

考虑温度影响的角接触球轴承疲劳寿命仿真研究

李苗苗,杨阳,王宇,朱如鹏

(南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室,江苏 南京 210016)

摘要:针对承受热应力和结构应力共同作用下的角接触球轴承,利用 ANSYS Workbench 软件对其进行疲劳寿命分析。在三维软件 Pro/E 中建立轴承模型,导入有限元软件 ANSYS Workbench 中得到轴承的有限元模型,进行热-应力耦合分析,得到轴承温度分布和应力分布;根据零件的材料属性,利用 ANSYS Workbench 的 Fatigue 模块分析了轴承的疲劳寿命。根据软件模拟计算得到轴承寿命情况,为机床主轴轴承寿命的预测奠定基础。

关键词:角接触球轴承;ANSYS Workbench;热力耦合;疲劳寿命

中图分类号:TH12; TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2020)02-0113-04

Fatigue Simulation of Angular Contact Ball Bearing Considering Temperature Effect

LI Miaomiao, YANG Yang, WANG Yu, ZHU Rupeng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To analyze the fatigue life of angular contact ball bearing under the combined action of thermal stress and structural stress, the fatigue life of the angular contact ball bearing is analyzed by ANSYS Workbench. The bearing model is established by Pro/E, and the finite element model of the bearing is obtained in ANSYS Workbench. The thermal-stress coupling analysis is carried out, then the temperature distribution and stress distribution of the bearing are obtained. According to the material properties, the fatigue life of the bearing is analyzed by using the Fatigue Tool of ANSYS. The life of the bearing is obtained based on the simulation and calculation. The foundation is laid for the life forecast of the spindle bearings.

Keywords: angular contact ball bearing; ANSYS Workbench; thermal-stress coupling; fatigue life

0 引言

主轴系统是数控机床的核心部件系统,其性能在很大程度上决定了整台数控机床所能达到的切削速度和加工精度,而轴承是机床主轴系统的关键部件之一,同时也是容易损坏的部分。轴承寿命是评价轴承性能的关键依据^[1-2]。轴承在载荷反复作用下会发生温度升高和疲劳破坏的现象,轴承的温升及温度分布状态直接影响着轴承寿命^[3-4]。因此,根据实际工况和轴承参数准确地预测使用寿命,对工业的生产及科技的发展都有着重要的意义^[5]。

机床主轴轴承的使用寿命常采用疲劳寿命作为代用参考指标^[6]。当前,轴承寿命预测主要有基于统计分析、断裂力学分析和状态监测 3 种。基于统计分析的寿命模型^[7]通过研究失效机理,分析轴承寿命受材料、承受载荷、温度、润滑条件和运转速度等因素的影响规律,并采用数理统计法对轴承寿命进行分析。目前主要有 L-P 寿命理论、I-H 寿命理论、Tallian 寿命理论等。基于断裂力学的寿命模型^[8]中裂纹发展至断裂的过程决定了疲劳寿命的思想,通过断裂力学方法和 Paris-Erdogan 提出的裂纹

扩展速率公式推导滚动轴承寿命。基于状态监测的寿命模型通过振动、声音、温度等物理量来表征轴承的运行状态。孟光等基于相似性的寿命预测方法和在线预防维护模型等成功运用到滚动轴承的寿命预测领域^[9]。

国内外研究人员对轴承寿命预测等方面进行了研究,但考虑温度及温升特性对机床主轴轴承疲劳寿命影响的研究则相对较少。本文利用三维软件 Pro/E 与有限元分析软件 ANSYS Workbench 联合,建立了角接触球轴承整体非线性接触模型,先对其进行静力学分析,再利用 Fatigue Tool 模块对接触疲劳寿命进行分析,为进一步的性能分析及结构优化提供可靠的参考依据。

1 接触疲劳分析基本理论

1.1 线性损伤累积理论

在大多数工程问题中,机构的失效是由于在周期性变幅值载荷作用下产生累积的疲劳损伤而造成。作为疲劳寿命预测的理论基础,累积疲劳损伤理论已经成为变载荷作用下机构疲劳损伤的累积规律及破坏准则^[10]。由线性疲劳累积损伤理论可知,循环载荷的作用下机构的疲劳损

