

DOI: 10.7652/xjtuxb201706019

联合载荷作用下高速角接触球轴承 快速计算方法及接触角分析

方斌¹, 张进华¹, 洪军¹, 朱永生²

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安;

2. 西安交通大学现代设计与转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对现有球轴承模型的所含非线性方程组数目较多、模型计算效率较低的问题。在 Jones-Harris 模型的基础上,选用轴承内部接触角为迭代变量,并对轴承内部局部平衡方程进行推导及化简,有效地减少了轴承模型中非线性方程组的个数(减少了 $2Z$ 个非线性方程, Z 为滚珠个数),从而大幅减少了模型的计算量。此外,接触角作为高速角接触球轴承最为重要的动态参数,在上述模型的基础上,分析了多种因素对轴承内部接触角的影响规律。研究结果表明,改进后的模型具有更高的求解效率,通过施加适当的力矩载荷可消除由于径向载荷所带来的接触角分布不均匀的负面影响。

关键词: 角接触球轴承;快速计算;接触角;联合载荷

中图分类号: TH161 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)06-0115-07

Quick Calculation Method and Contact Angle Analysis for High-Speed Angular Contact Ball Bearing under Combined Loads

FANG Bin¹, ZHANG Jinhua¹, HONG Jun¹, ZHU Yongsheng²

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Large number of nonlinear equations in the existing ball bearing models lead to a lower calculation efficiency. Following Jones-Harris model, the contact angels of ball bearing are chosen as the iterative variables, and the partial equilibrium equations of balls are further deduced and simplified, which facilitates decreasing the number of nonlinear equations to significantly reduce the computing task. The contact angle is taken as the most important dynamic parameter of high-speed angular contact ball bearings, and the influencing rules of various factors on it are analyzed. The results show that the new model has high computing efficiency, and the uneven distribution of contact angle due to radial load can be eliminated by applying an appropriate moment.

Keywords: angular contact ball bearing; quick calculation; contact angle; combined loads

角接触球轴承作为旋转机械中传递运动和承受
载荷的基础支撑零件,具有低能耗、高精度、高稳定性等优点而被广泛应用于高速机床、航空航天、精密仪器等领域。实际工程中,为研究轴承-转子系统的
动态稳定性,需要对角接触球轴承实现快速而精确的建模^[1-2]。因此,针对角接触球轴承内部运动学和力学关系建模,国内外学者展开了系列性研究^[3-6],其中最具有代表性的为 Jones-Harris 模型^[4-5](后面简

称为 JHM), 该模型基于 Hertz 接触理论及滚道控制假设, 充分考虑高速下球轴承内部滚珠的离心力及陀螺效应, 适用于高速角接触球轴承动态特性的模拟分析。

虽然 JHM 方法对轴承内部运动学和力学状态进行了适当的简化, 但建模中仍然使用了大量的非线性方程, 一般可通过 Newton-Raphson 法迭代计算。为满足转子系统动态特性的实时模拟, 需要建立更为高效的球轴承模型, 文献[7]建立了纯轴向载荷作用下的角接触球轴承的求解模型, 实现了球轴承内部接触角的快速求解; 文献[8]在 JHM 方法上进行了适当简化, 研究了内圈偏转角对接触角的影响规律, 有效改善了原有 JHM 方法的收敛性, 但模型计算量并未减少。因此, 关于联合载荷作用下角接触球轴承的快速求解模型的研究有待进一步展开, 其中联合载荷主要包括轴向载荷、径向载荷及弯矩载荷。

接触角作为球轴承最为重要的动态参数, 对轴承内部载荷分布、润滑摩擦以及刚度等都有着重要的影响^[7,9-10], 但关于联合载荷作用下的接触角研究较少。此外, 接触角的精确计算是角接触球轴承动态特性分析的基础, 在 JHM 方法中, 轴承内部接触角通常被作为间接输出量。文献[11]以接触角作为直接迭代量, 实现了角接触球轴承的建模, 由于以接触角为直接迭代变量, 计算结果具有明确的物理含义, 有利于迭代初值的调整, 从而可以有效地减少迭代次数, 提高模型的收敛性。

本文针对联合载荷作用下的角接触球轴承, 选用接触角作为迭代变量对球轴承的建模求解, 并对轴承内部滚珠的平衡方程进行推导及化简, 大幅减少了所求解的非线性方程组的数目, 从而有效减少了模型的计算量。在此模型的基础上, 得到了外载、转速对轴承内部接触角的影响规律, 并分析了径向载荷和力矩载荷对轴承内部接触角的协同作用规律。

