

DOI: 10.7652/xjtuxb201412002

转台轴承静刚度建模及其影响因素分析

位文明, 吕盾, 张俊, 赵万华

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710054, 西安)

摘要: 为了改善转台的动静特性, 分析了三排圆柱滚子转台轴承静刚度与轴承结构型式、装配工艺和外载荷的关系。结合轴承游隙、螺钉拧紧力矩、径向与轴向滚子间的相互作用和外载荷等因素, 将轴向滚子与轴圈间的接触看作理想平面接触, 考虑径向滚子压力沿轴向的分布, 并利用 Boussinesq 力与变形关系式求解实际的压力值, 通过求解轴承的整体静力平衡方程, 得到了三排圆柱滚子转台轴承 5 个方向的静刚度值。分析结果表明: 转台固有频率测试与理论值误差不超过 3.0%, 验证了刚度理论模型的准确性; 轴向滚子与径向滚子载荷间的相互作用很小; 螺钉拧紧力矩、径向游隙和外载荷对转台轴承刚度有重要影响, 随着螺钉拧紧力矩和径向预压量的增大, 外载荷对刚度的影响减弱。

关键词: 三排圆柱滚子轴承; 静刚度; 预紧力; 转台

中图分类号: TH133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)12-0008-07

Static Stiffness of Three-Row Cylindrical Roller Bearing for Rotary Table

WEI Wenming, LÜ Dun, ZHANG Jun, ZHAO Wanhua

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710054, China)

Abstract: To improve static and dynamic performances of rotary table, the effects of configurations, assembling technology and external load on the static stiffness of a three-row cylindrical roller bearing for rotary table are investigated. A theoretical model of static stiffness of three-row cylindrical bearing for rotary table is proposed considering the clearance, bolt preloads, and reactions of axial and radial rollers with external load. The contacts between the axial rollers and the outer ring are treated as ideal plane contact. And the actual contact forces and their distribution along the axial of radial rollers are obtained by Boussinesq's relationship between force and deformation, the static stiffness in five directions is then sought out by solving the static equivalent equations. It is shown that the maximum error between experimental and theoretical results of natural frequency of the rotary table is less than 3.0%, thus the theoretical model is verified. The reactions between loads acting on the axial rollers and radial rollers are negligible. The bolt preloads, radial clearance and external load exert obvious effects on the static stiffness of rotary table bearing, and the effect of external load decreases with the increasing preloads of bolts and radial clearance.

Keywords: three-row cylindrical roller bearing; static stiffness; preload; rotary table

转台在使用过程中要受到切削力、工件和夹具重力的作用。转台支承系统的刚度不仅影响台面的

收稿日期: 2014-06-19。 作者简介: 位文明(1985—),男,博士生;赵万华(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(51235009);国家科技重大专项资助项目(2011zx04016-031)。

网络出版时间: 2014-10-23 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20141023.1634.006.html>

静力变形,同时还决定了工件-夹具-转台系统的动刚度,进而影响切削稳定性和零件的加工精度。转台的转动部分(转轴、蜗轮和刹紧装置等)通过转台轴承与基座相连,转台轴承的静刚度直接影响台面的几何精度和动态特性。转台轴承能够同时承受轴向、径向载荷和倾覆力矩的作用,它的使用大大简化了数控转台的机械结构。

常用的转台轴承有单排四点接触球轴承、双排球轴承、交叉圆柱滚子轴承和三排圆柱滚子组合轴承等 4 种形式。关于单排径向圆柱滚子轴承刚度的研究表明:圆柱滚子轴承的刚度不仅受到结构形式和安装工艺的影响,还与转速、润滑状态和外载荷等实际工况密切相关^[1-4]。目前,三排圆柱滚子轴承的研究主要集中在计算滚子载荷和应力分析,以研究轴承的寿命问题^[5-8],分析时最重要的是得到滚子的实际受力状态。文献[5-6]利用 Hertz 理论描述圆柱滚子与轴圈的接触,通过求解静力平衡方程得到各个滚子的实际载荷。文献[7]为了考虑轴圈和螺钉的柔性,建立了三排圆柱滚子轴承的有限元模型,圆柱滚子及其与轴圈的接触特性等效为梁单元以简化计算,通过有限元分析得到滚子的实际受力状态。上述分析只能得到作用于滚子的整体载荷大小,而圆柱滚子受载时其压力分布沿轴向变化明显。为此,文献[8]利用切片模型来描述圆柱滚子的接触状态以得到压力沿其轴向的分布状态。但是,关于三排圆柱滚子转台轴承静刚度的研究还很少。为了准确地分析转台台面的静力变形和动态特性,有必要分析转台轴承的静刚度及其随载荷的变化规律。

