动力学状态参数的基础上, 应用数值方法求得超高速时轴承的动态支承刚度, 是行之有效的方法之一。

为便于分析, 对在超高速情况下稳定运行的电主轴轴承作如下简化。

(1) 由于保持器与球滚动体之间的作用力很小且不确定, 分析中忽略保持器的作用。

(2) 由于高速和超高速时热效应和乏油现象的影响^[10], 球与套圈滚道之间的弹流润滑油膜很薄且不易完全形成, 因此忽略弹流对轴承支承刚度的影响。

(3) 在超高速电主轴中, 轴承的预载荷多为定

* 国家“十五”重点攻关(MKPT-04-58D)和国家“十五”科技攻关(2001BA203B03-02)资助项目。20051205 收到初稿, 20060624 收到修改稿

压的弹性载荷，稳定运行时温度变化对轴承内部的动力学状态影响不大，故忽略温度变化对轴承刚度的影响。

1 超高速时主轴轴承内部受力分析

1.1 轴承中的坐标系

当主轴轴承的外圈相对固定、内圈以角速度 ω 作匀速稳定运行时，对于其内部位置角 ψ_j 处的球滚动体 j , $j=1, 2, \dots, N$ (N 为轴承内所含球滚动体的数量), 建立图 1 所示的直角坐标系, 其中, $Oxyz$ 为固定坐标系; $O'x'y'z'$ 为随动坐标系, 随球滚动体 j 一起以公转角速度 ω_{mj} 绕 z 轴旋转; O' 为球 j 的中心, $O'\mu_j$ 是球滚动体 j 的自转轴线, β_j 是球的自转轴线 $O'\mu_j$ 在 $O'x'z'$ 平面内与 z' 轴的夹角。

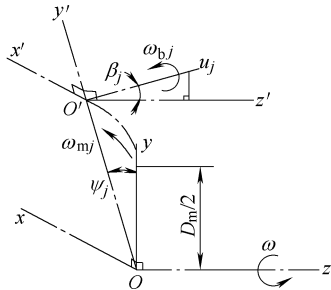


图 1 轴承中的坐标系

1.2 球滚动体的运动

球滚动体 j 的运动如图 2 所示。在内、外圈滚道和保持器兜孔的约束下，球滚动体 j 绕轴承的中心线 z 轴沿球滚动体分布圆半径 $D_m/2$ 作圆周运动，即公转运动，角速度为 ω_{mj} ，这里， D_m 为球心所在圆的直径，亦称轴承中径

$$D_m = (D_i + D_o) / 2 \quad (1)$$

式中 D_i, D_o ——轴承的内径和外径

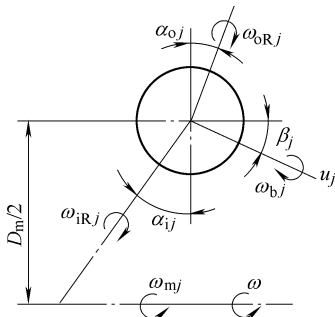


图 2 球滚动体的运动图

同时，球滚动体 j 要绕自转轴线 $O'\mu_j$ 作自转运动，角速度为 ω_{bj} 。此外，球滚动体还有绕内、外圈滚道接触面法线的自旋运动，角速度分别为 ω_{iRj} 和 ω_{oRj} 。由于接触角不等于零，球在作自转运动的过

程中，自转轴线 $O'\mu_j$ 不断地改变方向，因此会产生陀螺力矩作用于球上，使球滚动体有发生陀螺运动的趋势，陀螺运动发生时则会加剧球与套圈滚道之间的滑动摩擦，正常工作时不希望球发生陀螺运动。

1.3 球滚动体的受力

球滚动体 j 的受力如图 3 所示。图 3 中， F_{cj} 为球的离心力， M_{gj} 为陀螺力矩， Q_{ij} 和 Q_{oj} 分别为球在内、外圈滚道上的接触载荷， F_{ij} 、 F_{oj} 为内、外圈滚道上的滑动摩擦力。其中球的离心力为

$$F_{cj} = \frac{\pi}{12} \rho d^3 D_m \omega^2 \frac{\omega_{mj}}{\omega} \quad (2)$$

