

局部受载滚轮滚针轴承承载性能仿真分析

牛荣军¹, 胡余生², 汪永刚¹, 徐 嘉², 邓四二¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 珠海格力电器股份有限公司

空调设备及系统运行节能国家重点实验室, 广东 珠海 519000)

摘 要: 根据所研究滚轮滚针轴承局部受载和支撑结构特点,建立考虑凸轮局部受载影响的轴承全柔性体有限元仿真模型,系统分析了轴承加载载荷、游隙和安装偏斜角对轴承的力学性能、刚度和寿命的影响,并通过数值和试验方法对仿真结果的正确性进行验证。结果表明:局部受载条件下,径向载荷和偏斜角对轴承接触性能和寿命产生较大影响,轴承游隙对轴承接触性能和寿命的影响较小;径向载荷和偏斜角的增加,使得轴承承载区域减小,原对称“驼峰”型滚针母线的接触压力分布逐渐向偏斜角方向过渡,造成“一高一低”的母线压力分布形貌,最大接触压力增加,使得轴承寿命快速下降,但在极限载荷和偏转角条件下,仍满足轴承设计寿命指标要求。

关 键 词: 滚轮滚针轴承; 局部受载; 弹性支撑; 刚度; 疲劳寿命

中图分类号: V233; TH133.33

文献标志码: A

Loading performances simulation analysis of roller needle bearing with partial loading

NIU Rongjun¹, HU Yusheng², WANG Yonggang¹, XU Jia², DENG Sier¹

(1. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

2. SKL of Air Conditioning Equipment and System Energy Conservation,

Gree Electric Appliances, Incorporated of Zhuhai, Zhuhai Guangdong 519000, China)

Abstract: Based on the characteristics of partial loading and support modes, a finite element analysis model of roller needle bearing fully considering the flexible structure influence of the cam and pin was established. Then, the influences of bearing load, radial clearance and installation misalignment angle on the mechanical property, stiffness and life of the bearing were analyzed systematically, and the correctness of the simulation results was verified by numerical and experimental methods. Results show that the radial load and installation misalignment angle have great influence on the contact performance and service life of bearings under partial loading conditions, while the clearance of bearings has little effect on the contact performance and service life of bearings; the increase of radial load and installation

收稿日期: 2019-04-04

基金项目: 国家“十三五”科技攻关项目(JPPT-2017-143); 空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金(SK LackF201603); 河南省自然科学基金(162300410086)

作者简介: 牛荣军(1977—),男,副教授、硕士生导师,博士,主要从事滚动轴承设计及理论、滚动轴承摩擦与润滑方向的研究。

通信作者: 胡余生(1978—),男,高级工程师,硕士,主要研究方向为压缩机及电动机设计。E-mail: dewtutg@163.com

引用格式: 牛荣军,胡余生,汪永刚,等. 局部受载滚轮滚针轴承承载性能仿真分析[J]. 航空动力学报, 2019, 34(10): 2227-2236.
NIU Rongjun, HU Yusheng, WANG Yonggang, et al. Loading performances simulation analysis of roller needle bearing with partial loading[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(10): 2227-2236.

misalignment angle makes the bearing area smaller, and the original symmetrical contact pressure distribution pattern “hump” of the needle generatrix is gradually shifting to the deflection angle, resulting in the pressure distribution pattern of “one high one low”; the maximum contact pressure increases, and the bearing life decreases rapidly. However, under the conditions of limit load and installation misalignment angle, the service life index still meets the bearing design requirements.

Key words: roller needle bearings; partial loading; elastic support; stiffness; fatigue life

节气门是控制进入发动机空气量的重要装置。滚轮滚针轴承作为气门滚轮摇臂的组成零件,与摇臂连为一体,传递凸轮的旋转载荷,减少摇臂总成的摩擦力矩。此外,节气门的支撑体必须避免空气泄漏,因此滚轮滚针轴承必须有良好的密封性能。为了满足节气门的这些要求,研发具有较低摩擦力矩和防空气泄漏的滚轮滚针轴承具有重要工程应用价值。

节气门摇臂滚轮滚针轴承工作时,是通过凸轮与外圈局部接触实现对轴承径向加载,并通过销轴两端对轴承进行支撑。此凸轮局部加载和销轴两端支撑方式与一般轴承内圈或外圈全局加载方式明显不同。因此,基于刚性套圈或薄壁圆环假设的传统滚动轴承分析方法无法满足此类局部柔性受载和支撑轴承的承载性能分析,须根据轴承加载和支撑特点,采用新的分析方法开展此类轴承的设计分析工作。

