

文章编号:1009-3087(2014)04-0189-10

角接触球轴承热力学耦合模型与分析方法

胡 腾,殷国富*,邓聪颖

(四川大学 制造科学与工程学院,四川 成都 610065)

摘 要:角接触球轴承运行时,其力学性能与热态特性之间存在高度耦合与交互,轴承热预紧力在这一过程中起着桥梁连接作用。在研究角接触球轴承非线性力学性能与热效应耦合机制的过程中,分析结合面接触热阻、油气润滑及周边组件换热等边界条件对轴承热态特性的影响,提出了一种角接触球轴承热力学耦合分析方法,并基于多软件协同计算平台建立轴承热力学耦合模型。在轴承实验平台上,借助热巡检仪,利用轴承套表面开设的测温工艺孔实施温度实验,对轴承热力学耦合模型的仿真计算结果进行了验证。该模型可用于预测角接触球轴承在不同转速下热预紧力的变化规律,分析比较热预紧力对轴承运行刚度的影响。

关键词:角接触球轴承;热力学耦合模型;接触热阻;热预紧力;运行刚度

中图分类号:TH131

文献标志码:A

Integrated Thermo-mechanical Model and Analysis of Angular Contact Ball Bearing

HU Teng, YIN Guofu*, DENG Congying

(School of Manufacturing Sci. and Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

Abstract: The thermal and mechanical behaviors of running angular contact ball bearings (ACBB) are highly coupled. They are connected by a temperature induced force which is so-called thermal preload. An approach to analyze ACBB thermo-mechanical coupling behaviors was proposed. An integrated ACBB thermo-mechanical model was created based on multi-software collaborative computing platform. Effects of comprehensive thermal boundary conditions like joints thermal contact resistance, oil-air lubrication and the bearing surroundings convection on the ACBB thermal behaviors were investigated by using this integrated model. Temperature tests were performed on the bearing experimentation platform. The analytical model was validated by the virtue of temperature inspecting instrument through the temperature-measuring-hole that is fabricated on the bearing housing. Variation principles of ACBB thermal preloads under the different rotational velocities and initial preloads were studied, and effects of thermal preloads on the ACBB operational stiffness were analyzed.

Key words: angular contact ball bearing (ACBB); integrated thermo-mechanical model; thermal contact resistance; thermal preload; operational stiffness

为应对日趋苛刻的现代高速加工工艺要求,角接触球轴承必须具备卓越的性能和优良的可靠性。角接触球轴承具有摩擦力小、能耗低等优点,是高速加工装备设计过程中支撑部件的首选。然而在极端工作条件下,角接触球轴承往往承担着较高的失效风险。研究表明,角接触球轴承的热态特性会显著改变其力学特性,而轴承力学特性又决定着其生热

机制与热边界条件,在这一耦合交互过程中,热预紧力则起着至关重要的桥梁连接作用^[1]。为了系统考察角接触球轴承处于运行状态时的性能,以确保其可靠稳定地工作,建立角接触球轴承热力学耦合模型是十分必要的。

在滚动轴承非线性力学性能研究方面,Harris^[2]在Palmgren^[3]和Jones^[4-5]的基础上完善并发展了

收稿日期:2014-01-24

基金项目:国家科技重大专项项目资助(2013ZX04005-012)

作者简介:胡 腾(1982—),男,博士生.研究方向:机床功能部件综合性能. E-mail:hu. t. scu@gmail. com

* 通信联系人 E-mail:gfyin@scu.edu.cn

http://jsuese.scu.edu.cn

滚动轴承的拟动力学分析理论,使之成为目前绝大多数滚动轴承非线性分析模型的首选;DeMul 等^[6]则将球轴承的力学方程表达为矩阵方式,最终轴承的刚度亦非单一数值,而是一个 Jacobian 矩阵。但该模型由于忽略了摩擦力,因此并未考虑滚动体的陀螺力矩。近年来,Zverv 等^[7]研究了滚动轴承在高转速和高预紧状态下的弹性变形问题,为主轴单元设计时轴承的选型提供了准则;Kang 等^[8-9]在改进了 Harris 的分析模型后,利用有限单元法、曲线拟合技术及人工神经网络模型,研究了深沟球轴承的 Hertzian 接触问题,计算了滚动轴承的运行刚度;Jedrzejewski 等^[10]亦在 Harris 的基础上,着重分析了离心力和陀螺力矩效应对角接触球轴承刚度及变形的影响规律;Ozturk 等^[11]研究了不同预紧状态如何改变其动力学特性;赵春江等^[12]利用 2 个首尾相连的二力杆有限元模型研究了角接触球轴承动态特性,且针对轴承基本方程的解算方法进行了改进;杨佐卫等^[13]研究了转速、初始预紧力等因素对轴承运行刚度的影响规律。