式中 d ——球滚动体的直径
 ρ ——球材料的质量密度

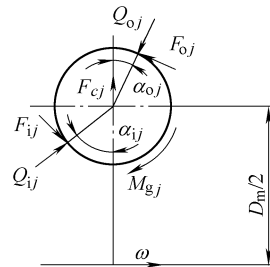


图 3 球滚动体的受力图

球的陀螺力矩为

$$M_{gj} = J \omega^2 \frac{\omega_{bj}}{\omega} \frac{\omega_{mj}}{\omega} \sin \beta_j \quad (3)$$

式中 J ——球的转动惯量

$$J = \frac{\pi}{60} \rho d^5$$

球 j 的自转轴线 $O'\mu_j$ 与 z' 轴之间的夹角为

$$\beta_j = \arctan \frac{\sin \alpha_{oj}}{e' + \cos \alpha_{oj}} \quad (4)$$

式中 e' ——球径与轴承中径的比值 d/D_m

根据套圈滚道控制假设理论^[5]，高速情况下的角接触球轴承一般为外圈滚道控制，即球滚动体在外圈滚道上的自旋运动角速度 $\omega_{oRj}=0$ ，且在外圈滚道上的运动为纯滚动，相应的滑动摩擦力也仅仅发生在外圈滚道上，以阻止陀螺运动的发生。因此有

$$F_{ij} = 0 \quad (5)$$

$$F_{oj} = \frac{2M_{gj}}{d} \quad (6)$$

球滚动体 j 不发生陀螺运动的条件为

$$\frac{\mu d}{2} Q_{oj} \geq M_{gj} \quad (7)$$

式中 μ ——球与外圈滚道之间的滑动摩擦因数

对于轴承内部每一个球滚动体，其运动的惯性效应以作用于其上的惯性力代替，则根据滚动轴承的拟静力学和拟动力学分析模型理论^[6-7]，该力系应

该满足静平衡条件, 因此有

$$Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - F_{oj} \cos \alpha_{oj} = 0 \quad (8)$$

$$Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} + F_{oj} \sin \alpha_{oj} + F_{cj} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{d}{2} F_{oj} - M_{gj} = 0 \quad (10)$$

1.4 轴承内圈力的平衡方程

若转子对轴承内圈的作用力有轴向力 F_z 、径向中力 F_x 、 F_y 和力矩载荷 M_x 、 M_y , 并考虑所有球滚动体对内圈的作用, 则轴承内圈力的平衡方程为

$$F_x - \sum_{j=1}^N Q_{ij} \cos \alpha_{ij} \sin \psi_j = 0 \quad (11)$$

$$F_y - \sum_{j=1}^N Q_{ij} \cos \alpha_{ij} \cos \psi_j = 0 \quad (12)$$

$$F_z - \sum_{j=1}^N Q_{ij} \sin \alpha_{ij} = 0 \quad (13)$$

$$M_x - \sum_{j=1}^N Q_{ij} R_i \sin \alpha_{ij} \cos \psi_j = 0 \quad (14)$$

$$M_y - \sum_{j=1}^N Q_{ij} R_i \cos \alpha_{ij} \sin \psi_j = 0 \quad (15)$$

$$R_i = 0.5D_m + (r_i - 0.5d) \cos \alpha \quad (16)$$

式中 N ——轴承内所含球滚动体的数量

R_i ——内圈滚道曲率中心所在圆半径

ψ_j ——球滚动体 j 所在的位置角

α ——轴承设计接触角

r_i, r_o ——内、外圈滚道曲率半径

F_x, F_y ——转子对轴承内圈的径向载荷

F_z ——转子对轴承内圈的轴向载荷

M_x, M_y ——转子对轴承内圈的力矩载荷

球与套圈滚道之间的接触形式为 Hertz 空间点接触^[11], 将上述方程与轴承内部的变形协调条件以及其他相关公式组合在一起, 形成一组联立的非线性基本方程组, 求解基本方程组, 即可得到关于电主轴轴承内部每一个球滚动体的动力学状态参数。

2 轴承对转子的动态支承刚度

电主轴作超高速运行时, 对于其中的某一套主轴轴承, 在转子外载荷的作用下, 其变形方程式为

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{\delta_x \delta_x} & k_{\delta_x \delta_y} & k_{\delta_x \delta_z} & k_{\delta_x \theta_x} & k_{\delta_x \theta_y} \\ k_{\delta_y \delta_x} & k_{\delta_y \delta_y} & k_{\delta_y \delta_z} & k_{\delta_y \theta_x} & k_{\delta_y \theta_y} \\ k_{\delta_z \delta_x} & k_{\delta_z \delta_y} & k_{\delta_z \delta_z} & k_{\delta_z \theta_x} & k_{\delta_z \theta_y} \\ k_{\theta_x \delta_x} & k_{\theta_x \delta_y} & k_{\theta_x \delta_z} & k_{\theta_x \theta_x} & k_{\theta_x \theta_y} \\ k_{\theta_y \delta_x} & k_{\theta_y \delta_y} & k_{\theta_y \delta_z} & k_{\theta_y \theta_x} & k_{\theta_y \theta_y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} \quad (17)$$

