

文章编号: 1000-8055(2010)06-1432-05

计及套圈变形的薄壁角接触球轴承性能分析

倪艳光¹, 刘万强¹, 邓四二¹, 焦育洁², 梁 波²

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003;

2. 洛阳轴研科技股份有限公司, 洛阳 471034)

摘 要: 为了准确计算柔性支承轴承负荷分布, 以外圈孤立点支承薄壁角接触球轴承为例, 建立了三维有限元分析模型, 考虑外圈受载后弯曲变形对滚动体负荷分布的影响, 分析不同工况下轴承负荷分布、寿命及刚度等性能的变化规律, 并将有限元法的计算结果与拟动力学法及实验结果进行分析比较。结果表明, 有限元方法计算结果与实验结果更为接近。

关 键 词: 柔性支承; 薄壁; 有限元分析; 负荷分布; 刚度

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

Performance analysis of thin wall angular contact ball bearings considering the ferrule deformation

NI Yan guang¹, LIU Wan qiang¹, DENG Si er¹,
JIAO Yu jie², LIANG Bo²

(1. School of Mechatronics Engineering,

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

2. Luoyang Bearing Science and Technology Company Limited,
Luoyang 471034, China)

Abstract: In order to calculate accurately the load distribution among the rolling elements of flexible supported bearing, the finite element method was used to research the performance of flexible supported thin wall angular contact ball bearings in this paper. Ferrule bending deformation under load was considered for flexible supported bearings, and the change law of load distribution, life span and stiffness in different conditions was obtained. The results were compared with those obtained by the quasi dynamic method and the experiment. It is found that the results of finite element method are close to the experimental values as the ferrule deformation and boundary condition are considered.

Key words: flexible supported; thin wall; finite element analysis; load distribution; stiffness

滚动轴承中的载荷分布是研究滚动轴承的力学基础, 决定着轴承的使用性能和寿命^[1,2]。计算一般工作条件下通用滚动轴承负荷分布时, 常不考虑外圈与支座的配合及弹性变形等因素的影

响。Jones 在 Hertz 接触理论和刚性套圈假设的基础上提出了拟动力学法, 用于计算滚动轴承载荷分布特性^[3,4]。这样处理所得的结果虽与实际情况有差异, 但因计算方法简单, 仍被广泛用于工程

收稿日期: 2010-02-05; 修订日期: 2010-04-19

基金项目: 科技项目(JPPT-115-207)

作者简介: 倪艳光(1979-), 女, 河南沁阳人, 讲师, 博士, 主要从事滚动轴承性能方面的研究。

实际.

而对于一些专用滚动轴承, 如航空发动机上为减轻质量而使用的薄壁轴承^[5], 在轴承外圈与轴承座孔之间为间隙配合情况下, 由于薄壁套圈刚性较小, 两者的配合精度对轴承内部负荷分布将产生影响^[6], 此时计算负荷分布时考虑的位移仅限于接触变形即 Hertz 变形是不够的^[7], 必须考虑内外圈受载后的弯曲变形对负荷分布的影响, 这就是所谓柔性支承轴承负荷分布问题^[8], 使得理论求解增加了难度. 近年来随着有限元、边界元等数值计算方法的发展, 使考虑套圈变形和边界条件影响的滚动轴承载荷分布的研究成为可能^[9]. 本文建立了柔性支承薄壁角接触球轴承载荷分布的有限元分析模型, 考虑了套圈变形和边界条件对轴承负荷分布、寿命及刚度等性能的影响规律, 并将有限元法的计算结果与拟动力学法及实验结果进行了比较.

1 柔性支承薄壁角接触球轴承有限元模型的建立

以某航空发动机采用的薄壁角接触球轴承 AC71907 为例进行分析. 轴承参数为: 外圈直径 55mm, 外圈沟道直径 50.586mm, 内圈直径 35mm, 内圈沟道直径 39.423mm, 滚珠直径 5.556mm, 滚珠数量 15 个, 初始接触角 25°. 轴承座与轴承外圈之间为过盈配合, 配合间隙 m 为 0~15 μ m.

当轴承外圈与轴承座之间存在配合间隙时, 轴承中心 O 与轴承座中心 O' 之间存在偏心距 m , 如图 1 所示, 由于该间隙的存在, 轴承外圈处于孤立点支承的状态, 此时薄壁球轴承在受外加载荷后, 其外圈将会发生弯曲变形, 致使滚动体负荷分布与刚性支承的球轴承载荷分布相比已发生了很大的变化, 同时影响到薄壁球轴承的使用寿命、刚

度等性能.

