

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.03.005

基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承摩擦热仿真研究

高琛¹, 许涛^{1,2}, 陈玉立¹, 郭强¹, 李建平¹

(1. 西安工程大学机电工程学院, 陕西西安 710600;
2. 西安工程大学西安市现代智能纺织装备重点实验室, 陕西西安 710049)

摘要:为探究角接触球轴承的生热和机械性能对其工作精度和使用寿命的影响,课题组基于 Palmgren 摩擦生热理论,建立了轴承热-结构耦合模型;利用 ANSYS Workbench 有限元仿真软件分析了不同转速和载荷对轴承温升的影响,求解出轴承零件的温度分布;将仿真结果与实验结果的变化趋势进行比较,验证理论模型的正确性,最后得到轴承的热特性规律。结果表明:随着内圈转速的加快和轴向载荷的增大,各部件的温度都会升高,其中滚珠的温度升高幅度最大;且转速对生热量和温升的影响更显著。该研究结果可为轴承结构的热优化设计提供参考。

关键词:角接触球轴承;摩擦生热;轴承热结构耦合;ANSYS Workbench;温度分布;热特性

中图分类号:TH133.33 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)03-0035-07

Friction Thermal Simulation of Angular Contact Ball Bearing Based on ANSYS Workbench

GAO Chen¹, XU Tao^{1,2}, CHEN Yuli¹, GUO Qiang¹, LI Jianping¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710600, China;

2. Xi'an Key Laboratory of Modern Intelligent Textile Equipment, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to investigate the influence of heat generation and mechanical properties of angular contact ball bearings on their working accuracy and service life, a coupling model of bearing thermal structure was established based on Palmgren friction heat generation theory. The influence of different rotational speeds and loads on bearing temperature rise were analyzed by ANSYS Workbench finite element simulation software, and the temperature distribution of bearing parts was solved. The variation trend of the simulation results and the experimental results were compared to verify the correctness of the theoretical model, and finally the thermal characteristics of the bearing were obtained. The results show that as the speed of the inner ring increases and the axial load increases, the temperature of each component increases, with the ball bearing having the largest temperature increase, and the influence of speed on heat generation and temperature rise is more significant. The results can provide reference for the thermal optimization design of bearing structure.

Keywords: angular contact ball bearing; frictional heat generation; bearing thermal structure coupling; ANSYS Workbench; temperature distribution; heat characteristic

收稿日期:2022-12-16;修回日期:2023-03-29

基金项目:陕西省科技厅自然科学基金面上项目(2019JM-417);陕西省自然科学基金资助项目(2019JM-310);广东省精密齿轮柔性制造装备技术企业重点实验室开放基金(2021B1212050012-05);西安市现代智能纺织装备重点实验室资助项目(2019220614SYS021CG043)。