1 理论建模

1.1 JHM 方法回顾

为研究联合载荷作用下角接触球轴承内部的几何及力学状态, 建立五自由度角接触球轴承力学分析模型。假设外圈固定, 轴承内圈在外载荷向量 $\mathbf{F} = (F_x, F_y, F_z, M_y, M_z)$ 的作用下, 相对于外圈产生 3 个平动自由度 $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ 和两个转动自由度 θ_y, θ_z 。为便于分析, 如图 1 所示, 对轴承内部各滚珠进行编号, 且编号为 k 的滚珠位置角为 ψ_k , 则

$$\psi_k = 360(k-1)/Z \quad (1)$$

式中: Z 为滚珠个数。

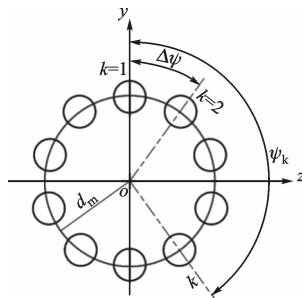


图 1 滚珠位置示意图

图 2 给出了角接触球轴承内部任意滚珠处内、外套圈相对位移与轴承内部几何关系变化, 轴承外沟道曲率中心由于外套圈位置固定而固定, 轴承内沟道曲率中心和滚珠中心在外部载荷、内部离心力及陀螺力矩的共同作用下发生了相对位移, 从而使得轴承的内、外接角角发生了改变。变化后的轴承内、外沟道曲率中心间的相对轴向位移和径向位移计算公式为

$$\left. \begin{aligned} A_{1k} &= BD \sin \alpha^0 + \delta_x - \theta_z R_i \cos \psi_k + \theta_y R_i \sin \psi_k \\ A_{2k} &= BD \cos \alpha^0 + \delta_y \cos \psi_k + \delta_z \sin \psi_k \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: α^0 表示初始接触角; $BD = f_i + f_o - D$, $B = r_o + r_i - D$, r_i, r_o 为内、外滚道沟曲率半径, D 为滚珠直径, f_i, f_o 为内、外滚道沟曲率系数。

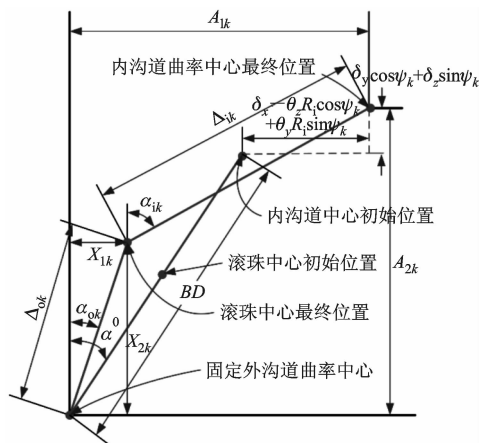


图 2 受载前后滚珠及沟道曲率中心位置

如图 2 所示, 根据水平及垂直方向的几何协调关系, 可得

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ok} \sin \alpha_{ok} + \Delta_{ik} \sin \alpha_{ik} - A_{1k} &= 0 \\ \Delta_{ok} \cos \alpha_{ok} + \Delta_{ik} \cos \alpha_{ik} - A_{2k} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ik} &= (f_i - 0.5)D + \delta_{ik} \\ \Delta_{ok} &= (f_o - 0.5)D + \delta_{ok} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \cos\alpha_{ok} &= \frac{X_{2k}}{(f_o - 0.5)D + \delta_{ok}} \\ \sin\alpha_{ok} &= \frac{X_{1k}}{(f_o - 0.5)D + \delta_{ok}} \\ \cos\alpha_{ik} &= \frac{A_{2k} - X_{2k}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ik}} \\ \sin\alpha_{ik} &= \frac{A_{1k} - X_{1k}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ik}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: δ_{ik} 、 δ_{ok} 分别为滚珠与内、外套圈的接触变形量; X_{1k} 、 X_{2k} 为辅助几何变量。因此,在 JHM 方法中,对于单个滚珠建模需要引入 4 个未知变量,对应 4 个平衡方程,其中包括两个几何协调方程和两个力学平衡方程。

图 3 为任意处滚珠的受载图,由水平方向力学平衡条件,可得等式如下

$$\begin{aligned} F_{ak} &= Q_{ik} \sin\alpha_{ik} - \lambda_{ik} \frac{M_{gk}}{D} \cos\alpha_{ik} = \\ &Q_{ok} \sin\alpha_{ok} - \lambda_{ok} \frac{M_{gk}}{D} \cos\alpha_{ok} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: F_{ak} 为套圈对滚珠的轴向作用力; Q_{ik} 、 Q_{ok} 分别为滚珠与内、外套圈的接触载荷; λ_{ik} 、 λ_{ok} 分别为滚珠与内、外套圈的摩擦力系数,根据滚道控制假设,高速时选用外滚道控制理论,此时取 $\lambda_{ik}=0$, $\lambda_{ok}=2$ 。