基金项目:国家科技重大专项项目(2015ZX04001002)

第一作者简介:李苗苗(1981—),女,江苏徐州人,讲师,博士研究生,主要研究方向为机械传动。

伤可线性累加。构件在损伤累积到某值时将发生疲劳破坏。在实际的工程问题分析过程中,大多数结构件承受循环变载荷,该种载荷造成的疲劳损伤可以根据 Miner 理论计算其疲劳寿命^[11]。设构件在载荷 σ_i 的作用下经过 n_i 次循环造成的疲劳损伤 D_i 为:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (N > 10^4) \quad (1)$$

其破坏准则 D 为:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2)$$

式中 N_i 为在 σ_i 作用下疲劳破坏的寿命,可由 $S-N$ 曲线确定。

1.2 材料 $S-N$ 曲线

本文研究的角接触球轴承的材料为 GCr15 轴承钢。GCr15 轴承钢综合性能良好、耐磨性能好、接触疲劳强度高。在 ANSYS Workbench 软件材料库中没有对应的材料,所以需输入其材料的性能数据。在循环载荷的作用下,材料所能承受的循环应力 S 以及循环次数 N 间可用 $S-N$ 曲线进行描述:

$$m \log S + \log N = \log C \quad (3)$$

工程上一般给出的 $S-N$ 曲线是指破坏概率为 50% 的疲劳曲线。当存活率 $p=50\%$ 时,材料常数 $C=6.5558 \times 10^{20}$,材料常数 $m=3.6456$ 。零件的 $S-N$ 拟合曲线如图 1 所示。

2 角接触球轴承有限元分析模型

2.1 几何模型的建立

本文研究的角接触球轴承的型号为 7014C,几何结构如图 2(a) 所示,几何参数如表 1 所示。由于轴承的倒角及倒圆角的结构对计算结果影响甚小,为简化网格划分,建模时将其忽略。应用 Pro/E 软件建立的角接触球轴承

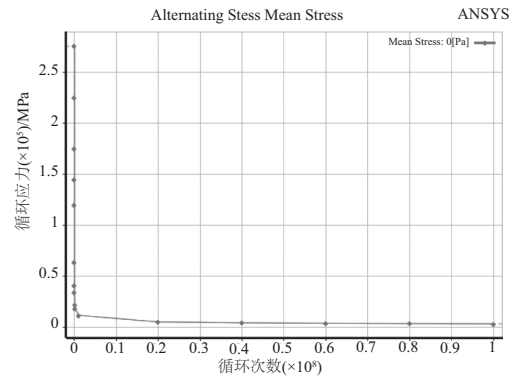


图 1 GCr15 轴承钢的 $S-N$ 曲线

模型后,将其导入到 Workbench 中进行网格划分。网格划分设置滚动体的单元尺寸为 1 mm,内、外圈的单元尺寸为 2 mm,采用自动化方法对轴承进行网格划分。自动化方法就是在四面体划分与扫掠划分之间自动切换,如果几何体不能被扫掠,程序自动生成四面体,反之则生成网格六面体。网格划分共产生 115 325 个单元和 225 258 个节点,划分后的模型如图 2(b) 所示。

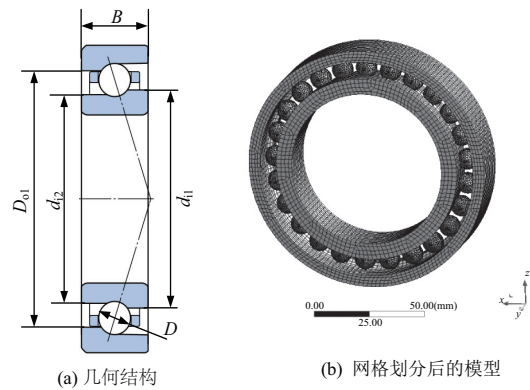


图 2 角接触球轴承

表 1 角接触球轴承几何参数

内圈外径/mm	内圈内径/mm	外圈外径/mm	外圈内径/mm	轴承节圆直径/mm	轴承宽度/mm	滚动体直径/mm	滚动体个数
81.6/84.3	70	110	90/95.3	90	20	9.52	25