第一作者简介:高琛(1997),男,湖北武汉人,硕士研究生,主要研究方向为轴承-转子系统有限元仿真。E-mail:986914666@qq.com

轴承发热不可避免,滚动轴承在高速运转时其元件因摩擦产生热量,如果该热量不能有效排出,那么轴承将因过热而失效。因此,在轴承的应用中,提前了解轴承的发热源头及温度场分布尤为重要。西安交通大学的米维等^[1]通过实时修正因热源而改变的热边界条件,建立了轴系瞬态热网络模型,可更准确地预测零部件的节点温升情况。Takabi等^[2]对轴承的摩擦发热以及传热机理进行了分析,建立多处热节点的热网络模型,并使用显式 Runge-Kutta 方法求解热平衡方程得到轴承内部的温度场的分布情况,为研究温度对轴承性能的影响提供了参考。Zahedi等^[3]提出了轴承和主轴系统的瞬态热网络模型,并分析了主轴系统的温度分布。Than等^[4]建立了高速轴承和主轴系统的二维有限元模型,并根据实验测量的2点温度校正了发热参数。Gao等^[5]基于双转子系统的非线性动力学特性,研究了轴间轴承的热行为,结果表明转速对温度和非线性热行为均有显著影响,其他动态参数主要影响非线性热行为,而热参数仅影响温度。Yan等^[6]忽略笼子,使用局部方法计算摩擦热,建立了轴承顺序耦合有限元模型,并分析了温度场分布。宋男^[7]采用 ANSYS 建立了高速轴承摩擦生热的计算模型,通过对比赫兹理论解的方式验证模型的正确性,同时分析了轴承温度场分布规律及其影响因素。李振峰等^[8]用热网络法建立轴承稳态温度计算模型,求解不同转速、载荷和润滑油温度下轴承温度及整体生热量。安佳琦^[9]基于瞬态热分析有限元模型对轴承温度场进行随机可靠性分析,并通过热诱导可靠性分析得到热流对轴承各元件温度值的敏感度。Rabreau等^[10]利用专用试验台的热-结构耦合模型,研究了不同运动学假设下的轴承产热行为。Wang等^[11]以动力学和 Palmgren 摩擦生热理论为基础,建立轴承的热-结构完全耦合模型,对其动态参数、温度和动刚度进行分析,得到轴承的力学和热特性规律。

国内外学者在不同工况下对轴承生热理论研究较为丰富,但仅凭经验公式和计算热网络模型温度节点求解出来的结果仍不能精确反映实际工况,存在较大误差^[12]。课题组以平模枪钻角接触球轴承为研究对象,基于 Palmgren 摩擦生热理论,在 ANSYS Workbench 中建立轴承系统热-结构耦合模型,仿真了

不同转速和外部激励下的轴承温升变化规律。课题组的研究为后续继续优化轴承加工提供了参考。

1 轴承的生热与传热

1.1 轴承摩擦生热量

滚动轴承的发热主要由摩擦力矩产生,由 Palmgren 的经验公式可知摩擦力矩分为3类:润滑物的黏性摩擦引起的摩擦力矩 M_v 、滚动体自旋引起的摩擦力矩 M_{si} 和外部载荷引起的摩擦力矩 M_f , 计算式分别为^[13]:

$$M_f = f_1 P_1 d_m. \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} M_v &= 10^{-7} f_o (vn)^{\frac{2}{3}} d_m^3, vn \geq 2000; \\ M_v &= 160 \times 10^{-7} f_o d_m^3, vn < 2000. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$M_{si} = \frac{3\mu Q_1 \alpha_i \Pi_i}{8}. \quad (3)$$

式中: P_1 为轴承当量动载荷; f_1 为轴承结构和对其施加的载荷有关的系数; d_m 为轴承节圆直径; n 为轴承转速; μ 为滚动体与内、外圈滚道之间的摩擦因数; f_o 为与轴承类型和润滑方式有关的系数,可通过查表获得; α_i 为内圈接触角; v 为在工作温度下的润滑物运动黏度; Π_i 为滚动体与内、外圈滚道接触椭圆有关的第二类椭圆积分。

为了细化研究生热机理,此处采用局部生热公式,其中第 j 个滚珠在接触椭圆区域内产生的摩擦力矩为:

$$M_{ij} = \frac{1}{2Z} \cdot \frac{D_b}{d_i} (M_v + M_f); \quad (4)$$

$$M_{oj} = \frac{1}{2Z} \cdot \frac{D_b}{d_o} (M_v + M_f). \quad (5)$$

式中: M_{ij} , M_{oj} 分别为第 j 个滚珠在轴承内、外圈上的摩擦力矩, $N \cdot mm$; D_b 为轴承滚珠直径; Z 为轴承滚珠个数; d_i 和 d_o 分别为轴承内、外圈沟底直径, mm 。