由于对薄壁角接触球轴承的性能分析需多次改变结构、载荷等参数, 所以为了减少 ANSYS 分析软件中反复建模工作, 本文运用 ANSYS 有限元软件提供的 APDL(ANSYS parametric design language) 参数化设计语言, 编写了薄壁角接触球轴承组件的参数化建模命令流, 简化了重复建模的过程, 并为其优化设计和二次开发打下良好的基础.

轴承网格划分采用十节点四面体网格单元 SOLID92. 用 TARGE170 和 CONTA174 面面接触单元描述轴承的相互接触部分, 并对可能发生接触的区域进行网格加密(如图 2), 既提高了分析精度, 又增加了计算效率^[10].

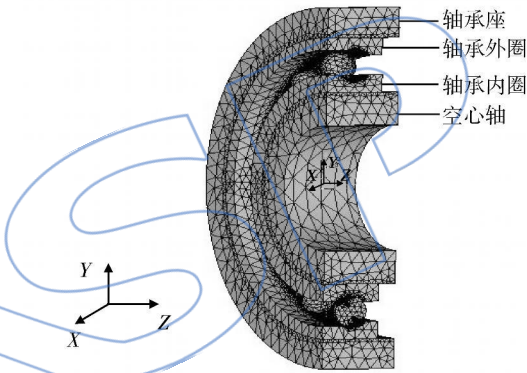


图 2 有限元模型网格划分图
Fig.2 Finite elements mesh graph

根据接触力学相关理论^[11-12], 并考虑轴承的结构和载荷特点以及计算的时效性, 取整个装配体的 1/2 建立模型, 并在对称面施加对称约束(如图 3 所示); 角接触球轴承所承受的外加轴向载荷通过对轴承内圈侧面施加均匀的面压力来实现,

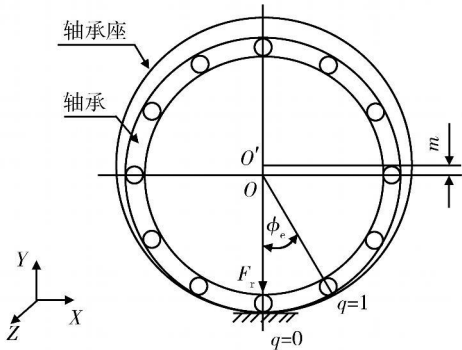


图 1 薄壁球轴承与轴承座配合图
Fig.1 Thir wall ball bearing assembly diagram

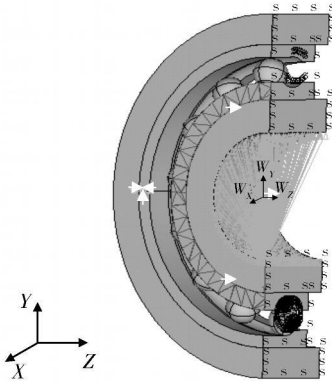


图 3 有限元模型施加约束与载荷图
Fig.3 Constraints and applied forces graph

对空心轴内圈表面节点耦合 Y 向自由度后施加径向载荷 F_r , 即对空心轴按刚体处理; 为模拟轴承装配情况, 除约束轴承座外圈表面上所有节点全部自由度外, 还应约束角接触球轴承外圈的轴向方向平动自由度.

2 计算结果及分析

2.1 轴承与轴承座配合间隙对负荷分布的影响

在研究轴承外圈与轴承座之间配合间隙对轴承性能影响时, 将轴承的受载方式分为两大类进行研究, 即: ①轴承受纯轴向载荷作用; ②轴承受轴向载荷和径向载荷联合作用.

1) 受纯轴向载荷作用

图 4 为轴承受纯轴向载荷 1 000 N 时, 轴承在不同外圈与轴承座的配合间隙下滚动体负荷分布图. 由图可知: ①当外圈与轴承座间配合间隙为 $0\mu\text{m}$ 时, 滚动体负荷在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 位置角之间基本趋于一致, 说明此时轴承动力学分析仍可按刚性支承轴承性能分析处理; ②当外圈与轴承座间配合间隙大于 $0\mu\text{m}$ 时, 滚动体所受最大负荷值随着配合间隙增大而增大, 且发生在 0° 位置角处滚动体上; ③轴承滚动体负荷分布值极差随着外圈与轴承座间的配合间隙增大而增大.