随着有限元、边界元、无网格等数值计算方法的发展,使考虑轴承柔性变形和支撑边界条件影响的滚动轴承性能分析成为可能。张建^[1]建立了包含支撑结构的转盘轴承有限元接触分析模型,并分析了轴承的接触载荷。倪艳光等^[2]建立包含轴承座在内的三维有限元分析模型,对薄壁角接触球轴承进行了性能分析。Daidié等^[3]用非线性弹簧替代钢球,模拟轴承的接触情况,研究轴承的载荷分布和接触角的变化。周仕明等^[4]考虑了加载过程中接触点几何位置的变化,用非线性弹簧的拉伸量来模拟接触体间的接触变形量。姬丽丽等^[5]用非线性弹簧代替圆柱滚子滚道接触,准确地反映出转盘轴承的内部接触载荷分布以及整体变形情况。尚振国等^[6]计算考虑支撑结构柔度和材料塑性变形影响的大型重载转盘轴承内部载荷分布和接触应力,将内外圈滚道与滚动体接触等效成单向压缩弹簧,从而建立包括支撑结构在内的轴承整体简化有限元模型。李云峰等^[7]在建立转盘轴承有限元模型时将滚子滚道的非线性接触

等效为非线性弹簧单元,并计算了轴承套圈的内部应力分布。王宝坤等^[8]在分析圆柱滚子轴承零件几何误差对载荷分布的影响时将每个滚子等效为两根弹簧,弹簧刚度分别为滚子与内、外圈滚道的接触刚度。Góncz等^[9]把滚子等效成层结构,对三排圆柱滚子轴承的载荷分布和承载能力进行了分析。Gao等^[10]在研究转盘轴承时把内圈和外圈用八节点的3-D实体单元建模,滚动体用非线性弹簧代替。丁宇亭^[11]采用有限元软件 ANSYS对柔性支撑轴承模型进行了接触应力仿真分析。Tong等^[12-13]在考虑轴承疲劳寿命和刚度的情况下,得到了滚子的优化设计参数。

由前述可以看出,日趋成熟的现代仿真方法可以克服传统刚性套圈或薄壁圆环假设的滚动轴承设计方法的不足,实现加载结构、支撑结构和轴承的柔性体建模,能较真实地反映柔性特性对轴承承载性能的影响。本文考虑研究对象局部凸轮柔性加载和支撑条件的影响,采用有限元方法建立滚轮滚针轴承仿真模型,系统分析轴承载荷、游隙和安装偏斜角对轴承的力学性能、刚度和寿命的影响,为节气门摇臂中使用的滚轮滚针轴承承载性能评估和参数设计提供参考依据。

1 轴承有限元模型建立和寿命计算

对于本研究对象的节气门摇臂滚轮滚针轴承,是通过凸轮与外圈外圆面局部接触实现对轴承径向加载,且凸轮接触轮廓面圆弧修型,那么在实际外部载荷等效转换时直接简化为集中力作用将产生较大的计算误差,很难准确评估轴承力学性能。此外,所研究对象还存在安装偏斜角和销轴支撑方式的影响,采用刚性套圈或薄壁圆环处理方法都不能准确处理。为充分考虑凸轮和销轴局部柔性结构对轴承性能的影响,采用有限元仿真方法可以克服传统刚性套圈和薄壁圆环假设的滚动轴承设计理论的不足,能较真实地反映柔性特性对轴承性能的影响。

1.2 考虑滚针修型和偏斜影响的轴承寿命修正

参照文献[16]滚针接触压力计算方法,以轴承疲劳寿命 90% 概率存在的转数为基准额定寿命(L_{10})。根据 ISO281:2007 标准^[17],线接触轴承的基本额定寿命为

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^e \quad (1)$$

式中 C_r 为径向基本额定动载荷, P_r 为轴承的当量动载荷,滚针轴承寿命指数 e 取 10/3。

式(1)仅适用于轴承正确安装,忽略滚针应力集中影响。为得出考虑滚针偏斜和端部应力集中情况的轴承基本额定寿命(L_{10r}),计算模型引入 ISO16281:2008 标准^[18],采用有限元仿真方法获取滚针与套圈接触母线的每个接触单元处的实际接触压力。

每个接触单元的基本额定动载荷 q_c

$$q_c = Q_{ci(e)} \left(\frac{1}{n_s} \right)^{7/9} \quad (2)$$

式中 n_s 为接触单元数量, $Q_{ci(e)}$ 为线接触轴承内外滚道基本额定动载荷,分别为

$$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda_1 \nu_1} \cdot \frac{C_r}{0.378 \cos \alpha_i} \cdot \left\{ 1 + \left[1.038 \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9}$$

$$Q_{ce} = \frac{1}{\lambda_1 \nu_1} \cdot \frac{C_r}{0.364 \cos \alpha_e} \cdot \left\{ 1 + \left[1.038 \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{-9/2} \right\}^{2/9}$$

式中 λ_1 为考虑到滚针端部应力集中和滚针倾斜而引入的缩减系数,当滚针受载不均匀时,一般在 0.4~0.8 之间取值; ν_1 为引入的指数变化调整系数; C_r 为轴承基本径向额定动载荷; $\gamma = D_w \cos \alpha / d_m$, D_w 为滚针平均直径, d_m 为轴承节圆直径。

内外滚道接触单位上的当量等效动载荷,分别为

$$q_{ki} = \left\{ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z \left[\frac{D_w (1-\gamma) l}{n_s} \left(\frac{p_{ikj}}{271} \right)^2 \right]^4 \right\}^{1/4} \quad (3)$$

$$q_{ke} = \left\{ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z \left[\frac{D_w (1+\gamma) l}{n_s} \left(\frac{p_{ekj}}{271} \right)^2 \right]^4 \right\}^{1/4} \quad (4)$$