2.2 材料属性设置

在 ANSYS Workbench 中对轴承材料的属性进行设置。本文研究的角接触球轴承内、外圈材料为 GCr15 轴承钢,弹性模量为 2.07×10^{11} Pa,泊松比为 0.3,密度 $\rho=7\ 830$ kg/m³。

2.3 接触特性设置

Workbench 具有出色的装配体自动分析功能,模型导入到 Workbench 后,自动生成 50 个接触对。根据轴承的实际工作情况,接触类型选取不对称摩擦接触,选取滚子的表面为接触面、滚道的表面为目标面。根据法向刚度的选择原则,在选取几组刚度进行试算并比较结果后,取法向刚度为 1。由于轴承滚动体与滚道之间的接触为摩擦

接触,所以接触算法选用增广拉格朗日算法。

2.4 边界条件及载荷的施加

如图 3 所示,根据轴承的安装和工作条件,在稳态温度分析模块中对轴承加载热载荷和热边界条件的设置如下:将发热量以热流率的形式加载到滚动体和滚道接触的内、外表面上;在内、外圈以及滚动体的外表面上加载热对流。

如图 4 所示,在静力学分析模块中采用了如下约束:为模拟轴承座对滚动轴承外圈的影响,约束轴承外圈外圆面上所有节点在 x, y, z 3 个方向的平动自由度;为模拟轴承在轴上的装配情况,分别约束外环与内环侧面所有节点在 x, y, z 3 个方向的平动自由度;为模拟保持架对滚珠的限制作用,在柱坐标系下约束每个滚动体与内外滚道接触

点连线上所有节点的轴向与周向自由度;为模拟重力对轴承的影响,对轴承整体施加重力加速度;为模拟内圈转动,对轴承内圈施加旋转速度;为模拟主轴通过轴肩将轴向力传递给轴承,在轴承内圈端面上施加载荷。

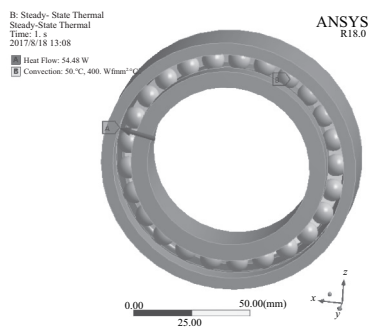


图3 稳态热分析边界条件的加载

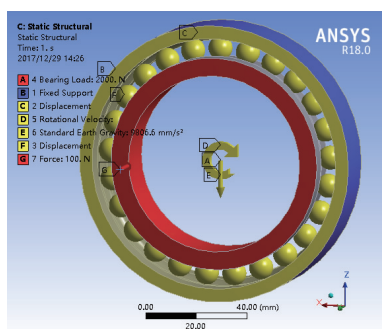


图4 接触分析边界条件的加载

3 有限元模拟结果与分析

3.1 热-应力耦合分析

工程应用中,热-应力耦合分析是一种常见的耦合分析,且热分析后得到的热载荷对滚动轴承静力结构分析的接触应力和接触应变有明显的影响。在进行热-应力耦合场下的接触分析时,设置工作温度值为 $36\text{ }^{\circ}\text{C}$,热膨胀系数为 $1.2\times 10^{-5}\text{ (1/k)}$,对流换热系数为 $400\text{ (W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$,径向载荷 $F_r=1\text{ }000\text{ N}$,轴向载荷 $F_a=5\text{ }000\text{ N}$,转速为 $6\text{ }000\text{ r/min}$ 。仿真分析后得到的轴承温度场分布如图5所示。由图可知,轴承在运转过程中最高温度为 $36.89\text{ }^{\circ}\text{C}$,出现在滚动体与内圈滚道接触处,且内圈温度高于外圈温度,这是由于外圈外表面上没有热源,且散热条件好于内圈。