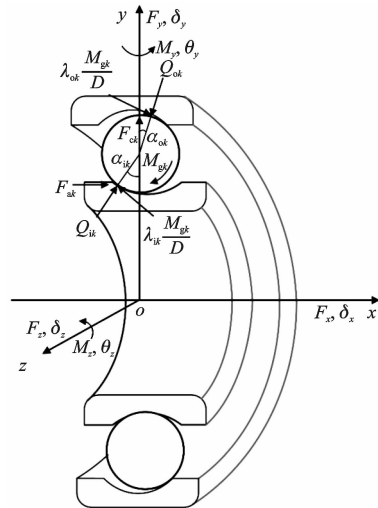


图 3 任意处滚珠受载示意图

同理,由垂直方向力学平衡,可得等式如下

$$\begin{aligned} Q_{ik} \cos\alpha_{ik} + \lambda_{ik} \frac{M_{gk}}{D} \sin\alpha_{ik} - Q_{ok} \cos\alpha_{ok} - \\ \lambda_{ok} \frac{M_{gk}}{D} \sin\alpha_{ok} + F_{ck} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

综上所述,在传统的 JHM 方法中,对于任意处滚珠,需要求解 4 个非线性方程。对于高速精密滚动轴承,一般滚珠数目较多,此时模型无法实现高效求解。

本文在 JHM 方法的基础上,选用滚珠内、外接角 α_{ik} 、 α_{ok} 作为滚珠局部迭代变量,其余变量通过 α_{ik} 、 α_{ok} 进行表示,从而实现了滚珠局部平衡力学方程进一步的推导及简化。

1.2 基于 JHM 方法的再推导

基于外滚道控制理论,由式(6)可得

$$\left. \begin{aligned} Q_{ik} &= \frac{F_{ak}}{\sin\alpha_{ik}} \\ Q_{ok} &= \frac{F_{ak}}{\sin\alpha_{ok}} + \lambda_{ok} \frac{M_{gk}}{D \tan\alpha_{ok}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

根据 Hertz 接触理论,滚珠与内、外套圈接触变形及接触载荷关系如下

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ik} &= \left(\frac{Q_{ik}}{K} \right)^{2/3} \\ \delta_{ok} &= \left(\frac{Q_{ok}}{K} \right)^{2/3} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

将式(8)代入式(7),化简可得

$$\frac{F_{ak}}{\tan\alpha_{ik} F_{ck}} - \frac{F_{ak}}{\tan\alpha_{ok} F_{ck}} - \frac{2}{\sin\alpha_{ok}} \frac{M_{gk}}{D F_{ck}} + 1 = 0 \quad (10)$$

式中: F_{ck} 、 M_{gk} 分别表示滚珠离心力和陀螺力矩,计算公式如下

$$\left. \begin{aligned} F_{ck} &= \frac{1}{2} m d_m \omega_{mk}^2 \\ M_{gk} &= J \omega_{bk} \omega_{mk} \sin\beta_k \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

其中, d_m 为轴承的节圆直径, m 和 J 分别为滚珠质量及惯性矩,且 ω_{mk} 、 ω_{bk} 、 ω_i 有如下关系式^[5]

$$\left. \begin{aligned} \omega_{mk} &= \omega_i \frac{1 - \gamma \cos\alpha_{ik}}{1 + \cos(\alpha_{ik} - \alpha_{ok})} \\ \omega_{bk} &= \omega_{mk} \frac{1 + \gamma \cos\alpha_{ok}}{\gamma \cos(\alpha_{ok} - \beta_k)} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

滚珠姿态角 β_k 表达式如下

$$\tan\beta_k = \frac{\sin\alpha_{ok}}{\cos\alpha_{ok} + \gamma} \quad (13)$$

由式(11)、式(12)可得

$$\frac{M_{gk}}{D F_{ck}} = \frac{2 J \omega_{bk} \sin\beta_k}{m d_m \omega_{mk}} = \frac{2 J}{m d_m} \frac{\omega_{bk} \sin\beta_k}{\omega_{mk}} = \frac{\gamma}{5} \frac{\omega_{bk} \sin\beta_k}{\omega_{mk}} \quad (14)$$