式中 p_{ikj} 、 p_{ekj} 为内外圈第 j 个滚针中的第 k 个接触单位的最大接触压力; p_{ikj} 和 p_{ekj} 通过轴承接触压力仿真分析获得。

结合式(1)~式(4),通过对内、外滚道疲劳寿命的综合评估得到轴承整体的基本额定寿命为

$$L_{10r} = \left[\left(\frac{q_{ci}}{q_{ke}} \right)^{-4.5} + \left(\frac{q_{ce}}{q_{ke}} \right)^{-4.5} \right]^{-8/9} \quad (5)$$

2 局部柔性受载轴承力学性能分析

为准确分析凸轮局部加载和销轴支撑条件对轴承承载性能的影响,需合理设置所研究轴承仿真模型的销轴支撑边界条件,从而较真实对轴承的接触性能、刚性和寿命进行评估分析。

2.1 支撑条件对轴承性能的影响比较

为对比支撑条件对轴承性能影响程度大小,在滚针轴承有限元模型不变的前提下,通过改变轴承销轴的支撑条件进行性能比较分析。

图 4 给出两种形式的销轴支撑条件设置,其中图 4(a)为凸轮局部加载,销轴采用整体支撑,图 4(b)为凸轮局部加载、销轴两端支撑。分析中取最大径向加载载荷 F_r 为 5 kN,未考虑径向游隙和凸轮偏斜角的影响。

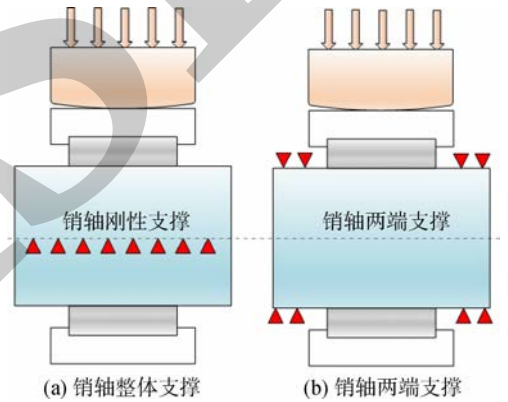


图 4 轴承支撑方式比较

Fig. 4 Comparison of bearing supporting modes

图 5 给出两种不同支撑条件下的应力场比较结果,其中应力场采用第三强度应力,其可以反映出轴承接触应力场分布情况。可以看出:①支撑条件对轴承的应力场影响很大,销轴整体支撑条件下滚针与套圈的应力场呈中间大、两端小分布趋势;②采用销轴两端支撑方式,滚针与套圈的接触压力明显分成两段,在中间区域接触压力明显下降。其主要原因是销轴两端支撑方式使得轴承两端支撑刚性增强,而中间段刚性较弱,造成在径向载荷作用下,轴承中间弹性变形量大,应力场分布在中间位置出现明显下降趋势。

通过对节气门摇臂滚轮轴承实际工况条件分析,采用凸轮局部接触加载方式、销轴两端支撑边界条件与实际轴承工作状况最为接近。下面将采用此边界设置条件,进行轴承性能分析。

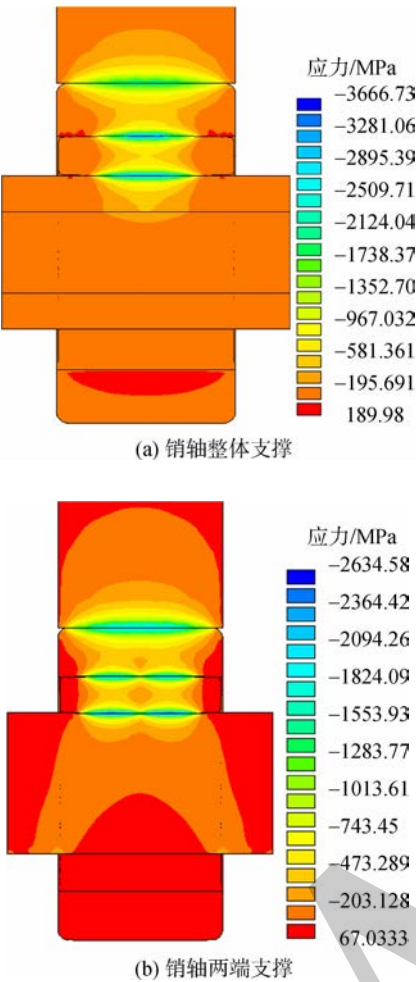


图 5 支撑方式应力场比较

Fig. 5 Comparison of stress fields of supporting modes

2.2 载荷对轴承承载性能的影响

图 6 给出局部受载条件下,轴承游隙和偏斜角为零时,径向载荷在 0~5 kN 变化过程中对轴承接触压力的影响。可以看出:

1) 随着径向载荷的增加,轴承滚针与内圈的

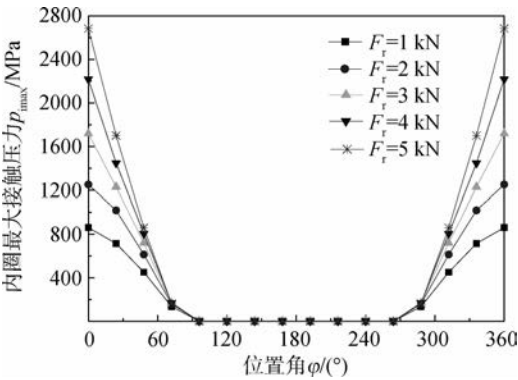


图 6 径向载荷对轴承接触压力的影响

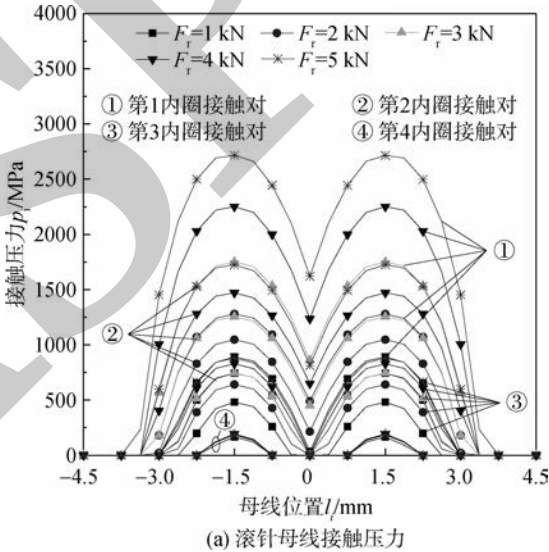
Fig. 6 Influence of radial load on the bearing contact pressure

法向接触压力逐渐上升,在径向载荷为 5 kN 时最大接触压力达到 2700 MPa,轴承已经处于较高的表面接触压力状态,需要通过滚针修型或结构改进进一步降低接触压力。

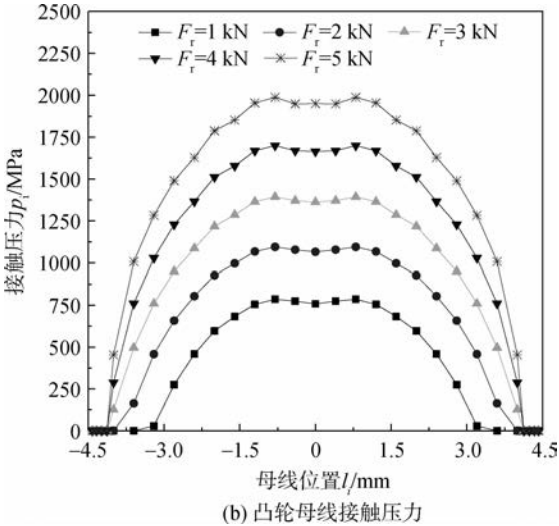
2) 在径向载荷变化过程中,轴承承载区域未发生改变,保持在 0°~72°和 288°~360°范围内,承载滚动体数目为 7 个。

根据加载和结构的对称关系,轴承左右两边各 3 个滚动体的承载性能一样,因此主要分析 4 个滚动体就能够反映出轴承整体的承载性能。图 7 给出轴承 4 个滚动体与内圈间沿滚针母线的接触压力分布,以及径向载荷变化对凸轮局部接触母线的应力分布影响情况。

1) 图 7(a)给出 0°~72°承载区间内 4 个滚针



(a) 滚针母线接触压力



(b) 凸轮母线接触压力

图 7 径向载荷对滚针和凸轮接触性能的影响

Fig. 7 Influence of radial load on needle roller and cam contact performance

与套圈接触的母线接触压力分布比较。由于销轴两端支撑作用的影响,在径向载荷不断增加过程中,滚针母线接触压力分布一直保持“驼峰”型分布,除 0°位置滚针接触压力分布相对均匀,承载能力较强外,距离凸轮局部加载区域越远,滚针母线接触压力下降越明显,且接触母线长度快速缩短,从而大大降低轴承的承载能力。

2) 图 7(b)给出径向载荷对凸轮与套圈接触压力分布的影响,因结构设计时对凸轮进行 0.012 mm 圆弧凸度量修型处理,使得接触压力分布呈半椭圆形,且由于销轴中间刚性下降,接触压力分布在中间位置稍有降低。随着径向载荷增加,凸轮接触压力和接触区域不断增大,在径向载荷为 5 kN 时,最大接触压力达到 2 000 MPa,也处于较高应力状态,需通过对凸轮过渡圆弧进行优化处理以降低接触压力。

2.3 游隙对轴承承载性能的影响

根据轴承设计要求,滚针轴承存在 0~0.03 mm 径向游隙。过大的游隙将使得轴承的承载滚动体数目减少,接触载荷增加,从而造成轴承寿命下降。

图 8 给出游隙变化对轴承性能的影响比较。可以看出:

1) 图 8(a)为在径向载荷为 5 kN,径向游隙在 0~0.03 mm 区间变化过程中,0°~72°承载区间内四个滚针与内圈的母线接触压力分布变化情况,可以看出随着径向游隙的增加,接触压力分布逐渐升高,但游隙变化对压力分布的影响不明显。