本文考虑径向圆柱滚子沿长度方向的载荷分布及其与轴向滚子载荷的相互作用,建立了三排圆柱滚子转台轴承的静刚度矩阵的计算方法,并通过转台的固有频率测试对刚度的理论值进行验证,进一步分析了静刚度随径向游隙、螺钉拧紧力矩和外载荷的变化规律。

1 刚度矩阵的计算方法

三排圆柱滚子转台轴承由 L 型轴圈、推力垫圈、座圈、两排轴向圆柱滚子和一排径向圆柱滚子组成,如图 1 所示。分析时作如下假设:轴承受到倾覆力矩和轴向力作用;内外圈均为刚性,不发生变形;所有的变形均发生在圆柱滚子上及其与轴圈和座圈的接触区域;径向载荷和倾覆作用在同一个平面上;座圈静止,轴圈在外载荷作用下发生相对位移;由于转台轴承转速不高,不考虑离心力的作用。

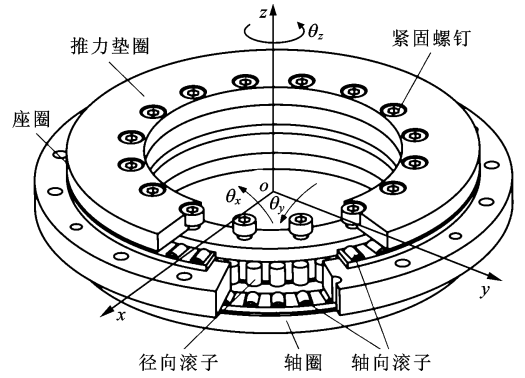


图 1 三排圆柱滚子转台轴承结构示意图

1.1 轴向部分滚子的受力分析

轴向部分滚子的受力状态如图 2 所示,轴向的两排滚子中第 i 个滚子与 x 轴夹角

$$\phi_{ati} = \phi_{at0} + \frac{2(i-1)\pi}{Z_{at}} \quad (1)$$

$$\phi_{abi} = \phi_{ab0} + \frac{2(i-1)\pi}{Z_{ab}} \quad (2)$$

式中: ϕ_{at0} 、 ϕ_{ab0} 分别为上排、下排第一个滚子与 x 轴间的夹角; Z_{at} 、 Z_{ab} 分别为上排、下排滚子数量,一般有 $Z_{at} = Z_{ab}$ 。

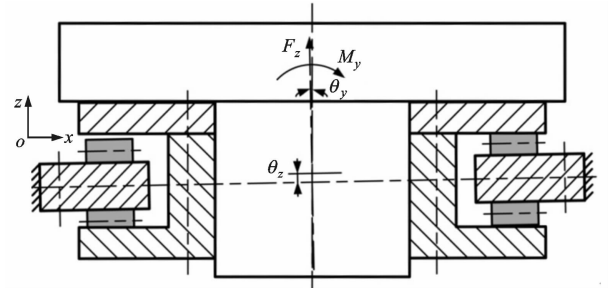


图 2 轴向部分滚子受力示意图

那么,上排第 i 个滚子与轴圈间的相对转角为

$$\theta_{ati} = -\theta_x \sin \phi_{ati} + \theta_y \cos \phi_{ati} \quad (3)$$

上排第 i 个滚子的总压缩量为

$$\delta_{ati} = r_a (-\theta_x \sin \phi_{ati} + \theta_y \cos \phi_{ati}) + 0.5L_a |\theta_{ati}| + \delta_z - 0.5u_a \quad (4)$$

式中: r_a 为轴向滚子中心所在圆的半径; L_a 为轴向滚子长度; δ_z 为轴圈沿 z 向位移; u_a 为轴向游隙,正值为间隙,负值为预压量。

同理,下排第 i 个滚子处滚子与轴圈间的相对转角为

$$\theta_{abi} = \theta_x \sin \phi_{abi} - \theta_y \cos \phi_{abi} \quad (5)$$

下排第 i 个滚子的总压缩量为

$$\delta_{abi} = r_a (\theta_x \sin \phi_{abi} - \theta_y \cos \phi_{abi}) + 0.5L_a |\theta_{abi}| - \delta_z - 0.5u_a \quad (6)$$

由于转台轴承的径向尺寸远大于圆柱滚子的长

度,可以不考虑轴向滚子上载荷分布对刚度的影响,利用理想平面接触来描述轴向滚子的接触变形与受力间的关系^[9]。不考虑离心力时,轴向滚子与内外圈之间的接触变形和夹角相等。同时,为了保证滚子接触,在任何位置满足 $0.5L_a\theta_{ai} + \delta_{ai} > 0$,并且有

$$\theta_{in_ai} = \theta_{ex_ai} = \begin{cases} 0.5\theta_{ai}, & 0.5L_a\theta_{ai} + \delta_{ai} > 0 \\ 0, & 0.5L_a\theta_{ai} + \delta_{ai} \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中: θ_{in_ai} 、 θ_{ex_ai} 分别为轴向滚子与轴圈、座圈间的夹角; θ_{ai} 、 δ_{ai} 分别为轴向滚子与轴圈间的夹角和压缩量。