其中

$$\begin{aligned} \frac{\omega_{bk} \sin\beta_k}{\omega_{mk}} &= \frac{1 + \gamma \cos\alpha_{ok}}{\gamma} \frac{\sin\beta_k}{\cos(\alpha_{ok} - \beta_k)} = \\ &\frac{1 + \gamma \cos\alpha_{ok}}{\gamma} \left(\frac{\cos\alpha_{ok}}{\tan\beta_k + \sin\alpha_{ok}} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (15)$$

联立式(13)~式(15),可得

$$\frac{M_{gk}}{D F_{ck}} = \frac{1}{5} \sin\alpha_{ok} \quad (16)$$

将式(16)代入式(10),化简可得

$$\frac{1}{\tan\alpha_{ik}} - \frac{1}{\tan\alpha_{ok}} = -\frac{3}{5} \frac{F_{ck}}{F_{ak}} \quad (17)$$

则对于任意位置处滚珠,其所受轴向力与接触角的关系式如下

$$F_{ak} = -\frac{3}{5} F_{ck} \frac{\tan\alpha_{ik} \tan\alpha_{ok}}{\tan\alpha_{ok} - \tan\alpha_{ik}} \quad (18)$$

如图4所示,在传统的JHM方法中,对于任意位置滚珠,一般通过 X_{1k} 、 X_{2k} 、 δ_{ik} 、 δ_{ok} 这4个变量进行平衡方程的求解,其中包括两个几何协调方程和两个力学平衡方程^[5]。本文选用 α_{ik} 、 α_{ok} 为滚珠局部待求变量,在保留原有的几何协调方程式(3)的基础上,通过对滚珠力学平衡方程进行推导及化简式(8)~式(18),最终得到滚珠所受轴向力与接触角的关系式,如式(18)所示。在上述分析中,对于任意处滚珠,只存在两个未知数,即 α_{ik} 、 α_{ok} ,而JHM方法对于

任意滚珠存在4个未知数,因此该模型减小了待求未知数及非线性方程的个数。

在轴承内部滚珠的几何及力学分析的基础上,以轴承内圈为研究对象,可得到如下全局平衡方程

$$\left. \begin{aligned} F_x - \sum_1^k \left(-\frac{3}{5} F_{ck} \frac{\tan\alpha_{ik} \tan\alpha_{ok}}{\tan\alpha_{ok} - \tan\alpha_{ik}} \right) &= 0 \\ F_y - \sum_1^k Q_{ik} \cos\alpha_{ik} \cos\psi_k &= 0 \\ F_z - \sum_1^k Q_{ik} \cos\alpha_{ik} \sin\psi_k &= 0 \\ M_y - \sum_1^k R_i Q_{ik} \sin\alpha_{ik} \sin\psi_k &= 0 \\ M_z + \sum_1^k R_i Q_{ik} \sin\alpha_{ik} \cos\psi_k &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

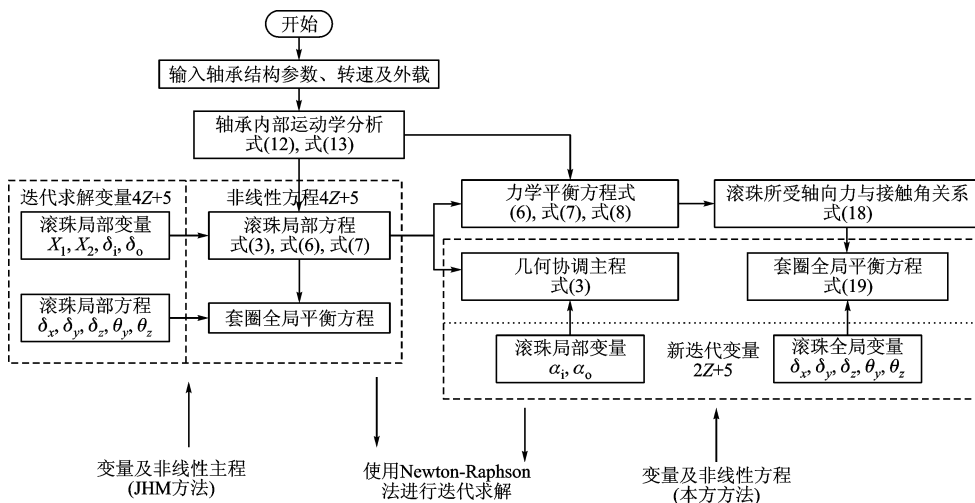


图4 JHM方法与本文模型求解思路对比

2 模型的求解

2.1 Newton-Raphson 算法

对于上述非线性方程组,可通过 Newton-Raphson 法进行迭代求解。假设非线性方程组 $\mathbf{F} = [f_1, f_2, \dots, f_n]^T$, 且待求变量 $\mathbf{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]$, 则 Newton-Raphson 法的迭代算法如下

$$\mathbf{X}^{i+1} = \mathbf{X}^i - [\mathbf{F}'(\mathbf{X}^i)]^{-1} \mathbf{F}(\mathbf{X}^i) \quad (20)$$