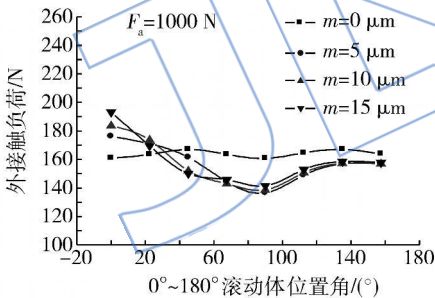


图 4 不同配合间隙下滚动体负荷分布曲线 (受纯轴向载荷)

Fig. 4 Curves of load distribution in different fit clearances (under axial force)

图 5 为纯轴向载荷为 500, 1 000, 1 500 N 时, 薄壁角接触球轴承在不同外圈与轴承座间配合间隙下的轴承疲劳寿命变化图. 由图可知: 轴承外圈与轴承座间的配合间隙直接影响到轴承疲劳寿命, 并呈现非线性变化趋势, 其中存在一个使轴承疲劳寿命最长的最优轴承与轴承座的配合间隙值. 本研究的薄壁角接触球轴承, 轴承外圈与轴承座间的配合间隙最优值在 $5 \sim 8\mu\text{m}$ 之间.

2) 同时承受径向和轴向载荷

图 6 为轴承受轴向载荷 1 000 N 和径向载荷

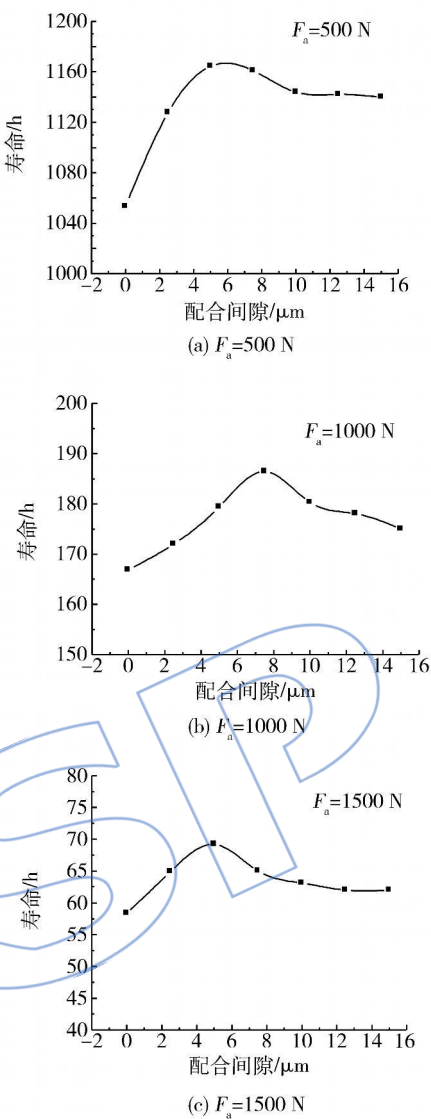


图 5 不同配合间隙下薄壁角接触球轴承寿命曲线 (受纯轴向载荷)

Fig. 5 Curves of fatigue life in different fit clearances (under axial force)

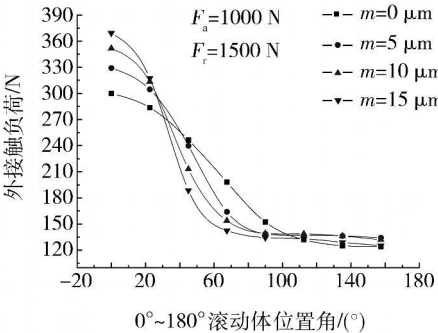


图 6 不同配合间隙下滚动体负荷分布曲线 (受径向和轴向载荷)

Fig. 6 Curves of load distribution in different fit clearances (under radial and axial forces)

1500N联合作用时, 轴承在不同外圈与轴承座的配合间隙下滚动体负荷分布图. 由图可知: ①滚动体所受最大负荷值随着配合间隙增大而增大, 且发生在 0° 位置角处滚动体上; ②轴承滚动体负荷分布值极差随着外圈与轴承座间的配合间隙增大而增大.

图 7 为相应的轴承疲劳寿命分布图. 由图可知: 当薄壁角接触球轴承同时承受轴向载荷和径向载荷时, 轴承疲劳寿命随着外圈与轴承座间的配合间隙增加而减小.