简写为

$$F_b = k_b \delta_b \quad (18)$$

式中 F_b ——转子对轴承的作用力列矢量

k_b ——轴承对转子的动态支承刚度矩阵

δ_b ——轴承的位移列矢量

轴承内部球、套圈滚道之间的接触载荷与相应方向上变形之间的关系是非线性的, 因此求解轴承支承刚度时需将载荷对相应方向上的位移进行求导, 以进行线性化处理。例如, 对于轴承支承刚度矩阵 k_b 中主对角线上的元素, 所代表的轴承径向刚度分别为

$$k_{\delta_x \delta_x} = \frac{dF_x}{d\delta_x} \quad (19)$$

$$k_{\delta_y \delta_y} = \frac{dF_y}{d\delta_y} \quad (20)$$

轴向刚度和角向刚度分别为

$$k_{\delta_z \delta_z} = \frac{dF_z}{d\delta_z} \quad (21)$$

$$k_{\theta_x \theta_x} = \frac{dM_x}{d\theta_x} \quad (22)$$

$$k_{\theta_y \theta_y} = \frac{dM_y}{d\theta_y} \quad (23)$$

用同样方法, 可以求得轴承在其他方向上的支承刚度(刚度矩阵中非主对角线上的元素)。为讨论方便, 将预载荷包括在轴向力 F_z 内, 径向力 F_x 、 F_y 和径向刚度 $k_{\delta_x \delta_x}$ 、 $k_{\delta_y \delta_y}$ 用 F_r 、 k_r 表示, 角向载荷 M_x 、 M_y 和角刚度 $k_{\theta_x \theta_x}$ 、 $k_{\theta_y \theta_y}$ 用 F_θ 、 k_θ 表示。

3 影响轴承动态支承刚度的因素

超高速时影响电主轴轴承动态支承刚度的因素分为外部和内部两种, 外部因素是轴承在超高速运转时的外部工况条件, 如电主轴转速、轴承轴向载荷、径向载荷等; 内部因素与轴承的设计参数有关, 如轴承的设计接触角、套圈滚道的曲率半径以及球滚动体的直径、数量、材料性能等。

3.1 转速 n 、轴承轴向载荷 F_z 以及径向载荷 F_r

转速 n (或角速度 ω) 决定着轴承内部球滚动体离心力和陀螺力矩等惯性力的大小, 如式(2)、(3)所示, 因此决定着球在套圈滚道上的实际接触角和接触载荷、接触变形、接触应力等; 轴承的轴向载荷 F_z 、径向载荷 F_r 影响球与套圈滚道之间的接触载荷和接触变形, 它们对轴承的动态刚度影响较大。

3.2 设计接触角 α 和套圈滚道曲率半径 r_i 、 r_o

设计接触角 α 决定着轴承内部球与套圈滚道之间接触载荷的方向; 套圈滚道曲率半径 r_i 、 r_o 则影响球在套圈滚道上 Hertz 接触斑点的大小等具体状

态，因此对轴承的动态支承刚度有着直接影响。

3.3 球滚动体直径 d 、数量 N 及其材料性能

球滚动体的直径 d 、数量 N 以及球材料的物理性能(如材料的质量密度 ρ 、弹性模量 E 等)，一方面决定着轴承内部载荷的分布和 Hertz 接触状态，另一方面影响着球滚动体的离心力等惯性力的大小，见式(2)、(3)，因此影响着轴承在超高速时的动态支承刚度。

4 算例及结果分析

以内径 $\phi 12$ 、外径 $\phi 28$ 的超高速电主轴轴承为例，利用本文编制的计算机模拟仿真分析程序，对其在超高速时($n=130 \text{ kr/min}$)内部的动力学状态进行计算机模拟仿真，分析计算有关主要影响因素对轴承动态支承刚度的影响情况，可以得出图 4~9 所示的仿真结果曲线。