式中:上标 i 表示第 i 次迭代; $\mathbf{F}'(\mathbf{X})$ 为 $\mathbf{F}$ 对 $\mathbf{X}$ 偏导的 Jacobian 矩阵,矩阵的大小由非线性方程组的数目决定,且 Newton-Raphson 法的单次迭代的运算量随着 Jacobian 矩阵的增大而迅速增加,当 $\text{norm}(\mathbf{F}(\mathbf{X}^j)) \leq \epsilon$ 时,迭代结束,其中 ϵ 为设定精度,且此时上标 j 表示所需迭代次数。

2.2 模型求解及算法对比

在模型的实际求解过程中,根据角接触球轴承

的实际受载情况,可分为纯轴向载荷作用状态(预紧力)及联合载荷作用状态。当角接触球轴承在纯轴向载荷作用时,任意角位置处滚珠几何及受力状态相同,即

$$F_{ak} = F_x / Z \quad (21)$$

此时方程组只含有3个待求未知数 α_{ik} 、 α_{ok} 、 δ_x ,可通过式(3)、式(18)求解。

当角接触球轴承受到联合载荷作用时,如图4所示,传统的JHM方法中共含有 $4Z+5$ 个非线性方程,其中包括 $4Z$ 个滚珠局部方程和5个套圈全局方程。在本文模型中,通过对滚珠局部平衡方程进行推导及化简,只保留了原有 $2Z$ 个几何协调方程,从而将滚珠局部方程从 $4Z$ 个减少到 $2Z$ 个,因此本文模型共有 $2Z+5$ 个非线性方程。由于非线性方程组大幅减少,可有效提高 Newton-Raphson 法单次迭代的计算效率,此外可将纯轴向载荷作用

时的计算结果作为初值代入到联合载荷的迭代模型中,进一步减少 Newton-Raphson 法的迭代次数,进而提高模型的求解效率。

3 结果分析

以某轴承公司高速角接触球轴承 B7008 C/P4 为研究对象,轴承部分参数如表 1 所示。

表 1 轴承参数

轴承参数	数值
内沟底圆直径 d_i /mm	46.838
外沟底圆直径 d_o /mm	61.176
节圆直径 d_m /mm	54.007
内滚道曲率半径 r_i /mm	4.0
外滚道曲率半径 r_o /mm	3.79
滚珠直径 D /mm	7.144
滚珠数目 Z	19

表 2 分别给出了 JHM 方法及本文模型在不同工况下的迭代次数及收敛速度,其中设定精度 $\epsilon=10^{-5}$,预紧力为 290 N,径向载荷分别为 0、50、100 N,且每个径向载荷下都分别计算了 1 000、2 000、 $\cdots$ 、20 000 r/min 共 20 个转速。由表 2 可知,相比于 JHM 方法,在相同的设定精度下,本文模型平均迭代次数及耗时较少,即本文模型具有更高的求解效率,更适用于球轴承动态特性的实时分析。

表 2 JHM 法与本文方法求解效率对比

径向载荷/N	模型方法	平均迭代次数	平均耗时/s	平均精度
0	JHM 方法	5.2	4.8	1.2×10^{-6}
	本文模型	5.1	<0.1	3.5×10^{-6}
50	JHM 方法	6.7	5.6	2.4×10^{-6}
	本文模型	5.3	1.6	1.7×10^{-6}
100	JHM 方法	8.1	7.8	3.3×10^{-6}
	本文模型	6.4	1.8	3.9×10^{-6}

图 5 给出了纯轴向载荷作用下,内圈转速分别为 0、10 000、20 000 及 30 000 r/min 时,轴承内部接触角随轴向载荷的变化规律。如图 5 所示:在相同的轴向力下,随着转速的升高,轴承内接触角增大,外接触角减小;在相同转速下,随着轴向力增加,轴承的内、外接触角的差值逐渐减小。因此,高转速下适当增加轴向预紧力,可有效减小轴承内、外接触角的差值。