那么,轴向部分滚子上的力和力矩分别为

$$Q_{ai} = \left(\frac{\delta_{ai} L_a^{0.8}}{7.68 \times 10^{-5}} \right)^{10/9} \quad (8)$$

$$M_{ai} = r_a Q_{ai} \quad (9)$$

1.2 径向部分滚子的受力分析

径向部分滚子在 F_x 、 F_y 和 M_y 作用下的受力状态如图3所示,第 i 个滚子与 x 轴夹角

$$\phi_{ri} = \phi_{r0} + 2(i-1)\pi/Z_r \quad (10)$$

式中: ϕ_{r0} 为径向第一个滚子与 x 轴间的夹角; Z_r 为径向滚子个数。

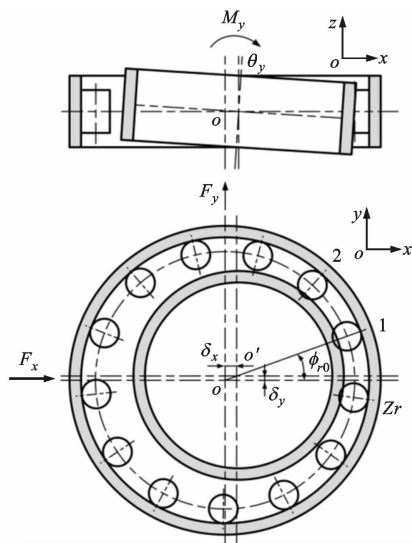


图3 径向部分滚子受力示意图

径向圆柱滚子的初始游隙大小为

$$u_{ri} = 0.5u_r(1 - \cos(\phi_{ri} - \phi_{ur})) \quad (11)$$

式中: u_r 为径向游隙,正值为间隙,负值为预压量; ϕ_{ur} 为 F_x 、 F_y 合力与 x 轴的夹角。

那么,第 i 个滚子的总压缩量为

$$\delta_{ri} = \delta_x \cos \phi_{ri} + \delta_y \sin \phi_{ri} + 0.5L_r |\theta_{ri}| - 0.5u_r(1 - \cos(\phi_{ri} - \phi_{ur})) \quad (12)$$

式中: δ_x 、 δ_y 分别为轴圈沿 x 、 y 向的径向位移; L_r 为

径向滚子长度。

当轴圈的角位移分别为 θ_x 、 θ_y (方向依据右手定则)时,径向第 i 个滚子与轴圈间的相对转角为

$$\theta_{ri} = \theta_x \sin \phi_{ri} - \theta_y \cos \phi_{ri} \quad (13)$$

在不考虑离心力时,滚子与座圈和轴圈间的接触变形相等,滚子与座圈和轴圈间的夹角也相等。为了保证滚子接触,在任何位置满足 $0.5L_r\theta_{ri} + \delta_{ri} > 0$,那么有

$$\theta_{in_ri} = \theta_{ex_ri} = \begin{cases} 0.5\theta_{ri}, & 0.5L_r\theta_{ri} + \delta_{ri} > 0 \\ 0, & 0.5L_r\theta_{ri} + \delta_{ri} \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

考虑压力沿圆柱滚子长度方向分布时,可以依照 Boussinesq 的集中力与变形的关系求解接触力^[10]。假设第 i 个圆柱滚子与轴圈间的接触区域为矩形,建立原点在接触区中心处的局部坐标系 $o(x_i, y_i, z_i)$, y_i 轴沿滚子轴向, z_i 轴沿滚子径向。将滚子与轴圈的矩形接触区域等分为 $N_i(N_x N_y)$ 个单元,每个单元上的压力 $p_{ij}(j=1, \dots, N_i)$ 均匀分布时,有

$$k_0 \sum_{j=1}^{N_i} G_{ikj} p_{ij} = \delta_i - z_{ik}, \quad k = 1, \dots, N_i \quad (15)$$

式中:系数 k_0 如式(16)所示; z_{ik} 为第 k 个单元的几何中心处的滚子轮廓值,如式(17)所示; G_{ikj} 为影响系数,表示作用在单元 j 上单位压力引起的单元 k 中心处的变形,如式(18)所示; δ_i 为滚子与轴圈间的相对位移。

$$k_0 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \quad (16)$$

式中: E_1 、 E_2 分别为滚子、轴圈材料的弹性模量; ν_1 、 ν_2 分别为滚子、轴圈材料的泊松比。

$$z_{ik} = (R^2 - x_{ik}^2)^{1/2} + (\text{sign}(\theta_i) y_{ik} + L/2) |\theta_i| \quad (17)$$