2) 图 8(b)为游隙变化过程中,滚针与套圈的最大接触载荷 $Q_{i,max}$ 和最大接触压力 $p_{i,max}$,以及凸轮与套圈的最大接触压力 $p_{c,max}$ 比较情况。可以看出随着径向游隙的增加,最大接触载荷和压力都呈增大趋势,但其增加量很小。因此,在轴

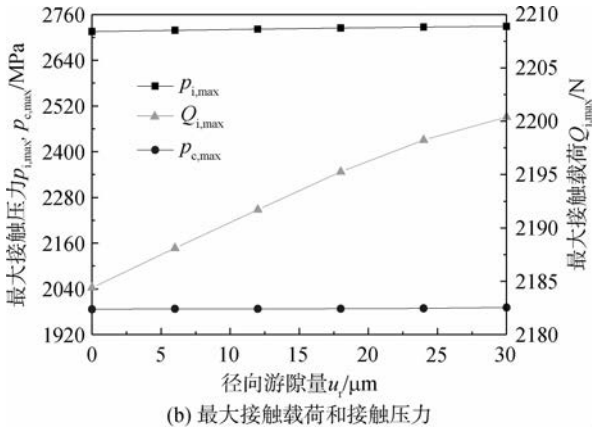
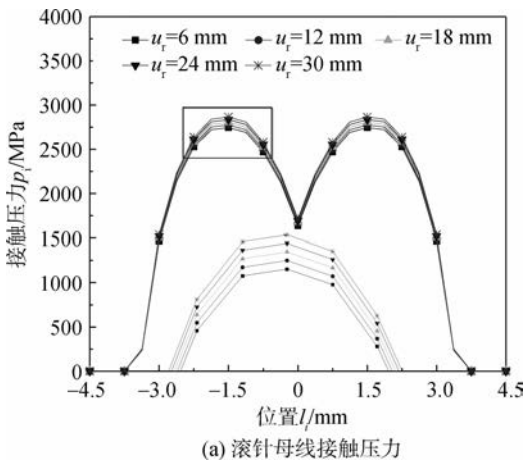


图 8 游隙对轴承性能的影响

Fig. 8 Influence of clearance on bearing performance

承游隙设计过程中,只需从装配方面满足轴承游隙要求,而不用考虑其对轴承接触性能的影响。

2.4 偏斜角对轴承承载性能的影响

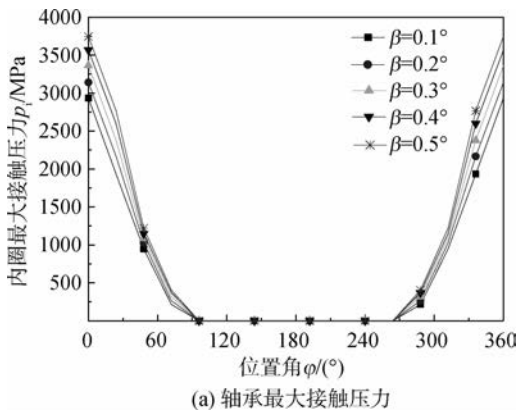
由于销轴加工和装配偏差,造成轴承安装存在 0°~0.5°的偏斜角。偏斜角的大小将影响滚针母线接触压力分布的均匀性,甚至会引起滚针端部出现应力集中,从而造成轴承寿命下降。

图 9 给出径向载荷为 5 kN,安装偏斜角在 0°~0.5°范围变化时对轴承性能的影响。可以看出:

1) 由图 9(a)可以看出,偏斜角对轴承的接触压力分布产生明显影响,随着偏斜角的增加,滚针与套圈的最大接触压力在 0°~72°承载区域内不断增加,偏斜角达到极限 0.5°时的最大接触压力达到 3 028 MPa,相比偏斜角为 0°时的最大接触压力增加了 300 MPa 左右。

2) 图 9(b)为偏斜角变化对凸轮接触母线压力分布的影响,随着偏斜角的增加,以母线中间位置为对称线,原椭圆形压力分布发生右移,且出现左侧压力下降,右侧压力上升现象。

图 10 详细比较了承载区域各滚动体随偏斜角的接触压力变化趋势。随着偏斜角的增加,原



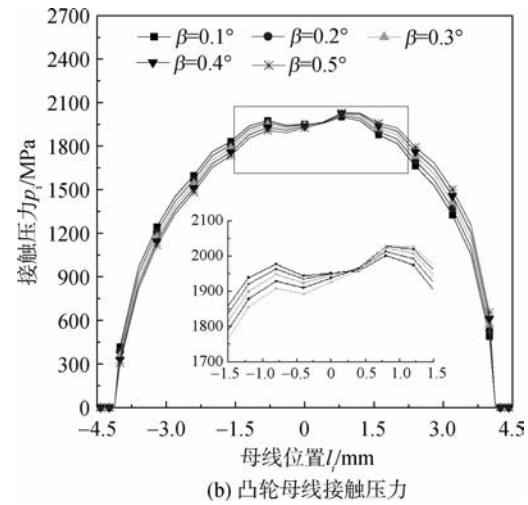


图 9 偏斜角对轴承和凸轮接触性能的影响
Fig. 9 Influence of deflection angle on bearing and cam contact performance