课题组基于外沟道控制理论,即轴承外圈固定,内圈高速运转,故第 j 个滚动体在内、外圈滚道接触时所产生的摩擦热量 H_{ij} , H_{oj} 可表示为:

$$H_{ij} = \omega_{roll} M_{ij} + \omega_{si} M_{si}; \quad (6)$$

$$H_{oj} = \omega_{roll} M_{oj}. \quad (7)$$

式中: ω_{roll} 与 ω_{si} 分别为滚动体相对于外圈滚道、内圈滚道的滚动角速度, rad/s 。

1.2 对流换热系数确定

角接触球轴承发热量集中在滚珠与内、外圈的接触区域,轴承内产生的热量主要通过热传导和热对流的方式传递,因此热辐射的影响可以忽略。滚珠与轴承内外圈滚道摩擦产生的热量分别传导到转子和轴承座上,再与空气进行热对流交换,轴承热传递如图 1 所示。

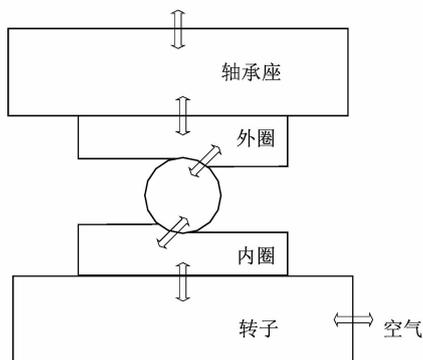


图 1 轴承热传递

Figure 1 Bearing heat transfer

$$h_1 = 0.0986 \left[\frac{n}{v_1} \left(1 - \frac{D_b \cos \alpha}{d_m} \right) \right]^{\frac{1}{2}} k Pr^{\frac{1}{3}}; \quad (8)$$

$$h_2 = \begin{cases} 0.3(T - T_\alpha)^{0.25}, & \text{自然对流;} \\ 0.3 \frac{k_\alpha}{D_o} Re^{0.57}, & \text{受迫对流;} \end{cases} \quad (9)$$

$$h_3 = 0.11 \frac{k}{d_i} (0.52 Re^2 Pr)^{0.35}. \quad (10)$$

式中: $Re = \pi \omega d_i^2 / v_2$; v_1 为润滑物运动黏度; α 为轴承初始接触角; k 为热导率; Pr 为普朗特数; T 为轴承部件温度; T_α 为环境温度; D_o 为轴承外圈直径; k_α 为空气导热系数; ω 为轴承内圈旋转的角速度; d_i 为轴承内圈直径; v_2 为空气运动黏度。

由于轴承腔体内部表面的润滑油强迫对流,用式(8)计算对流换热系数 h_1 ^{[14][184]}; 式(9)为轴承外圈外表面与空气间对流换热系数 h_2 ^[15] 计算式; 式(10)为轴承内圈内表面与空气间的对流换热系数 h_3 ^{[14][184]} 的计算式; 其余表面对流换热系数均按 $h_1/3$ ^[16] 确定。

式(8)~(10)中: D_o , d_m , D_b , d_i , d_o 均为角接触球轴承的几何参数,如图 2 所示。

2 轴承非线性动态有限元模型

2.1 几何建模

以 7906C 型角接触球轴承为例进行研究。滚珠

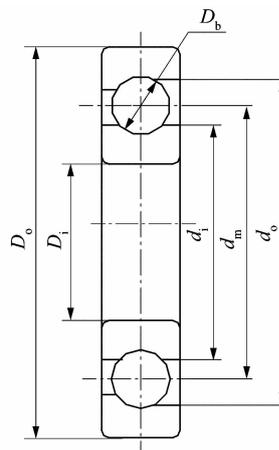


图 2 角接触球轴承基本参数

Figure 2 Basic parameters of angular contact ball bearing

采用扫掠网格划分,运用 SolidWorks 软件建立角接触球轴承模型并给滚珠切分区域便于导入 Workbench 中进行六面体网格划分,网格划分共产生 36 836 个单元和 44 374 个节点。网格划分后的轴承实体模型如图 3 所示。