式中: (x_{ik}, y_{ik}) ($-R \leq x_{ik} \leq R$, $-L/2 \leq y_{ik} \leq L/2$) 为第 k 个单元的中心坐标; R 为径向滚子半径; L 为径向滚子长度; θ_i 为滚子与轴圈间的相对转角。

$$G_{ikj} = G(u + a_i, v + b_i) + G(u - a_i, v - b_i) - G(u - a_i, v + b_i) - G(u + a_i, v - b_i) \quad (18)$$

式中: $u = |x_{ik} - x_{ij}|$, $v = |y_{ik} - y_{ij}|$; a_i 、 b_i 分别为矩形单元的半宽和半长; G 为积分求得的函数,有

$$G(x, y) = x \ln(y + (x^2 + y^2)^{1/2}) + y \ln(x + (x^2 + y^2)^{1/2}) \quad (19)$$

在圆柱滚子的整个接触区域上,有

$$k_0 \mathbf{G} \mathbf{p}_i = \delta_i \mathbf{I} - \mathbf{z}_i \quad (20)$$

式中: $\mathbf{I}$ 为 $N_i \times 1$ 的单位向量; $\mathbf{z}_i$ 为 $N_i \times 1$ 的向量。

接触面上的合力与外力相平衡,那么有

$$4 \sum_{j=1}^{N_i} a_i b_i p_{ij} - F_i = 0 \tag{21}$$

同时,发生接触网格上的压力应满足

$$p_{ij} \geq 0, \quad j = 1, \cdots, N_i \tag{22}$$

利用式(20)~式(22),通过迭代求解,可以得到滚子与轴圈的实际接触区域和接触压力 p_{ij} 。那么,径向滚子上的合力和合力矩分别为

$$Q_{ri} = 4a_{ri}b_{ri} \sum_{j=1}^{N_{ri}} p_{rij} \tag{23}$$

$$M_{ri} = 4a_{ri}b_{ri} \sum_{j=1}^{N_{ri}} y_{rij} p_{rij} \tag{24}$$

式中: a_{ri} 、 b_{ri} 分别为第 i 个滚子接触区域离散网格单元的半宽和半长; N_{ri} 为滚子与轴圈的矩形接触区域等分单元数; p_{rij} ($j=1, \cdots, N_{ri}$) 为单元上均匀分布的压力; y_{rij} 为单元几何中心 y 的坐标。

1.3 轴向滚子的初始游隙

轴向滚子的初始游隙由紧固螺钉预紧力决定,给定螺钉拧紧力矩下轴向滚子的初始游隙为

$$u_a = -1.54 \times 10^{-4} \left(\frac{Z_b T}{Z_{at} K_b d_b} \right)^{0.9} L_a^{-0.8} \tag{25}$$

式中: Z_b 为螺钉的个数; T 为拧紧力矩; d_b 为螺钉直径; K_b 为螺钉力矩系数,一般取值 0.2。由于螺钉的预紧作用,轴向滚子的初始游隙都为负值。

1.4 转台轴承的静刚度求解

综合径向和轴向滚子的受力状态分析,可以得到三排圆柱滚子转台轴承的整体静力平衡方程为

$$\left. \begin{aligned} F_x - \sum_{i=1}^{Z_r} Q_{ri} \cos \phi_{ri} &= 0 \\ F_y - \sum_{i=1}^{Z_r} Q_{ri} \sin \phi_{ri} &= 0 \\ F_z - \sum_{i=1}^{Z_{at}} Q_{ati} + \sum_{i=1}^{Z_{ab}} Q_{abi} &= 0 \\ M_x + \sum_{i=1}^{Z_{at}} M_{ati} \sin \phi_{ati} - \sum_{i=1}^{Z_{ab}} M_{abi} \sin \phi_{abi} - \sum_{i=1}^{Z_r} M_{ri} \sin \phi_{ri} &= 0 \\ M_y - \sum_{i=1}^{Z_{at}} M_{ati} \cos \phi_{ati} + \sum_{i=1}^{Z_{ab}} M_{abi} \cos \phi_{abi} + \sum_{i=1}^{Z_r} M_{ri} \cos \phi_{ri} &= 0 \\ M_z &= 0 \end{aligned} \right\} \tag{26}$$