在轴承热态特性研究方面,Bossmanns 等^[14]借鉴了 Harris 对球轴承发热机理的研究成果,在此基础上基于有限差分法建立了主轴系统热态特性分析模型;Wu 等^[15]针对机床滚珠丝杠的轴承建立了热态特性模型;Lin 等^[16]在 Bossmanns 的轴承热模型基础上,充分考虑圈套和滚动体的热膨胀,采用顺序耦合的方式协同分析了球轴承热机耦合性能,并计算了热预紧;Lee 等^[17]在建立球轴承分析模型时考虑了滚动体与圈套之间的接触热阻,使得轴承热边界条件较为完备,但忽略了自旋滑动引起的摩擦生热,轴承生热机制的讨论并不全面;陈小安等^[18]较为全面地分析了轴承的生热机制,但对轴承的热边界条件进行了较大简化,忽略了接触热阻。杨庆东等^[19]根据金属材料的热膨胀特性,提出了轴承预紧力自动调节的方法,但并未考虑全面的轴承生热机制,忽略了自旋摩擦生热。

不难看出,针对轴承进行力学性能研究时,忽略其力学性能和热态特性之间的耦合与交互是不合理的。为此,作者在充分考虑轴承非线性力学特性、全面的生热机制以及完备的热边界条件的前提下,提出了角接触球轴承热力学耦合分析方法,基于多软件协同计算平台建立了轴承热力学耦合模型。在轴承实验台上,利用热巡检仪实施了轴承温度实验,对耦合模型的仿真计算结果进行了验证。在该基础上,研究了热预紧力的变化规律,分析了热预紧力对

轴承运行刚度的影响,对于系统研究轴承运行状态下的力学特性具有一定的理论价值。

1 角接触球轴承热力学耦合分析方法

角接触球轴承热力学耦合拓扑关系如图 1 所示。

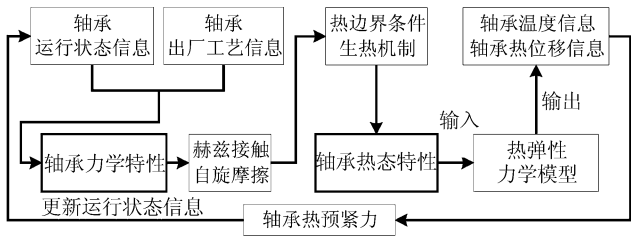


图 1 角接触球轴承热力学耦合拓扑结构
Fig. 1 Topology of ACBB integrated thermo-mechanical relationship

根据图 1 所示的拓扑结构,提出了角接触球轴承热力学耦合分析方法,该方法的分析步骤为:

- Step1:建立轴承非线性力学模型,并计算得到滚动体赫兹接触椭圆、自旋速度等;
- Step2:计算轴承生热量与热边界条件;
- Step3:建立轴承热弹性力学模型,并计算轴承温度与热位移;
- Step4:计算轴承热预紧力,并更新轴承运行状态信息;
- Step5:重复 Step1 ~ Step4,直至轴承温度、热位移及热预紧力到达收敛准则;
- Step6:输出轴承最终预紧力、运行刚度等信息。

综上不难看出,角接触球轴承热力学耦合模型是由若干子模型共同构成的,如图 2 所示,即:非线性力学模型、生热模型、热边界条件计算模型、热弹性力学模型以及热预紧力计算模型。下面,将逐一建立上述子模型,并形成最终轴承热力学耦合模型。