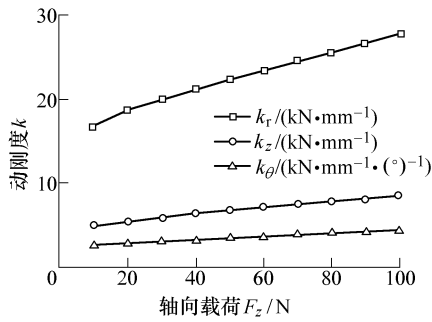


图4 轴向载荷对动刚度的影响

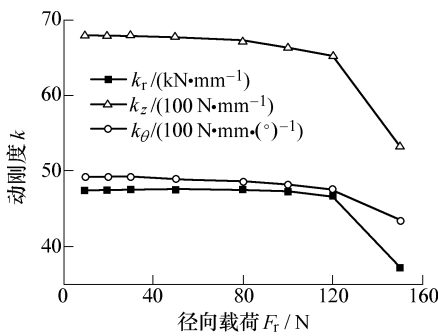


图5 径向载荷对动刚度的影响

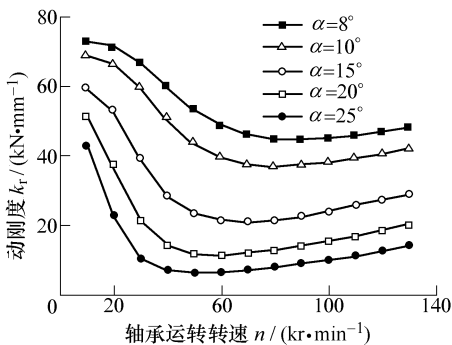


图6 不同接触角时转速对动刚度的影响

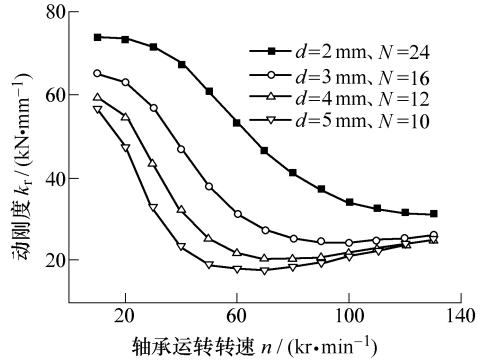


图7 不同球径和球数时转速对动刚度的影响

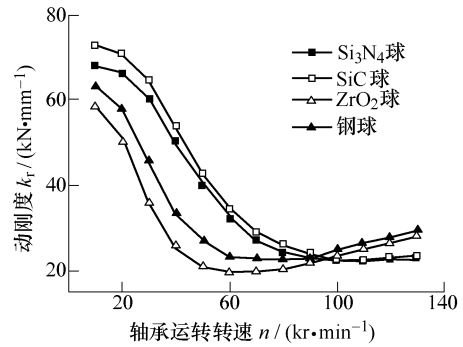
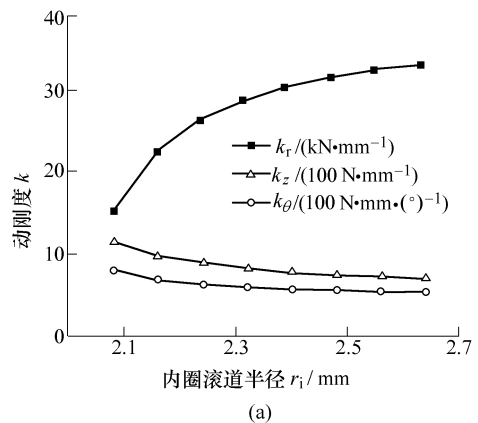
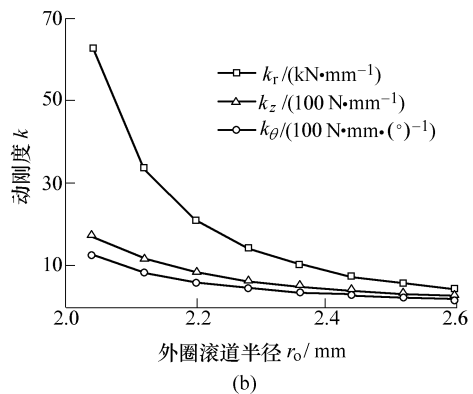


图8 不同球材料时转速对动刚度的影响



(a)



(b)