求解时,首先根据螺钉的预紧力矩 T 和式(25)求出轴向滚子的初始游隙,然后根据径向接触区域的网格参数和外载荷大小,利用 Newton-Raphson 方法求解式(26),得到给定载荷下轴承内圈的位移量 $\mathbf{q} = \{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_x, \theta_y\}^T$ 和各个径向圆柱滚子的载荷分布。

对式(26)求导,可以得到如下转台轴承整体静刚度矩阵

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \delta_x} & \frac{\partial F_x}{\partial \delta_y} & \frac{\partial F_x}{\partial \delta_z} & \frac{\partial F_x}{\partial \theta_x} & \frac{\partial F_x}{\partial \theta_y} & 0 \\ \frac{\partial F_y}{\partial \delta_x} & \frac{\partial F_y}{\partial \delta_y} & \frac{\partial F_y}{\partial \delta_z} & \frac{\partial F_y}{\partial \theta_x} & \frac{\partial F_y}{\partial \theta_y} & 0 \\ \frac{\partial F_z}{\partial \delta_x} & \frac{\partial F_z}{\partial \delta_y} & \frac{\partial F_z}{\partial \delta_z} & \frac{\partial F_z}{\partial \theta_x} & \frac{\partial F_z}{\partial \theta_y} & 0 \\ \frac{\partial M_x}{\partial \delta_x} & \frac{\partial M_x}{\partial \delta_y} & \frac{\partial M_x}{\partial \delta_z} & \frac{\partial M_x}{\partial \theta_x} & \frac{\partial M_x}{\partial \theta_y} & 0 \\ \frac{\partial M_y}{\partial \delta_x} & \frac{\partial M_y}{\partial \delta_y} & \frac{\partial M_y}{\partial \delta_z} & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_x} & \frac{\partial M_y}{\partial \theta_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{27}$$

2 理论模型的实验验证

选择图 4 所示的转台作为研究对象,转动体通过 YRT325 型三排圆柱滚子转台轴承与基座相连,轴承的结构参数如表 1 所示。轴承轴圈、推力垫圈、座圈和滚子的材料均为轴承钢,其密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比为 0.3。转台转动体的质量为 175.1 kg,在坐标系 $o(x, y, z)$ 中绕 x 、 y 、 z 轴的转动惯量分别为 3.9、3.9 和 5.5 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。采用 LMS Test Lab 振动测试系统对转动体的动特性进行测试,实验中采用单点激励、多点拾振的测试方法,12 个加速度传感器测点均匀布置在转动体的上表面,如图 4 所示。

表 1 YRT325 转台轴承的结构参数

参数	数值
轴向滚子数 Z_{at} 、 Z_{ab}	96、96
轴向滚子半径 R_a /mm	4.0
轴向滚子长度 L_a /mm	12.0
轴向滚子中心圆半径 r_a /mm	194.75
径向滚子数 Z_r	145
径向滚子半径 R_r /mm	4.0
径向滚子长度 L_r /mm	12.0
径向滚子中心圆半径 r_r /mm	186.0
螺钉直径 d_b /mm	12.0
螺钉数 Z_b	36

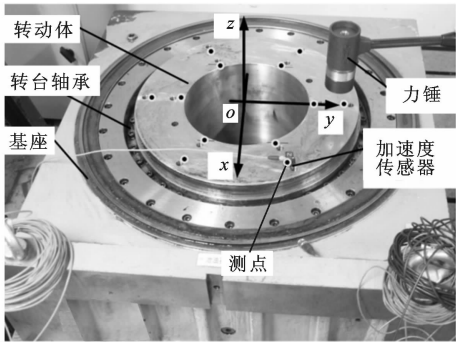


图 4 转动体特性测试装置示意图

根据图 5 所示的转动体的等效动力学模型和转台轴承的支承刚度,可以得到转动体的固有频率。从表 2 可以看到,转动体 3 个方向固有频率的理论值与实验值很接近,验证了本文转台轴承刚度计算模型的准确性。实验中转台轴承主要受到转动体 z 向重力作用,由于转动体和转台轴承结构的对称性,其 x 、 y 向固有频率,及绕 x 轴、绕 y 轴固有频率的值分别相同。因此,只比较了 x 向、 z 向和绕 x 轴对应的 3 阶固有频率。紧固螺钉的实际预紧力与理论值的差异使得实际轴向刚度和转动刚度与理论值不同,进而使得固有频率的理论值与实验值存在差别。