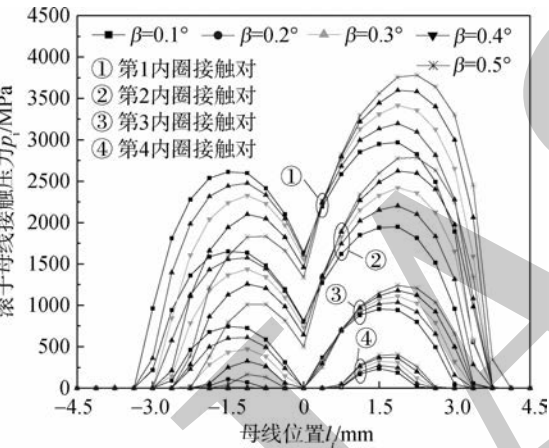


图 10 偏斜角对滚针母线接触性能的影响
Fig. 10 Influence of deflection angle on needle contact performance

对称“驼峰”型滚针母线的接触压力分布逐渐向偏斜角方向过渡,造成“一高一低”的母线压力分布形貌,使得轴承压力分布不均匀性增强,最大接触压力增加,轴承寿命下降。

3 局部柔性受载轴承刚性和寿命分析

滚针与套圈,以及与凸轮接触性能的变化最终会影响轴承的刚性和疲劳寿命。下面考察局部受载条件下,载荷、游隙和偏斜角变化对轴承刚性和寿命的影响。

由图 11 可以看出,随着径向载荷的增加,轴承径向位移量近似呈线性增大趋势,意味着径向载荷在 0~5 kN 变化范围内,轴承的刚度变化不大,基本维持在 113.7 kN/mm。轴承的 L_{10r} 与径

向载荷呈非线性变化关系,在径向载荷为 2 kN 时,寿命快速下降,然后随着径向载荷的增加,其寿命下降幅度趋缓,在最大工作载荷为 5 kN 时,其 L_{10r} 为 5.44×10^5 cycle,满足轴承设计 3×10^5 cycle 无失效寿命指标要求。

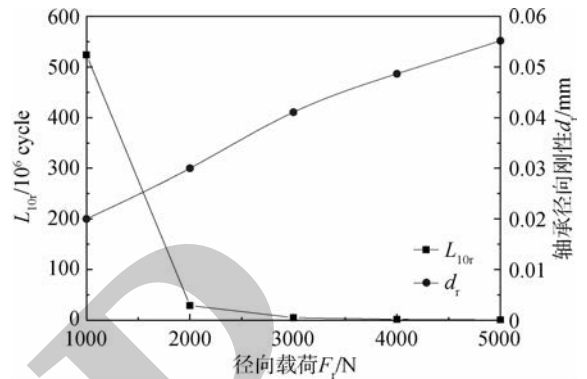


图 11 径向载荷对轴承寿命和刚性影响
Fig. 11 Influence of radial load on bearing life and stiffness

图 12 为径向载荷 5 kN 时,游隙和偏斜角变化对轴承 L_{10r} 的影响比较。可以看出:游隙变化对轴承寿命的影响很小,基本维持在 4.83×10^5 cycle,而偏斜角变化对轴承寿命产生明显影响,随着偏斜角的增加, L_{10r} 由 5.32×10^5 cycle 下降到 4.72×10^5 cycle。因此,除了考虑径向载荷为轴承寿命的主要影响因素外,还需充分考虑游隙和偏斜角对轴承寿命的不利影响。轴承结构设计时,通过对凸轮和滚针进行适当修型处理,改善接触压力分布的均匀性,增加母线接触长度,并严格控制安装造成的轴承偏斜,可有效提高轴承承载

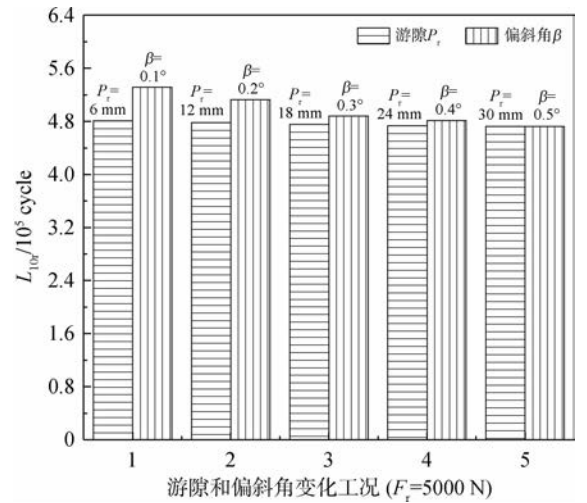


图 12 游隙和偏斜角对轴承寿命的影响
Fig. 12 Influence of clearance and deflection angle on bearing life

能力,延长轴承寿命。

4 计算结果验证

为对本有限元仿真方法的正确性进行验证,采用本文所建立的有限元仿真模型结果与数值计算结果相比较,考虑局部受载套圈变形的数学模型具体建立方法可参见文献[19]。由于数学模型中不能考虑销轴两端支撑柔性变形的影响,为使仿真模型结果与数值计算结果具有可比性,仿真模型中销轴修改为刚性支撑,加载原理如图 13 所示。在径向载荷为 5 kN 条件下,考虑和未考虑外圈柔性变形的比较结果如图 14 所示。