图9 滚道半径对动刚度的影响

(1) 如图4，在超高速时，轴向载荷 F_z 增加，主轴轴承的动态支承刚度相应增加，与文献[12]的分析结果一致，但相应会缩短轴承的寿命^[13]。

(2) 如图 5 所示, 径向载荷 F_r 对超高速时主轴轴承动态支承刚度的影响不大, 但当径向力增加到一定值时, 轴承内部部分球滚动体与内圈滚道的接触载荷为零, 使得轴承的支承刚度会突然减小。此时, 轴承由于内部严重打滑而产生大量热量, 发生轴承“卡死”现象。

(3) 超高速时, 随着设计接触角 α 的增加, 轴承的径向动态支承刚度相应减小, 如图 6 所示。但轴承接触角过小时, 轴承的轴向承载能力也较小, 超高速电主轴多选用接触角为 15° 的主轴轴承。

(4) 增加球径 d , 球的离心力变大, 球在套圈滚道上 Hertz 接触点的面积增加, 但轴承内所含球的数量 N 相应减小; 减小球径 d , 球数 N 可相应增加, 但 Hertz 接触点面积变小, 二者对轴承动态支承刚度影响的综合效果视具体情况而定。相对低速而言, 超高速时二者对轴承动态支承刚度的影响并不大, 考虑到寿命等因素, 小球密珠型轴承对提高电主轴轴承超高速时的综合支承性能有利(图 7)。

(5) 球滚动体材料的物理性能影响球的离心力、Hertz 接触变形状态等, 从而影响轴承的动态支承刚度。球材料的质量密度 ρ 越小, 运行时其离心力对轴承动态刚度的影响越小; 球材料的弹性模量 E 越大, 对提高轴承的动态支承刚度越有利。但在超高速的情况下, 如果套圈材料为钢质, 球滚动体的材料性能对轴承动态支承刚度的影响就比较复杂, 单就追求较高的支承刚度而言, 钢球轴承反而优于其他材料球的混合轴承, 不同球材料时转速对动态刚度的影响如图 8。

(6) 超高速时套圈滚道曲率半径 r_i 、 r_o 对轴承的支承刚度影响结果并不相同。内圈滚道半径 r_i 增加时, 轴承的径向刚度增加、轴向和角向刚度相应减小, 如图 9a; 而外圈滚道半径 r_o 增加时, 轴承的径向、轴向和角向动态支承刚度均明显减小, 如图 9b, 这主要受球滚动体离心力的影响, 还和球与套圈滚道之间 Hertz 接触的实际状态有关, 因此选择套圈滚道曲率半径 r_i 、 r_o 时还应考虑摩擦学等方面的问题。

(7) 转速 n 是影响电主轴轴承动态支承刚度的主要因素之一, 在超高速情况下, 轴承的径向支承刚度明显减小, 如图 6~8 所示, 因此需要重视其对超高速电主轴转子系统动力学性能的影响。

总之, 外部工况条件和轴承的内部结构尺寸、球的材料等因素通过轴承内部载荷分布、球滚动体的惯性力、Hertz 接触状态等来影响超高速时电主轴轴承的动态支承刚度, 影响效果以及影响程度与低速和一般高速情况时有所不同, 需要研究和掌握相