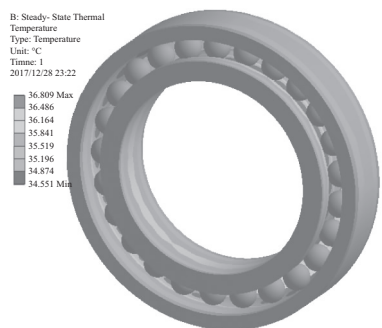
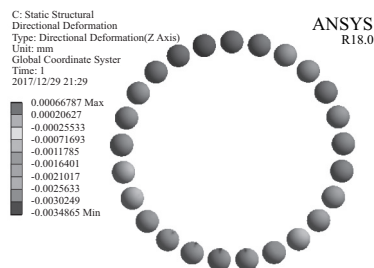
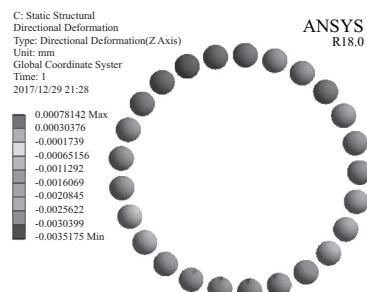


图5 轴承温度场分布

不考虑温度影响下的静力学分析和温度影响下的热-应力耦合场分析结果如图6-图8所示,考虑温度场后引起的误差如表2所示。由仿真结果可知,考虑温度场得到的轴承滚动体径向变形、滚动体等效应力、轴承接触应力均大于单一的结构分析。滚动体径向变形增大了 14.5% ,滚动体等效应力增大了 8.55% ,轴承接触应力增大了 8.45% ,而轴承的寿命减小了 27.08% 。这是由于温度产生的膨胀变形对应力和应变产生了较大的影响。

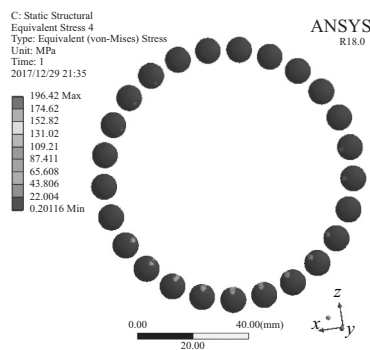


(a) 静力学仿真

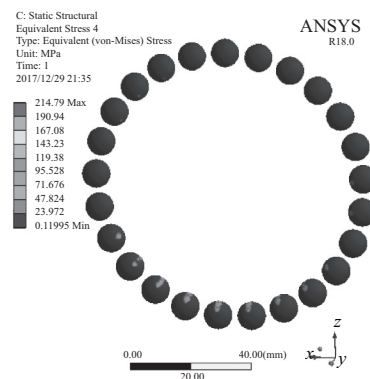


(b) 热-应力耦合场仿真

图6 滚动体径向变形云图

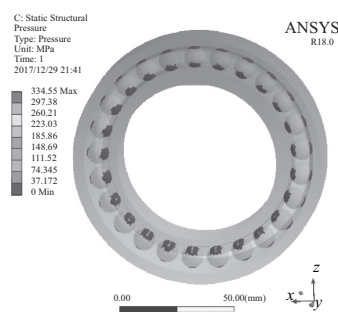


(a) 静力学仿真

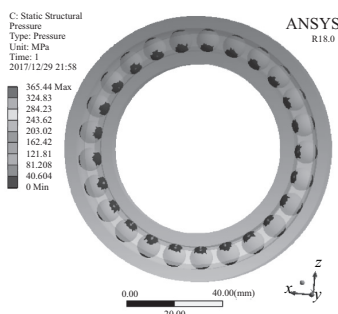


(b) 热-应力耦合场仿真

图7 滚动体等效应力云图



(a) 静力学仿真



(b) 热-应力耦合场仿真

图8 轴承接触应力云图

表2 考虑温度影响的应力分析结果对比

项目	静力学分析	热-应力耦合分析	变化百分比/(%)
滚动体径向变形/ μm	6.679	7.814	14.5
滚动体等效应力/MPa	196.42	214.79	8.55
轴承接触应力/MPa	334.55	365.44	8.45