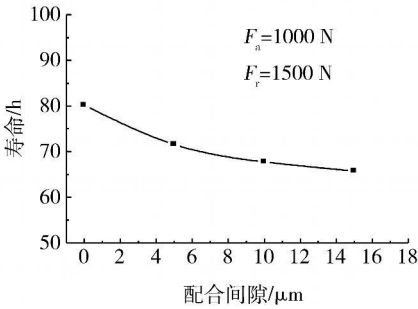


图 7 不同配合间隙下薄壁角接触球轴承疲劳寿命曲线 (受径向和轴向载荷)
Fig. 7 Curves of fatigue life in different fit clearances (under radial and axial forces)

2.2 配合间隙对轴承刚度的影响

图 8 为轴承轴向载荷 300 N 和径向载荷 100 N 时, 在不同轴承外圈与轴承座间配合间隙下的轴承轴向位移关系图; 图 9 为相应的轴承轴向刚度变化图. 由图可知: 轴承轴向位移随着外圈与轴承座间的配合间隙增大而增大, 当轴承外圈与轴承座间的配合间隙在 0~ 1 μm 范围内, 其配合间隙对轴承轴向位移影响最为显著; 当轴承外圈与轴承座间的配合间隙大于 1 μm 时, 其配合间隙对轴承轴向位移的影响较小, 轴承轴向位移随着

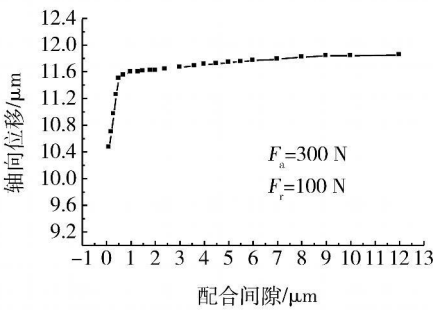


图 8 配合间隙对轴承轴向位移的影响
Fig. 8 Effect of fit clearance on axial deformations

配合间隙的增加趋于稳定. 而轴承外圈与轴承座间的配合间隙对轴承轴向刚度的影响正好相反.

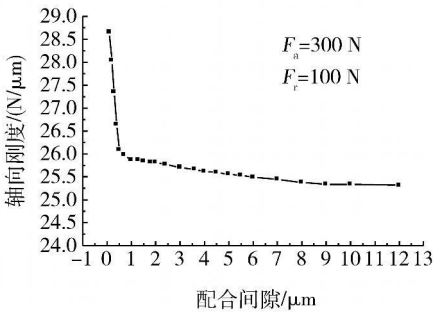


图 9 配合间隙对轴承轴向刚度的影响
Fig. 9 Effect of fit clearance on axial stiffnesses

2.3 轴向载荷对轴承刚度的影响

图 10 和图 11 分别为在轴承受纯轴向载荷时, 轴承轴向载荷与轴承轴向位移及轴向刚度的关系曲线图. 由图可知: 随着轴承轴向载荷的增大, 轴承轴向位移和轴向刚度都增加, 刚性支承和柔性支承的轴承具有相同的变化趋势.

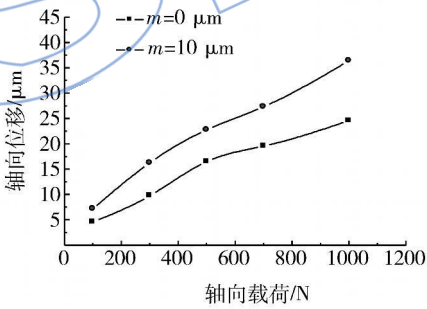


图 10 不同轴向载荷下的轴向位移
Fig. 10 Curves of axial deformations under different axial forces

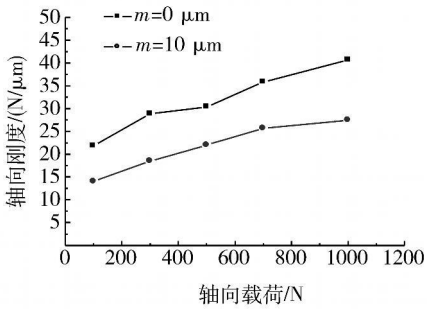


图 11 不同轴向载荷下的轴向刚度
Fig. 11 Curves of axial stiffnesses under different axial forces

3 实验验证

取轴承外圈与轴承座间配合间隙为 $10\mu\text{m}$ 时,测量薄壁角接触轴承 AC71907 在不同轴向载荷作用下的变形,并与有限元结果和拟动力学法计算结果进行比较,如图 12 所示.可以看出,由于拟动力学计算采用刚性套圈的假设,计算结果要低于实验结果.而有限元分析考虑了套圈变形及实际边界条件的影响,其结果与实验结果更为接近.