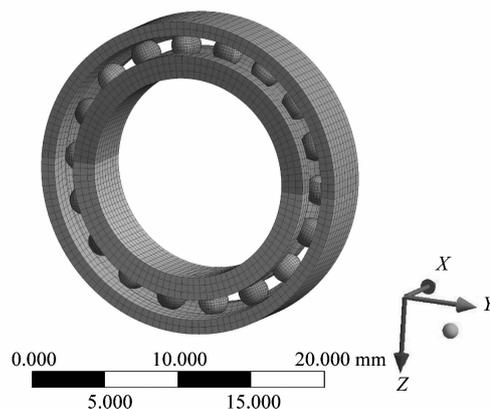


图 3 网格划分后的滚动轴承实体模型

Figure 3 Solid model of rolling bearing after meshing

针对角接触球轴承本身强烈的非线性特点,为了方便仿真摩擦生热效果,作出以下假设和简化:

1) 为减小应力集中,提高网格质量,删去轴承内、外圈的过渡圆角及倒角。

2) 保持架可约束各滚珠之间相对位置,使轴承正常运行,但在有限元分析中,为了简化模型,提高运行效率,仿真时可删去。

3) 忽略轴承中游隙和油膜的影响。

将简化处理后的模型保存为 x_t 格式,以便导入 ANSYS Workbench 中做仿真处理。因为设备所用到的

轴承、转子材料参数接近,这里统一用结构钢表示,具体参数如表 1 所示。

表 1 7906C 型角接触球轴承结构及材料参数

Table 1 Structure and material parameters of angular contact ball bearing

外圈直径 D_o / mm	内圈直径 D_i / mm	宽度 B / mm	滚珠体数 Z	滚珠直径 D_b / mm	节圆直径 d_m / mm	初始接触角 α_0 / ($^\circ$)	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	热膨胀系数 $\times 10^{-5}/(\text{K}^{-1})$	比热容/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	导热系数/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
47	30	9	18	4.42	38.5	15	7 850	200	0.3	1.2	434	60.5

2.2 约束和边界条件

滚珠轴承的动力学仿真分析是个复杂的非线性问题,为使仿真结果更准确且易于收敛,需对模型边界条件和载荷采取以下设定:

1) 轴承转动时各组件之间的接触采用面面接触,将轴承内、外圈滚道定义为目标面,滚珠表面定义为接触面。

2) 每个轴承设定 36 个接触对,类型主要分为滚动体与内圈滚道的摩擦接触、滚动体与外圈滚道的摩擦接触,接触算法选用增广拉格朗日算法。根据热弹流润滑理论,设定滚动体与内外圈滚道之间的静摩擦因数均为 0.3,动摩擦因数均为 0.15。

3) 热对流系数设定为 $15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$,选中与空气接触的面区域,初始温度设置为 22 C° 。

4) 对轴承外圈施加 fix support 全约束固定,remote displacement 位移约束中释放内圈轴向旋转的自由度;轴向施加 200 N 初始预紧力,以均布力的形式作用于轴承外圈;径向施加局部激励载荷;轴承内圈添加 joint 转动副,并给予转速,使得轴承内圈转动。以此来模拟角接触球轴承在特定载荷和转速下的温度分布和位移变化情况。

5) 将摩擦热量以热流率形式 1:1 分配给滚动体和滚道。

轴承边界条件如图 4 所示。

3 仿真及实验结果

3.1 轴承温度场分析

在瞬态动力学模块对轴承外圈施加 350 N 轴向力,并在内圈加载 2 000 ~ 10 000 r/min 的转速,其中轴承在 10 000 r/min 的转速下各部件温度云图如图 5 所示。