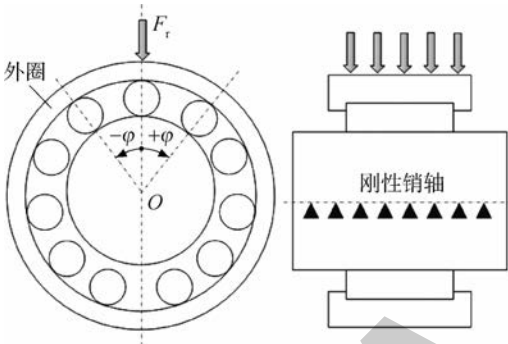


图 13 加载和支撑方式原理图

Fig. 13 Schematic diagram of loading and supporting modes

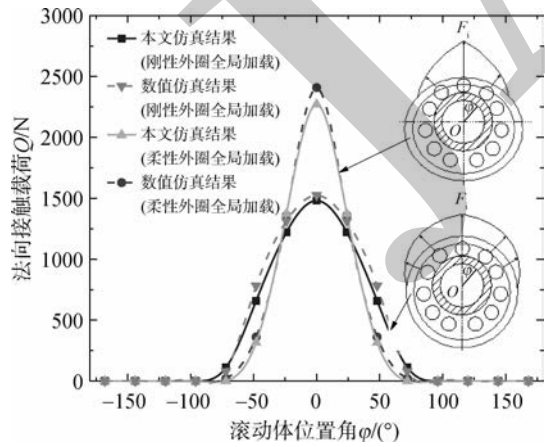


图 14 接触载荷结果比较

Fig. 14 Comparison of contact load

由比较结果可以看出,本有限元仿真结果与数值计算结果变化趋势和结果相近。数值计算结果因无法考虑销轴柔性支撑作用,以及销轴、套圈壁厚对支撑刚性的影响,其载荷计算结果比仿真结果稍大。在考虑外圈柔性变形影响下,轴承载荷分布区域与刚性套圈相比明显减小,最大载荷

明显增大,本数值和仿真结果与文献[2]中的有限元仿真结果趋势一致,从而说明本文仿真模型结果的有效性,可用于本文滚轮滚子轴承性能分析和寿命评估。本有限元仿真方法虽能较好考虑局部加载、安装偏斜、支撑方式和凸度修型等因素的影响,但其计算结果的准确性与接触区域网格密度,以及接触刚度设置等紧密相关,使得仿真结果稍有偏小。

为了考察实际凸轮局部加载对轴承支撑刚性的影响,模拟发动机滚轮摇臂加载工况,搭建局部受载滚轮滚针轴承刚性测试试验台,测试原理如图 15 所示。采用圆盘模拟局部加载凸轮结构,圆盘半径与凸轮在轴承外圈接触处半径一致;通过加载杠杆结构进行加载径向力控制,利用千分表获取滚针轴承径向变形量,从而得到径向载荷与轴承径向位移量的刚性变化关系。表 2 为试验测试与仿真结果比较。

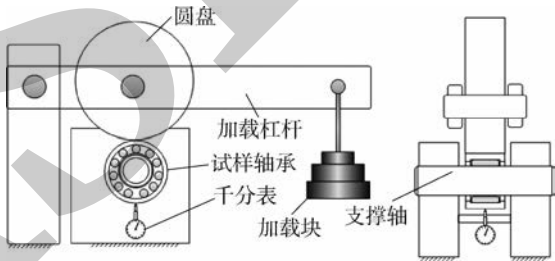


图 15 局部受载滚轮滚针轴承刚性试验

Fig. 15 Rigid test of roller needle bearing with partial loading

表 2 局部受载轴承径向刚性比较
Table 2 Radial stiffness comparison of partial loading bearing

径向载荷 F_r/N	径向位移量 δ_r/mm		误差/%
	有限元方法	试验测试	
1 000	0.020	0.019	5.00
2 000	0.030	0.028	6.67
3 000	0.041	0.037	9.75
4 000	0.049	0.044	10.20
5 000	0.055	0.048	12.72

由表 2 比较结果可以看出,本有限元仿真结果与试验测试结果变化趋势一致,试验测试结果比有限元仿真结果相比偏小,且随着径向载荷的增加,两者误差稍有增加,但在极限加载载荷条件下,两者最大误差为 12.72%,完全满足工程应用

要求,从而进一步印证所建立的凸轮局部加载仿真模型的准确性。可以通过接触区域加密网格控制、考虑轴承接触表面热处理对接触性能的影响,以及边界条件的合理等效等方面的改善处理,进一步提高仿真精度。

5 结 论

1) 局部受载条件下,轴承径向载荷、游隙和安装偏斜角对轴承承载性能产生一定影响。随着径向载荷的增加,轴承滚针与内圈的法向接触载荷逐渐上升;随着径向游隙的增加,轴承接触载荷和压力都呈增大趋势,但其增加量很小;偏斜角对轴承承载能力产生明显影响,随着偏斜角的增加,原对称“驼峰”型滚针母线的接触压力分布逐渐向偏斜角方向过渡,造成“一高一低”的母线压力分布形貌,最大接触压力增加。