应的变化规律。

5 结论

(1) 利用数值分析方法计算电主轴轴承在超高速时的动态支承刚度是一种行之有效的方法。

(2) 受球滚动体惯性力的影响, 电主轴轴承在超高速时的动态支承刚度较静态和低速情况减小很多, 在确定轴承动态刚度时必须考虑具体转速的影响。

(3) 在确定轴承的动态刚度时, 必须考虑具体的载荷条件、轴承内部的结构尺寸以及球滚动体材料的物理性能等方面因素的影响。

(4) 通过对超高速主轴轴承内部结构的优化和选择相应的球滚动体材料, 有利于提高电主轴轴承的动态支承刚度。

参 考 文 献

- [1] 李松生, 杨柳欣, 吴梅英. 数控机床用高速电主轴技术的现状与发展趋势[J]. 世界制造技术与装备市场, 2003 (5): 13-15.
- [2] 张伯霖, 杨庆东, 陈长年. 高速切削技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [3] 李松生, 杨柳欣, 王华兵. 高速电主轴轴系转子动力学特性分析[J]. 轴承, 2002, 2: 15-17.
- [4] JONES A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1959(3): 1-15.
- [5] HARRIS T A. rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley & Sons, 1984.
- [6] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984.
- [7] HAGIU G D, GAFITANU M D. Dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearings[J]. Wear, 1997, 211: 22-29.
- [8] XU Yanzhong, JANG Shuyun. Dynamics characteristics of high speed angular-contact ceramic ball bearings[J]. Journal of Southeast University, 2004, 20(3): 319-323.
- [9] LACEY S J, WARDLE, POON S Y. High speed bearings for CNC machine tools spindles[J]. Chartered Mechanical Engineer, 1983, 30(12): 51-56.
- [10] OLARU D N. 球轴承的乏油现象[J]. 刘家文, 译. 国外轴承技术, 1995(3): 53-64.
- [11] 钱学森, 叶开源. 弹性力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [12] MOHAMMED A A, ABDALLAH A E. Effects of axial preloading of angular contact ball bearing on the dynamic of a grinding machine spindle system[J]. Journal of Mate-

rials Processing Technology, 2003, 136: 48-59.

- [13] 李松生, 裴翠红, 王永坚. 高速精密角接触球轴承支承特性分析[J]. 轴承, 2001(2): 11-14, 37.

ANALYSES OF DYNAMIC SUPPORTING STIFFNESS ABOUT SPINDLE BEARINGS AT EXTRA HIGH-SPEED IN ELECTRIC SPINDLES

LI Songsheng¹ CHEN Xiaoyang¹ ZHANG Gang¹
WANG Chunlan¹ YANG Liuxin² CHEN Changjiang²

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,

Shanghai University, Shanghai 200072;

2. Department of Spindle Development, Bearing
Research Institute of Luoyang, Luoyang 471039)

Abstract: Based on the models of imitating statics and imitating dynamics, the dynamic states in the bearings rotating at extra high-speed in electric spindles are simulated by computer

and the dynamic supporting stiffness of the bearings can be gained through calculating the dynamics parameters of every ball rolling element by numerical method. Combined a bearing as an example, the influences on its dynamic stiffness acted by the working conditions such as the running speed, the axial preload, the outside loads and the internal makeup parameters of the bearing and also the material, the number, the diameter of the balls are analyzed. The result shows that these factors affect the dynamic supporting stiffness of the bearing heavily, and the dynamic stiffness of a spindle bearing when operating at extra high-speed is greatly different from that of those bearings in static and low speed.

Key words: Extra high-speed Electric spindle

Spindle bearing Dynamic supporting stiffness

Numerical calculating method

作者简介: 李松生, 男, 1961 年出生, 高级工程师, 博士研究生。主要研究方向为摩擦学、高速转子动力学等。发表论文 30 余篇, 获省、部级科技进步二、三等奖多项。

E-mail: liss666@163.com

《中国学术期刊文摘》中文版和英文版 2007 年征订启事

《中国学术期刊文摘》分中文版(简称 CSAC)和英文版(简称 CSAE)两种,各自收录了我国高水平学术期刊中基础科学、医学、农业科学和工程技术领域约 40 个学科的论文文摘,全景展现我国的科研成果与进展。

作为综合性科技类检索刊物,《中国学术期刊文摘》致力于将我国科学技术各领域的原创性学术成果全面、快速地向科技工作者交流、传播,其中 CSAE 是我国第一份综合性英文版科技类学术检索刊物。

《中国学术期刊文摘》由中国科学技术协会主管,科技导报社主办并负责编辑、出版、发行,对科研单位、高等院校、图书馆以及广大科技工作者检索和了解我国的科技研究成果、学术研究动向具有重要的参考价值。

《中国学术期刊文摘(中文版)》刊号为 CN 11-3501/N, ISSN 1005-8923, 2007 年为半月刊,大 16 开,国内定价 38.00 元/册,全年定价 912 元,邮发代号: 82-707。

《中国学术期刊文摘(英文版)》刊号为 CN 11-5411/N, ISSN 1673-4084, 2007 年改为月刊,大 16 开,国内定价 15.00 元/册,全年定价 180 元,邮发代号: 80-487。

欢迎广大科技工作者、科研单位、高等院校以及图书馆订阅。

通信地址: 北京市海淀区学院南路 86 号科技导报社(100081)

联系人: 姚玉琴

联系电话: 010-62103122

征订信箱: yaoyuqin@cast.org.cn

户名: 科技导报社

开户银行: 工商银行百万庄支行

账号: 0200001409089017271

单位主页: <http://www.csac.org.cn>