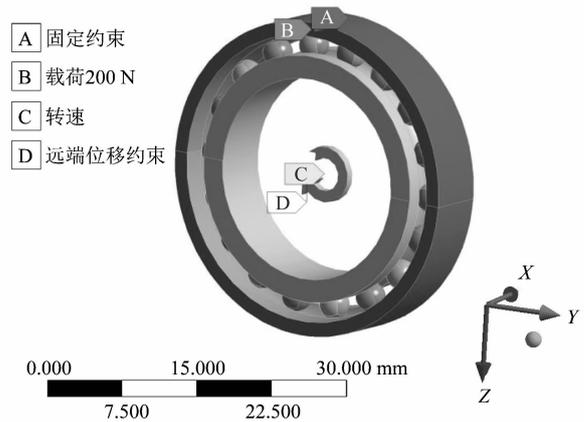
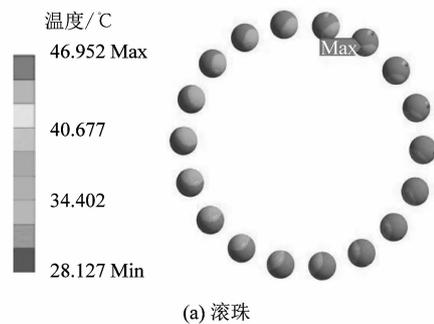
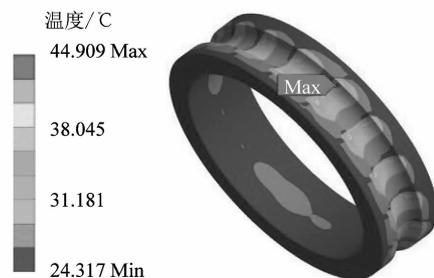


图 4 轴承边界条件

Figure 4 Boundary conditions of bearing



(a) 滚珠



(b) 内圈

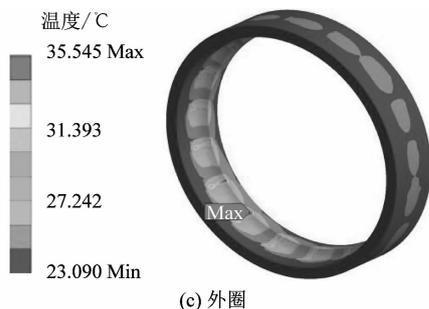


图5 转速为 10 000 r/min 时角接触球轴承温度云图

Figure 5 Temperature nephogram of angular contact ball bearing at speed of 10 000 r/min

由图 5 可知轴承的最高温度出现在滚珠与滚道相接触的区域,这是由于轴承在高速运转中产生离心力,使滚珠与滚道间产生摩擦,热源由此产生。温度分布中滚珠温度最高,内圈次之,外圈温度最低。这是因为滚珠外表面被油脂包裹,散热条件差,减缓了热量传递的速度;轴承内圈滚道与滚珠接触处存在自旋摩擦,产生的热量多于外圈;外圈的散热面积大于内圈,可与空气热对流消耗热量。

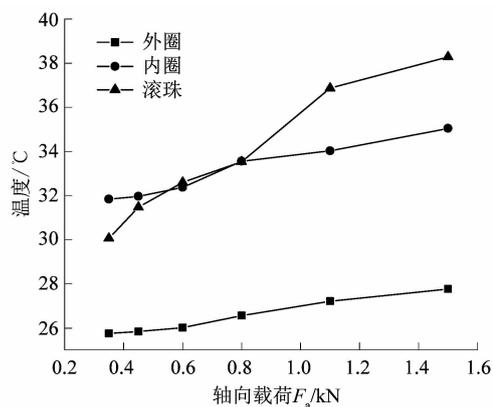
为进一步研究轴向力对温度场的影响,在轴承外圈逐步施加 350 ~ 1 500 N 载荷,图 6 所示为转速与轴向载荷联合影响下轴承的温度变化情况。