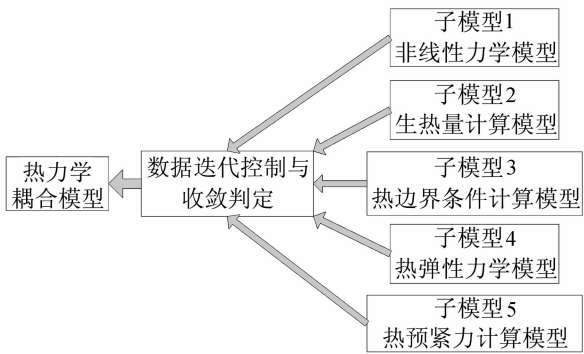


图 2 角接触球轴承热力学耦合模型
Fig. 2 ACBB integrated thermo-mechanical model

2 角接触球轴承非线性力学模型

2.1 角接触球轴承的 Hertzian 接触

由 Hertzian 接触理论^[2]可知,滚动体和内、外圈之间的 Hertzian 接触有如下关系:

$$Q_{ij} = k_{ij} \delta_{ij}^{1.5}, Q_{ej} = k_{ej} \delta_{ej}^{1.5} \quad (1)$$

式中, Q_{ij} 、 Q_{ej} 分别为第 j 个滚动体与内、外圈的接触力, k_{ij} 、 k_{ej} 分别为第 j 个滚动体与内、外圈的赫兹接触系数, δ_{ij} 、 δ_{ej} 分别为第 j 个滚动体与内、外圈的接触变形。

式(1)中 Q 对 δ 求导, 则不难求得球与内、外圈的接触刚度:

$$K_{ij}^B = 1.5 k_{ij} \delta_{ij}^{0.5}, K_{ej}^B = 1.5 k_{ej} \delta_{ej}^{0.5} \quad (2)$$

式中, K_{ij}^B 、 K_{ej}^B 分别为第 j 个滚动体与内、外圈的接触刚度。

2.2 角接触球轴承的变形协调和受力平衡

从微观的角度来看,角接触球轴承在高速旋转时,由于离心力的作用会导致内圈接触角增大,同时外圈接触角减小。高速时,不失一般性的假设外圈曲率中心固定,因此有如图 3 所示的轴承内部变形协调关系。图中, α_0 为初始接触角, α_{ij} 和 α_{ej} 分别为运行状态下滚动体与内、外圈接触角, D 为滚动体直径。

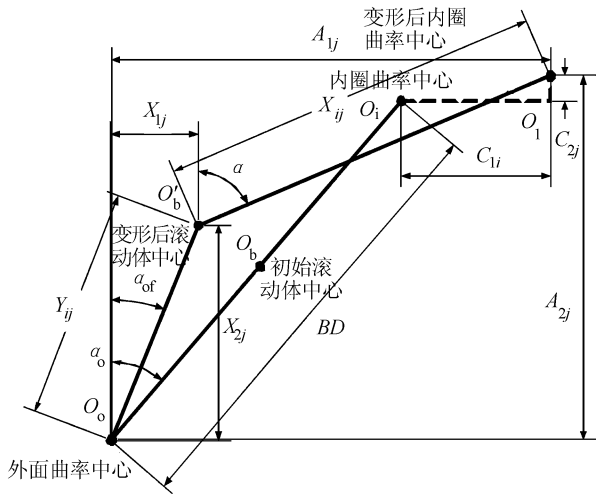


图 3 变形协调关系

Fig.3 Deformation relationship between ball and rings
此外,高速时滚动体受到离心力和陀螺力矩的作用,故有如图 4 所示的滚动体受力分析。图中, F_{oj} 和 M_{gj} 分别为离心力陀螺力矩, Q_{ij} 和 Q_{ej} 分别为滚动体与内、外圈的接触载荷。结合图 5 所示滚动轴承方位角示意图(图中, ψ_j 为第 j 个滚动体的方位角),就可建立轴承宏观整体受力平衡方程。