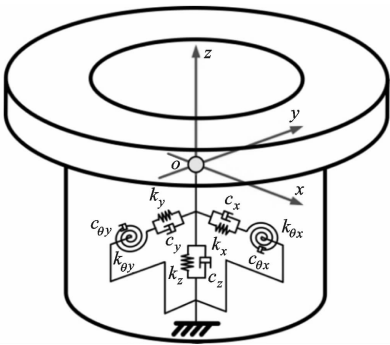


图 5 转动体的等效动力学模型

表 2 转动体固有频率的理论值与实验值对比

阶次	振型	固有频率/Hz		相对误差/%
		实验值	理论值	
1	轴向振动(z 向)	500.3	516.2	1.2
2	转动振动(绕 x 轴)	570.4	587.3	3.0
3	径向振动(x 向)	711.1	721.3	1.4

3 刚度的影响因素分析

3.1 游隙的影响

由式(25)得到不同拧紧力矩下轴向滚子的实际游隙 u_a ,如图 6 所示,可以看到轴向游隙 u_a 随着拧

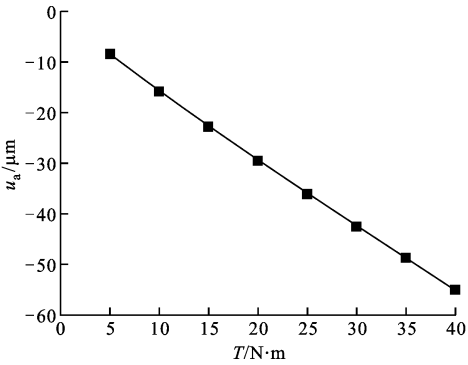


图 6 轴向游隙 u_a 随螺钉拧紧力矩 T 的变化规律

紧力矩的增加显著增大。

转台轴承的径向和轴向游隙对 z 向平动刚度 k_{zz} 和绕 x 轴的转动刚度 $k_{\theta x}$ 的影响如图 7 和图 8 所示。从图中可以看出,当螺钉预紧力增加使得轴向游隙 u_a 增大时, k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 都随之显著变大,但是, k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 基本不随径向游隙 u_r 变化。从图 9 中可以看到,径向游隙 u_r 对径向支承刚度 k_{xx} 影响显著,但是当 u_r 进一步增加到 $-6.0\text{ }\mu\text{m}$ 后,径向支承刚度基本不发生变化。这是由于轴向和径向滚子数量众多,L 型轴圈的转角变形很小,L 型轴圈的转动不会使得径向滚子上载荷及其沿长度方向的分布产生很大的波动,同时滚子长度为 12 mm ,远小于轴向滚子中心圆直径,使得径向滚子产生的反力矩相对较

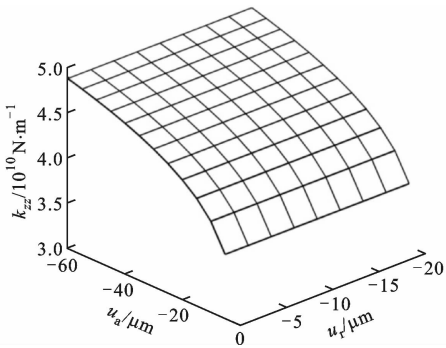


图 7 k_{zz} 随轴向和径向游隙的变化规律

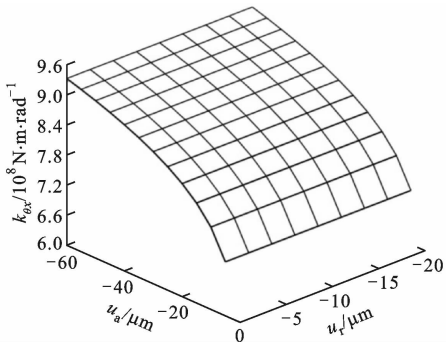


图 8 $k_{\theta x}$ 随轴向和径向游隙的变化规律

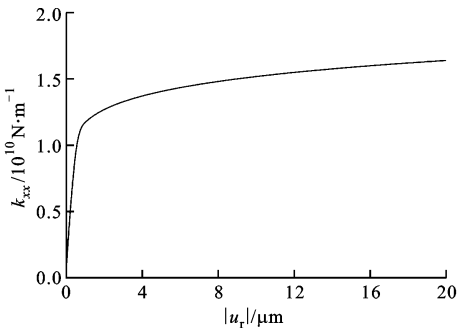


图 9 k_{xx} 随径向游隙的变化规律

小,对轴向滚子的载荷分布和刚度的贡献很小。综合分析可知,轴向支承刚度 k_{zz} 和转动刚度 $k_{\theta x}$ 主要由轴向游隙 u_a 决定,径向支承刚度主要由径向游隙 u_r 决定,径向滚子对转台轴承的轴向刚度和转动刚度影响很小。