从图 6 可以看出,随着轴向载荷的增大,轴承各零部件温度升高,这是因为轴向载荷促使滚珠与内圈沟道的接触力变大,摩擦力矩也变大,导致轴承温度升高;在 3 种转速下外圈温度始终低于滚珠和内圈;在低转速时温升变化不是很稳定,到了 800 N 才开始区分开来,且整体上滚珠与内圈的温升最显著;而随着转速增大,整体温度也逐步升高,同为轴向载荷 350 N,转速从 2 000 r/min 增加到 10 000 r/min 时,外圈温度从 25.746 °C 升到 35.545 °C,内圈从 31.833 °C 升到 44.909 °C,滚珠则从 30.062 °C 升到 46.952 °C,可见轴承温升对转速的变化更为敏感。

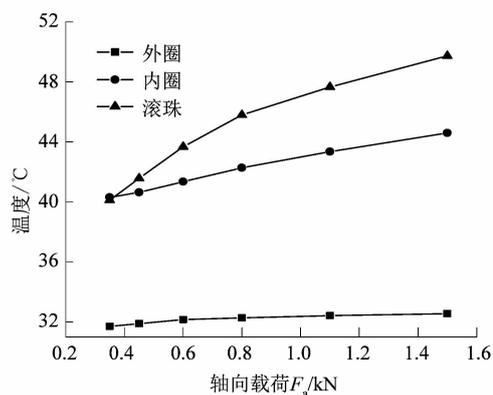
3.2 实验中转速对轴承温度的影响

平模枪钻在安装时就已施加一定的轴向预紧力,通过旋转电机驱动,实验台如图 7 所示。

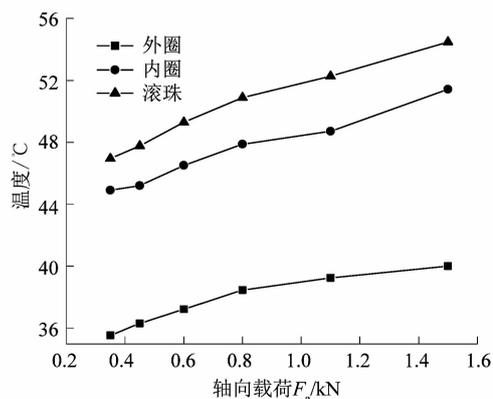
实验采用 ZTW0503C 工业红外线测温仪,将 K 型探头贴在轴承外壳处,因轴承外圈与轴承座外壳相连,



(a) 转速 2 000 r/min



(b) 转速 6 000 r/min



(c) 转速 10 000 r/min

图 6 不同轴向载荷、不同转速下的轴承温度变化

Figure 6 Bearing temperature rise under different coaxial loads and different speeds

这里就直接测量轴承的外壳温度。测温仪的测温范围在 $-50 \sim 580$ °C,测温精度维持在 $\pm 1.5\%$ 。试验的轴向载荷为 350 N,转速通过数控面板控制,试验转速范围为 5 000 ~ 10 000 r/min,每组实验测试时长为 2.5 h,待温度达到稳态后记录结果,记录结果如图 8 所示。