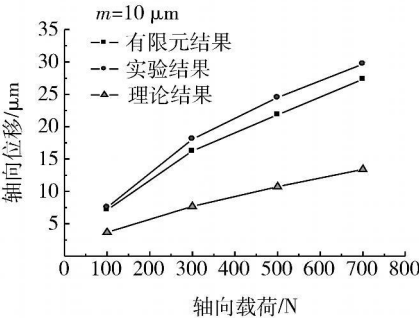


图 12 不同轴向载荷下的轴向位移结果比较

Fig. 12 Comparison of axial deformations under different axial forces

4 结 论

- 1) 在受纯轴向载荷作用时,柔性支承薄壁角接触球轴承的滚动体负荷不再均匀分布,最大负荷值将随着轴承外圈与轴承座间配合间隙增大而增大,且存在一个最优配合间隙值使得轴承疲劳寿命最长.
- 2) 在同时承受径向和轴向载荷时,柔性支承薄壁角接触球轴承的滚动体所受最大负荷值同样随轴承外圈与轴承座间的配合间隙增大而增大,但轴承疲劳寿命随着配合间隙增加而减小.
- 3) 随着轴承外圈与轴承座间的配合间隙的增大,轴承轴向位移增加,轴向刚度减小.当配合间隙在 $0 \sim 1\mu\text{m}$ 的范围内,其配合间隙对轴承轴向位移影响最为显著.
- 4) 随着轴承轴向载荷的增大,轴承轴向位移和轴向刚度都增加,刚性支承和柔性支承的轴承具有相同的变化趋势.
- 5) 采用有限元分析的方法研究柔性支承薄

壁球轴承性能,考虑了套圈变形及实际边界条件的影响,其结果与实验结果更为接近.

参考文献:

[1] 陈家庆,周海,徐琳琳.滚动轴承载荷分布问题的理论研究进展[J].北京石油化学学院学报,2000,8(1):47-52.
CHEN Jiaqing, ZHOU Hai, XU Linlin. Review of theoretical research on the load distribution in roller bearing[J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology, 2000, 8(1): 47-52. (in Chinese)

[2] Pinel S I, Signer H R, Zaretsky E V. Design and operating characteristics of high speed, small bore ball bearings[J]. Tribology Transactions, 1998, 41(4): 423-434.

[3] Jones A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, 1960, 82(1): 309-320.

[4] Jones A B, Harris T A. Analysis of a rolling element idler gear bearing having a deformable outer race structure[J]. Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, 1963, 85(2): 273-278.

[5] Kang Y P, Chang J W, Tsai S C, et al. Integrated CAE strategies for the design of machine tool spindle bearing systems[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37(6): 485-511.

[6] 胡于进,李元科.边界元法在滚动轴承负荷分布计算中的应用[J].轴承,1994(6):5-8.
HU Yujin, LI Yuanke. The calculation on load distribution of ball bearing by boundary element method[J]. Bearing, 1994(6): 5-8. (in Chinese)

[7] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

[8] 邓四二,贾群义.滚动轴承设计原理[M].北京:中国标准出版社,2008.

[9] 唐云冰,高德平,罗贵火.航空发动机滚动轴承的载荷分布研究[J].航空学报,2006,27(6):1117-1120.
TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guihuo. Research on the load distribution in aeroengine ball bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(6): 1117-1120. (in Chinese)

[10] ANSYS 公司. ANSYS 结构非线性培训手册[M]. [S. l.]: ANSYS 公司, 2000.
ANSYS, Inc. Training manual of structural nonlinear in ANSYS[M]. [S. l.]: ANSYS, Inc., 2000. (in Chinese)

[11] Johnson K L. Contact mechanics[M]. Cambridge, United Kingdom: Cambridge University Press, 1985.

[12] Hills D A, Nowell D, Sackfield A. Mechanics of elastic contact[M]. Oxford, United Kingdom: Butterworth & Heine-mann Lt., 1993.