角接触球轴承通常需要承受径向载荷,图 6~图 8 给出了转速为 20 000 r/min、预紧力为 290 N

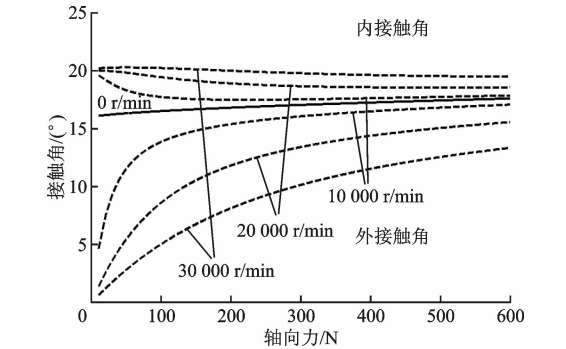


图 5 轴向预紧力对接触角的影响

时,径向载荷对轴承内部接触角及接触载荷的影响规律。如图 6 所示,在径向载荷 F_y 的作用下,轴承内部受载呈现波浪形分布,且随着径向载荷的增加,轴承内部载荷分布的差异性将增大,最大接触载荷也将随之增大,过大的接触载荷将导致轴承早期失效。图 7、图 8 为径向载荷 F_y 对轴承内部接触角变化的影响曲线,在径向载荷作用下,位置角在 $0^\circ\sim90^\circ$ 、 $270^\circ\sim360^\circ$ 之间的滚珠的接触角减小,而位置角在 $90^\circ\sim270^\circ$ 之间的滚珠的接触角增大,此外随着径向载荷增加,轴承内部接触角的变化范围也逐渐增大。

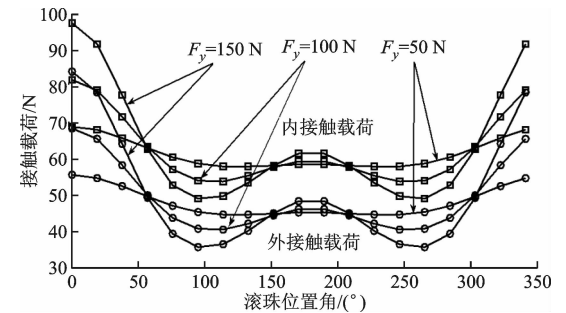


图 6 径向载荷对接触载荷的影响

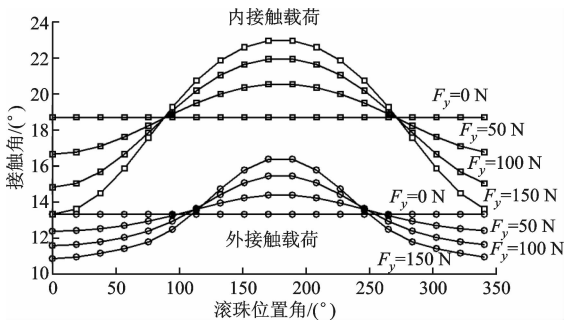


图 7 径向载荷对接触角的影响

图 9~图 11 给出了力矩载荷对轴承内部接触角及接触载荷的影响曲线。如图 9 所示,随着力矩载荷 M_z 的增加,轴承内部接触载荷沿位置角呈波浪状分布,其中最大接触载荷所在位置角位于力矩载

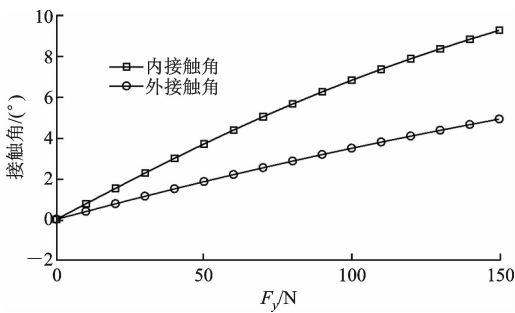


图8 径向载荷对接触角的影响

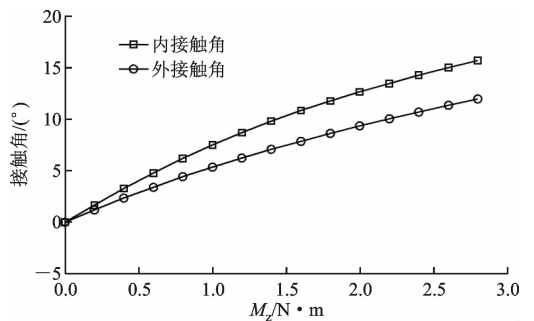


图11 力矩载荷对接触角的影响

荷轴线的垂直方向上(0° 和 180°)。图10、图11为力矩载荷 M_z 对轴承内部接触角变化的影响曲线。在力矩载荷 M_z 的作用下,位于力矩载荷轴线上方的接触角增大,力矩载荷轴线下方的接触角减小,且轴承内部接触角的变化范围随着力矩载荷的增加而增大。通过比较图6~图11可发现,相比于径向载荷的作用,力矩载荷对轴承内部接触角的影响趋势更为明显。