3.2 外载荷的影响

在不同螺钉拧紧力矩下,转台轴承轴向刚度 k_{zz} 和转动刚度 $k_{\theta x}$ 随外载荷的变化规律如图 10 和图 11 所示。当预紧力矩为 5.0 N·m 时, k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 都随着 F_z 的增加而显著减小,这是由于外载荷的作用使得轴向上排滚子与推力垫圈间的接触力变小,甚至发生脱离,而扭矩 M_x 的增加对 k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 的影响很小。从图 12 和图 13 可以看到, k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 随着拧紧力矩的增加而增大,当拧紧力矩增加到 20.0 N·m 时, F_z 的增加基本不改变 k_{zz} 和 $k_{\theta x}$ 的值。

在不同径向游隙 u_r 下,径向支承刚度 k_{xx} 随外载荷的变化规律如图 14 所示。当预压量小于 6.0 μm

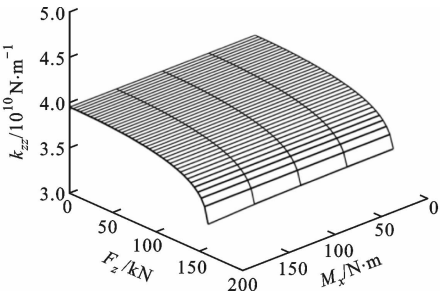


图 10 k_{zz} 随载荷 F_z 和 M_x 的变化规律($T=5.0\text{ N}\cdot\text{m}$)

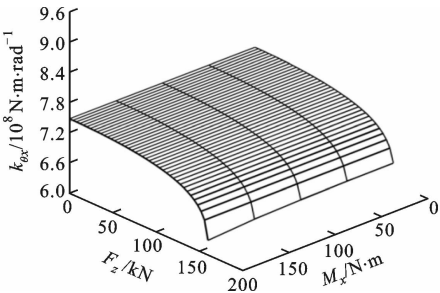


图 11 $k_{\theta x}$ 随载荷 F_z 和 M_x 的变化规律($T=5.0\text{ N}\cdot\text{m}$)

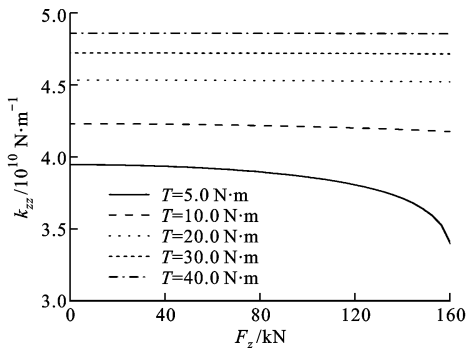


图 12 k_{zz} 随载荷 F_z 和 T 的变化规律

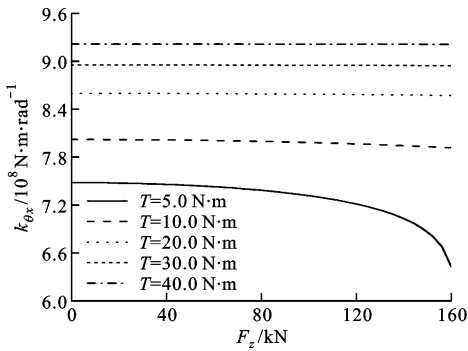
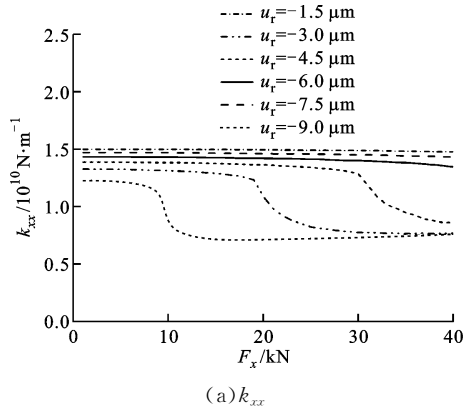
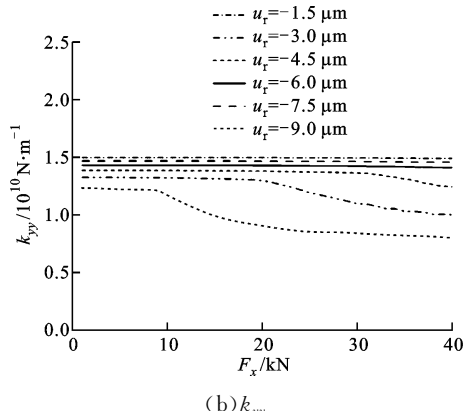