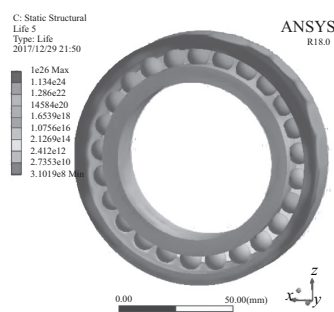
3.2 疲劳寿命分析

热-应力耦合分析完成后,添加 Fatigue Tool 模块。考虑到实际工况下的应力集中系数、表面质量系数、尺寸系数等因素的影响,设定它们的疲劳强度因子 $K_f = 0.8$;定义对称循环载荷以建立交互应力循环;定义应力寿命疲劳分析;定义 Von Mises 应力,以便和疲劳材料数据比较;设定其平均应力修正理论为 Goodman。得出在径向力 $F_r = 1000\text{ N}$ 、轴向载荷 $F_a = 500\text{ N}$ 时,轴承疲劳寿命云图如图9所示。

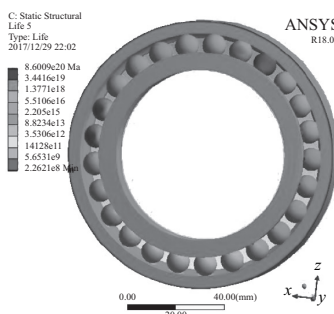
从图9中可以看出,轴承寿命的最小值的位置出现在径向力作用下的滚珠与内、外圈的接触处。不考虑温度影响下的轴承疲劳寿命分析,获得的轴承最小应力循环次数为 3.10×10^8 次;考虑温度影响的热-应力耦合场作用情况下,获得的轴承最小应力循环次数为 2.66×10^8 次。由此可以看出在热应力和轴承载荷共同作用下,相比不考虑温度影响时,最小寿命有所减小。这是由于温度产生的膨胀变形对应力和应变产生了较大的影响,导致轴承寿命有所降低。因此,在轴承的设计和分析时应考虑温度对轴承寿命的影响。

4 结语

本文基于有限元软件 ANSYS Workbench 对角接触球轴承进行了热-应力耦合作用下的接触疲劳寿命分析。对比分析了不考虑温度影响和考虑温度影响下的角接触



(a) 不考虑温度影响情况



(b) 热-应力耦合作用情况

图9 轴承疲劳寿命云图(循环次数)

球轴承滚动体径向变形、滚动体等效应力和轴承接触应力,分析结果表明考虑温度影响下的轴承变形和应力均有所增大。在此基础上,进行了不考虑温度影响下的轴承疲劳寿命分析以及考虑温度影响的热-应力耦合场作用情况下轴承疲劳寿命分析。分析结果表明,在热应力和轴承载荷共同作用下,相比不考虑温度影响时,最小寿命有所减小。因此,在轴承的设计和分析时应考虑温度对轴承寿命的影响。研究成果可为预测轴承的使用寿命提供参考。

参考文献:

- [1] 张小丽,王保建,马猛,等.滚动轴承寿命预测综述[J].机械设计与制造,2015(10):221-224.
- [2] 张小丽,陈雪峰,李兵,等.机械重大装备寿命预测综述[J].机械工程学报,2011,47(11):100-116.
- [3] 刘喆,王燕霜.滚动轴承温度场研究的现状和展望[J].机械传动,2010,34(3):88-91.
- [4] MAYR J, JEDRZEJEWSKI J, UHLMANN E, et al. Thermal issues in machine tools[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012, 61(2): 771-791.
- [5] 李涛,孔露露,张洪潮,等.典型切削机床能耗模型的研究现状及发展趋势[J].机械工程学报,2014,50(7):102-111.
- [6] 杨晓蔚.机床主轴轴承最新技术[J].轴承,2010(1):61-63.
- [7] 鄢建辉,李兴林,蒋万里,等.轴承疲劳寿命理论的新进展[J].轴承,2005(11):38-44.
- [8] 苗学问,王大伟,洪杰.滚动轴承寿命理论的发展[J].轴承,2008(3):47-52.
- [9] 孟光,尤明懿.基于状态监测的设备寿命预测与预防维护规划研究进展[J].振动与冲击,2011,30(8):1-11.
- [10] 方桂景,冯刚.输油臂中间回转轴承寿命预测[J].机械设计与制造,2011(6):54-56.
- [11] 姚卫星.结构疲劳寿命分析[M].北京:国防工业出版社,2004.

收稿日期:2019-01-07