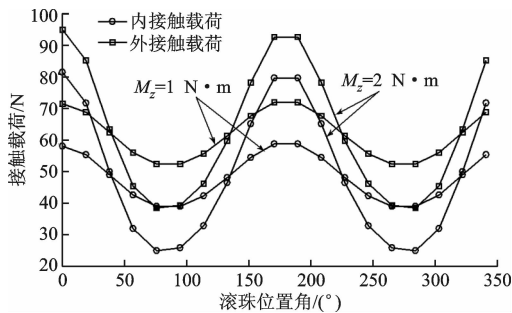


图9 力矩载荷对接触载荷的影响

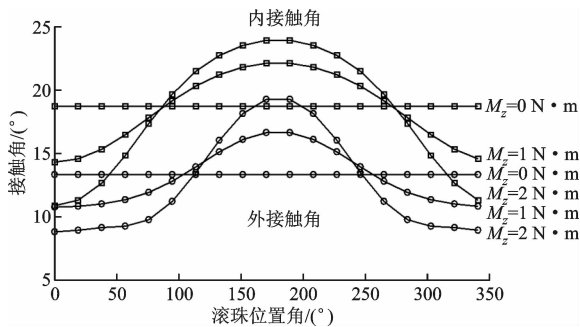


图10 力矩载荷对接触角的影响

从上述分析可知,角接触球轴承所受径向载荷及力矩载荷对轴承内部接触角的分布及变化有着极为重要的影响,但关于两者协同作用下,轴承内部接触角的变化规律的研究极少。图12为一定工况下($n=20\,000\text{ r/min}$, $F_x=290\text{ N}$, $F_y=100\text{ N}$)轴承内部接触角随力矩载荷的变化曲线。对比图7可发现,当轴承受到径向载荷 F_y 作用时,力矩载荷 M_z 的大小及方向都将对轴承内部接触角的分布产生影响。当力矩载荷 $M_z=0.5\text{ N} \cdot \text{m}$ 时,轴承内部接触

角分布趋势与只有径向载荷 F_y 作用时相同,但接触角的变化范围更大;当力矩载荷 $M_z=-1\text{ N} \cdot \text{m}$ 时,轴承内部接触角基本相同;当力矩载荷 $M_z=-2\text{ N} \cdot \text{m}$ 时,轴承内部接触角分布趋势与力矩载荷 $M_z=0.5\text{ N} \cdot \text{m}$ 时相反。图13为轴承内部接触载荷的变化曲线,当力矩载荷 $M_z=-1\text{ N} \cdot \text{m}$,即轴承内部接触角基本相同时,轴承内部接触载荷分布较为均匀。图14给出了径向载荷 $F_y=100\text{ N}$ 时,力矩载荷 M_z 对接触角变化范围的影响曲线,可以发现,适当的力矩载荷可消除由于径向载荷所带来接触角分布不均匀的负面影响,文献[12]通过实验验证了对球轴承施加合适的非均匀预紧力(轴向预紧力+力矩载荷)可有效改善受载转子的动态精度,但并未给出相关的理论建模。根据本文分析,以外圈接触角均匀分布为准则,不同大小的径向载荷 F_y 所对应的力矩载荷 M_z 如图15所示,两者近似呈线性关