图 13 $k_{\theta x}$ 随载荷 F_z 和 T 的变化规律



(a) k_{xx}



(b) k_{yy}

图 14 k_{xx} 和 k_{yy} 随载荷 F_x 的变化规律

时, k_{xx} 和 k_{yy} 在 F_x 增大到某一值时急剧减小, 这是由于 L 型轴圈随着 F_x 移动, 在 F_x 相反方向的部分径向滚子与轴圈间脱离接触, 而当预压量超过 $6.0\ \mu\text{m}$ 后, F_x 对 k_{xx} 和 k_{yy} 基本没有影响。与 k_{xx} 不同的是, k_{yy} 出现突变的外载荷较大, 这是由于 F_x 作用时对 x 向滚子的实际接触状态影响更显著。同时, 随着径向预压量的增加, 不同载荷时的 k_{xx} 和 k_{yy} 整体上逐渐增加。当预压量大于 $6.0\ \mu\text{m}$ 时, k_{xx} 和 k_{yy} 随着预压量增加的趋势变缓。预压量由 $6.0\ \mu\text{m}$ 增加到 $7.5\ \mu\text{m}$ 时, 不同载荷下 k_{xx} 和 k_{yy} 的最大增加幅度为 6.3% , 而预压量由 $7.5\ \mu\text{m}$ 增加到 $9.0\ \mu\text{m}$ 时, 刚度的最大增加幅度减小到 3.1% , 此时预压量对 k_{xx} 和 k_{yy} 影响很小。

4 结 论

(1) 本文结合游隙、径向滚子与轴向滚子间的相互作用和外载荷等因素, 给出了计算三排圆柱滚子转台轴承 5 个方向静刚度的方法, 并通过转台固有频率的理论值和实验结果的对比, 验证了该方法的准确性。

(2) 径向滚子的压力分布对轴向滚子的载荷影响很小, 基本不改变转台轴承轴向刚度和转动刚度。

(3) 当螺钉拧紧力矩较小时, k_{zz} 和 $k_{\theta z}$ 随着 F_z 的增加而显著减小。 k_{zz} 和 $k_{\theta z}$ 随着拧紧力矩的增加而增大, 当拧紧力矩增加到 $20.0\ \text{N}\cdot\text{m}$ 后, k_{zz} 和 $k_{\theta z}$ 基本不随 F_z 改变, 而 M_x 对 k_{zz} 和 $k_{\theta z}$ 基本没有影响。

(4) 当径向预压量小于 $6.0\ \mu\text{m}$ 时, 径向刚度在外载荷作用下发生突变, 发生突变的径向载荷随着预压量的增加而增大。这种现象随着径向预压量的增加而逐渐消失。

本文的分析可以为转台轴承的选型和装配工艺规划提供依据。

参考文献:

- [1] LIM T C, SINGH R. Vibration transmission through rolling element bearings: part I bearing stiffness formulation [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 139(2): 179-199.
- [2] GUO Y, PARKER R G. Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 51: 32-45.

- [3] 邹英永, 温建民, 于广滨. 径向力和弯矩联合作用下滚子轴承的刚度计算 [J]. 中国机械工程, 2006, 17(15): 1572-1575.
ZOU Yingyong, WEN Jianmin, YU Guangbin. Stiffness calculation of roller bearings with radial force and moment loads [J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(15): 1572-1575.
- [4] 崔立, 王黎钦, 郑德志, 等. 航空发动机高速滚子轴承动态特性分析 [J]. 航空学报, 2008, 29(2): 492-498.
CUI Li, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Analysis on dynamic characteristics of aero-engine high-speed roller bearings [J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2008, 29(2): 492-498.
- [5] 于春来, 刘洪海, 郭云飞. 三排圆柱滚子转盘轴承寿命计算 [J]. 轴承, 2011(8): 7-8.
YU Chunlai, LIU Honghai, GUO Yunfei. Life of three row cylindrical roller slewing bearings [J]. Bearings, 2011(8): 7-8.
- [6] AGUIRREBEITIA J, ABASOLO M, AVILÉS R, et al. Theoretical calculation of general static load-carrying capacity for the design and selection of three row roller slewing bearings [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 48: 52-61.
- [7] KANIA L, KRYNKE M, MAZANEK E. A catalogue capacity of slewing bearings [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 58: 29-45.
- [8] GÖNCZ P, POŁOCNIK R, GLODEŽ S. Computational model for determination of static load capacity of three-row roller slewing bearings with arbitrary clearances and predefined raceway deformations [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2013, 73: 82-92.
- [9] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis: advanced concepts of bearing technology [M]. Boca Raton, FL, SUA: CRC Press, 2006: 17-27.
- [10] 符晶, 王慧, 温诗铸. 任意弹性表面接触问题的数值解法及对滚子修缘的分析 [J]. 轴承, 1990(1): 6-12.
FU Jing, WANG Hui, WEN Shizhu. Numerical method for contact problem between arbitrary elastic surfaces and analysis of crowned roller [J]. Bearings, 1990(1): 6-12.

(编辑 杜秀杰)