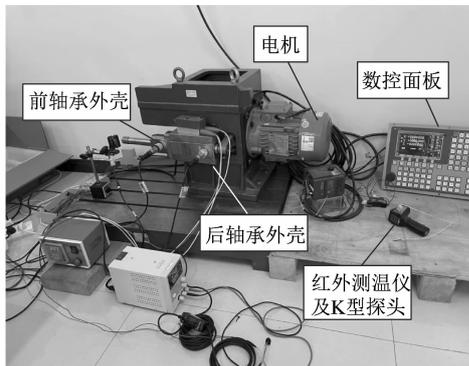


图7 实验平台

Figure 7 Experimental platform

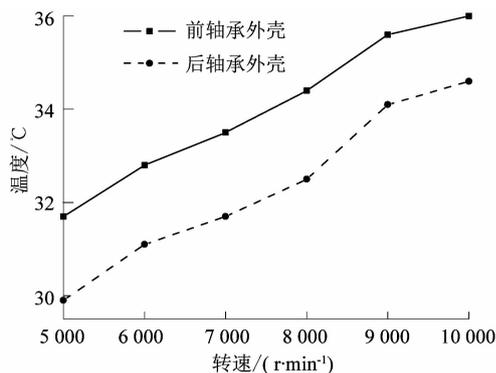


图8 不同转速前、后轴承壳体处温度

Figure 8 Temperature of front and rear bearing shells at different speeds

由图8可知,轴承的外壳温度随转速增加而逐步升高。将试验获得的数据与有限元仿真结果对比,发现在10 000 r/min时,角接触球轴承外壳温度为36.000 °C,比仿真数据大0.455 °C,误差为1.26%。出现误差的原因如下:①因为对仿真模型进行了简化;②仿真中设置的热对流系数与实际环境有偏差;③温度通过外圈传递到轴承座的过程中消耗了部分能量。不过总体上温度的模拟值与实验值比较接近,误差在可接受的范围内。

4 结论

为了分析高速角接触球轴承的生热特性,课题组基于摩擦生热理论,建立了高速角接触球轴承有限元热-结构耦合模型。分析了不同转速及载荷影响下的轴承各零件温度场变化。将仿真结果与实验结果进行比较,获得高速运行下的轴承热特性规律。主要结论如下:

1) 轴承摩擦生热主要来源于转速和轴向载荷,且转速对温升的影响更大。内圈转速增加导致各部件温度升高,热量主要集中在滚珠与内外圈滚道接触区域。因轴承在高速运转时滚珠受陀螺力矩与离心力的影响,增强了接触面的摩擦,而外圈散热性较好,使最终的外圈温度低于内圈和滚珠。

2) 随着轴向载荷的增加,轴承摩擦力矩增大,导致生热量增多。

针对轴承温度升高会严重影响其服役时长和工作性能的问题,课题组构建的模型可调节高速角接触球轴承轴向预紧力及转速的最佳范围来控制轴承温升。实验结果证明仿真效果误差较小,可为轴承热优化方案提供参考。

参考文献:

- [1] 米维,闫柯,吴文武,等.考虑热-变形耦合的主轴-轴承系统瞬态热特性分析[J].西安交通大学学报,2015,49(8):52-57.
- [2] TAKABI J, KHONSARI M M. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings[J]. Tribology International, 2013, 60: 93-103.
- [3] ZAHEDI A, MOVAHHEDI M R. Thermo-mechanical modeling of high speed spindles[J]. Scientia Iranica, 2012, 19(2): 282-293.
- [4] THAN V, WANG C C, NGO T T, et al. Estimating time-varying heat sources in a high speed spindle based on two measurement temperatures[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 111: 50-65.
- [5] GAO P, CHEN Y S, HOU L. Nonlinear thermal behaviors of the inter-shaft bearing in a dual-rotor system subjected to the dynamic load[J]. Nonlinear Dynamics, 2020, 101(1): 191-209.
- [6] YAN B, YAN K, ZHANG P, et al. Numerical simulation on the stress distribution of high speed angular contact rolling bearing[C]//2017 IEEE 7th Annual International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER). Hawaii, USA: IEEE, 2017: 317-320.
- [7] 宋男.结合自旋生热的高速角接触球轴承温度场及热-应力耦合分析[D].长春:吉林大学,2017:33-55.
- [8] 李振峰,沈锦龙,季佳伟,等.高速角接触球轴承稳态温度场的数值模拟及实验研究[J].润滑与密封,2021,46(1):48.
- [9] 安佳琦.角接触球轴承热结构耦合分析[D].沈阳:沈阳化工大学,2020:48-57.
- [10] RABREAU C, KEKULA J, RITOU M, et al. Influence of bearing kinematics hypotheses on ball bearing heat generation[J]. Procedia CIRP, 2018, 77: 625.

(下转第48页)