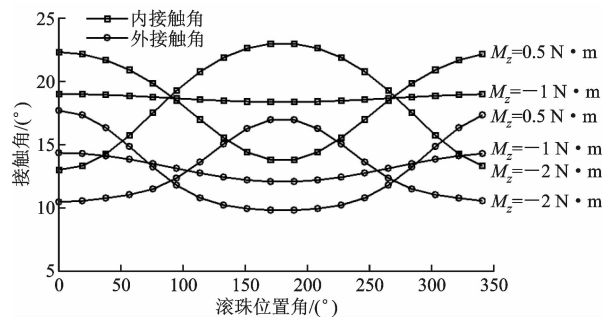


图12 100 N 径向载荷下力矩载荷对接触角的影响

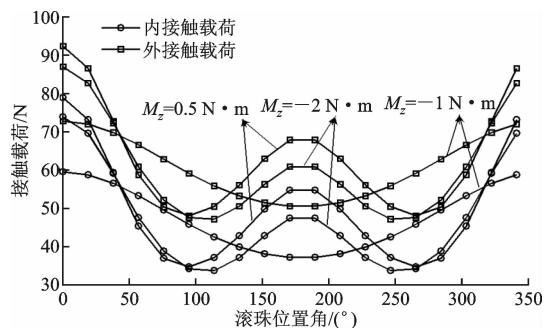


图13 100 N 径向载荷下力矩载荷对接触载荷的影响

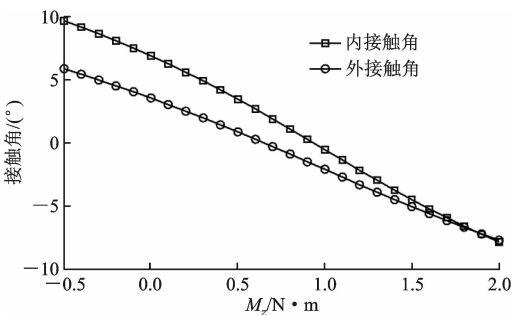


图 14 100 N 径向载荷下力矩载荷对接触角变化范围的影响

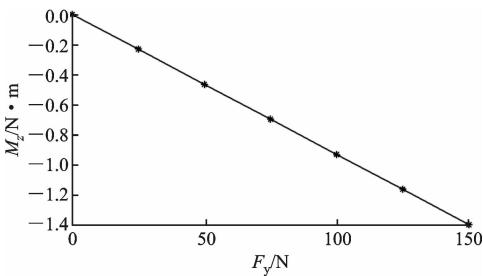


图 15 外接触角均匀分布时径向载荷与力矩载荷对应曲线

系。上述分析内容,对不同外载工况下,球轴承非均匀预紧方案的确定具有重要的理论指导意义。

4 结 论

本文在 JHM 方法的基础上,对角接触球轴承内部平衡方程进行推导及化简,大幅减少了待解非线性方程组的数目,并以内部接触角为未知参数进行迭代计算,从而提高了模型的计算效率,增强了模型的工程应用价值。在此模型的基础上,深入研究了外载、转速对轴承内部接触角的影响规律,得出以下结论。

- (1)相比于 JHM 方法,在相同的设定精度($\epsilon = 10^{-5}$)下,本文模型具有更高的求解效率,可有效减少模型的计算时间。
- (2)球轴承在受到径向载荷或力矩载荷作用时,轴承内部接触角沿位置角呈波浪形分布,且径向载荷或力矩载荷越大,接触角的变化范围也越大。
- (3)对于承受一定径向载荷的角接触球轴承,可通过施加适当的力矩载荷消除由于径向载荷所带来的接触角分布不均匀的负面影响。

参考文献:

[1] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(2): 781-802.

[2] CAO Y Z, ALTINTAS Y. A general method for the modeling of spindle-bearing systems [J]. Trans ASME Journal of Mechanical Design, 2004, 126 (6): 1089-1104.

[3] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering [M]. Burbank, USA: Philadelphia SKF Industries Inc. , 1959: 30-51.

[4] JONES A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and peed condition [J]. ASME Journal of Basic Engineering, 1960, 82(2): 309-320.

[5] HARRIS T A. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. New York, USA: John Wiley & Sons, 2009: 419-454.

[6] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements [M]. New York, USA: Springer Verlag, 1984: 16-54.

[7] ANTOINE F J, ABBA G, MOLINARI A. A new proposal for explicit angle calculation in angular contact ball bearing [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2006, 128(2): 468-478.

[8] 张学宁, 韩勤锴, 褚福磊. 基于简化 Jones-Harris 方法的球轴承接触角研究 [J]. 振动与冲击, 2013, 32 (13): 170-175.

ZHANG Xuening, HAN Qinkai, CHU Fulei. Contact angle of ball bearings based on a simplified Jones-Harris method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(13): 170-175.

[9] LIAO N T, LIN J F. A new method for the analysis of deformation and load in a ball bearing with variable contact angle [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2001, 123(2): 304-312.

[10] LIAO N T, LIN J F. An analysis of misaligned single-row angular-contact ball bearing [J]. Trans ASME Journal of Mechanical Design, 2004, 126 (2): 370-374.

[11] WANG W Z, HU L, ZHANG S G, et al. Modeling high-speed angular contact ball bearing under the combined radial, axial and moment loads [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228 (5): 852-864.

[12] LI X H, LI H F, ZHANG Y F, et al. Investigation of non-uniform preload on the static and rotational performances for spindle bearing system [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2016, 106: 11-21.

(编辑 杜秀杰)