2) 局部受载条件下,轴承具有较好的支撑刚性,径向载荷和偏斜角对轴承寿命产生较大影响,随着径向载荷的增加,初始阶段轴承寿命快速下降,然后寿命下降幅度趋缓,随着偏斜角的增加,轴承 L_{10r} 快速下降,在极限偏转角条件下,仍满足轴承设计寿命指标要求。

3) 由本有限元仿真模型结果与数值计算结果和原理性试验测试结果表明本有限元仿真方法可较好考虑局部加载、安装偏斜、支撑方式和凸度修型等因素的影响,具有较好的计算精度,能够满足工程应用要求。

参考文献:

- [1] 张建. 基于柔性支撑的转盘轴承性能及结构参数研究[D]. 辽宁 大连:大连理工大学,2015.
ZHANG Jian. Research on performances and structural parameters of slewing bearing with flexible supporting structures[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [2] 倪艳光,刘万强,邓四二,等. 计及套圈变形的薄壁角接触球轴承性能分析[J]. 航空动力学报,2010,25(6):1432-1436.
NI Yanguang, LIU Wanqiang, DENG Sier, et al. Performance analysis of thin-wall angular contact ball bearings considering the ferrule deformation[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1432-1436. (in Chinese)
- [3] DAIDIÉ A, CHAIB Z, GHOSN A. 3D simplified finite elements analysis of load and contact angle in a slewing ball bearing[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(8): 082061.1-082061.8.
- [4] 周仕明,李道奎,唐国金. 一种基于非线性弹簧新的球轴承接触有限元模型[J]. 应用力学学报,2010,27(4):817-822.
- [5] 姬丽丽,王华,潘裕斌,等. 基于非线性弹簧的三排圆柱滚子组合转盘轴承静态承载能力模型[J]. 轴承,2016(2):1-5.
JI Lili, WANG Hua, PAN Yubin, et al. Static load capacity model of three-row roller cylindrical slewing bearing based on nonlinear spring[J]. Bearing, 2016(2): 1-5. (in Chinese)
- [6] 尚振国,董惠敏,毛范海,等. 具有塑性变形的转盘轴承有限元分析方法[J]. 农业工程学报,2011,27(12):52-56.
SHANG Zhenguo, DONG Huimin, MAO Fanhai, et al. Finite element analysis method of slewing bearing with plastic deformation[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(12): 52-56. (in Chinese)
- [7] 李云峰,姜迪. 六排滚子转盘轴承的有限元分析[J]. 轴承,2015(5):7-12.
LI Yufeng, JIANG Di. FEM analysis on six-row roller slewing bearings[J]. Bearing, 2015(5): 7-12. (in Chinese)
- [8] 王宝坤,毛范海,孙守林,等. 圆柱滚子轴承零件几何误差对载荷分布的影响[J]. 轴承,2014(2):30-35.
WANG Baokun, MAO Fanhai, SUN Shoulin, et al. Effects of geometric error of elements on load distribution in cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2014(2): 30-35. (in Chinese)
- [9] GÖNCÜZ P, POTOČNIK R, GLODEŽ S, et al. 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(5): 82-92.
- [10] GAO X H, HUANG X D, WANG H, et al. Modelling of ball-raceway contacts in a slewing bearing with nonlinear springs[J]. Mechanical Engineering Science, 2011, 225(4): 827-831.
- [11] 丁宇亭. 柔性支撑轴承的最小工作载荷仿真分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
DING Yuting. Simulation analysis with the smallest working load of flexible support bearing[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese)
- [12] TONG V C, HONG S W. Optimization of partially crowned roller profiles for tapered roller bearings[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(2): 641-650.
- [13] TONG V C, HONG S W. Effects of roller profile on the stiffness of tapered roller bearings[J]. Journal of Automation and Control Engineering, 2015, 3(2): 151-156.
- [14] 魏延刚,马文. 圆柱滚子轴承滚子凸度量的有限元分析[J]. 轴承,2004(4):1-4.
WEI Yangang, MA Wen. Finite element analysis on crowning of roller for cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2014(4): 1-4. (in Chinese)
- [15] 孙立明,王大力,赵滨海,等. 汽车轮毂轴承凸度有限元分析[J]. 轴承,2005(2):1-3.

SUN Liming,WANG Dali,ZHAO Binhai,et al. Finite element analysis on crowning for automobile hub bearings [J]. Bearing,2015(2);1-3. (in Chinese)

[16] HARRIS T A,KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis [M]. New York;Wiley,2001.

[17] International Organization for Standardization. Rolling bearings—dynamic load ratings and rating life: ISO 281: 2007(E) [S]. 2nd ed. Geneva, Switzerland; International Organization for Standardization,2007;1-53.

[18] International Organization for Standardization. Rolling bearings—methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings; DD ISO/TS 16281:2008[S]. Geneva,Switzerland;International Organization for Standardization,2008.

[19] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. 3rd ed. New York;Wiley-Interscience,1991.

(编辑:叶 青)