利用 Newton-Raphson 迭代法求解轴承基本方程,计算流程如图 6 所示,最终可得其轴向、径向运

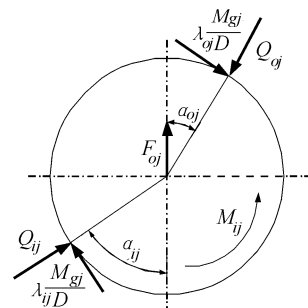


图 4 滚动体受力分析

Fig.4 Mechanics analysis

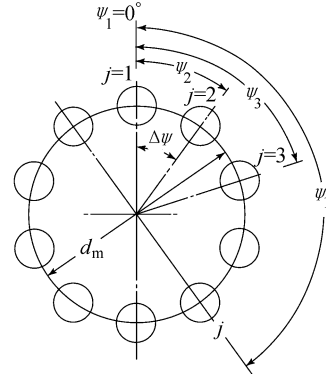


图 5 滚动轴承方位角示意图

Fig.5 Azimuth of ACBB of rolling element

行刚度。由于篇幅受限,轴承基本方程及图 3~6 中相关符号可参考文献^[20]。

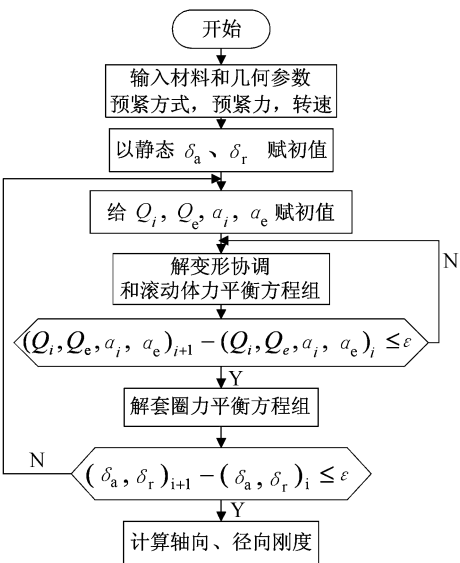


图 6 角接触球轴承运行刚度计算流程

Fig.6 Acquisition procedure of ACBB operational stiffness

3 角接触球轴承生热机制与热边界条件

3.1 角接触球轴承的生热机制

轴承滚动体与内外圈道之间的摩擦生热是轴承能量损失的度量^[2], Palmgren 认为轴承总摩擦力矩

可表达为:

$$M_{\text{total}} = M_l + M_v + M_s \quad (3)$$

式中, M_l 、 M_v 和 M_s 分别为与载荷相关的摩擦力矩、与润滑流体粘性相关的摩擦力矩以及滚动体自旋滑动相关的摩擦力矩。各摩擦力矩计算方法可参考文献[2]。

因此,可将轴承生热表达为摩擦力矩和转速的函数,即:

$$Q = \frac{2\pi}{60} n (M_l + M_v) + \sum_{j=1}^Z M_{sj} \omega_{sj} \quad (4)$$

式中, ω_{sj} 为第 j 个滚动体的自旋速度, Z 为滚动体个数。

3.2 角接触球轴承的热边界条件

滚动轴承内部及其周边组件的传热机理主要表现为热传导和对流换热,如图 7 所示。具体表现在:

1) 滚动体与圈道之间的热传导、圈道与轴承套及转子之间的热传导;

2) 轴承与润滑流体之间的强制对流、轴承套及转子与环境流体的对流。

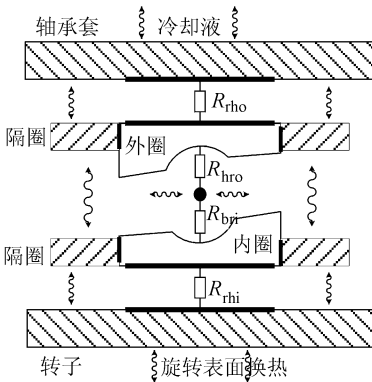


图 7 轴承热边界条件示意图

Fig.7 ACBB thermal boundary conditions

1) 滚动体与圈道之间的接触热阻

滚动体与圈道之间的接触热阻依赖于二者 Hertzian 接触面积,在转速不变的情况下,接触面积由轴承预紧力确定。利用第 2 节所建立的轴承非线性力学模型计算得到接触椭圆长(a)、短半轴,进而通过式(5)求得滚动体与圈道之间的接触热阻^[21]:

$$R = \frac{\psi}{4\lambda_1 a} + \frac{\psi}{4\lambda_2 a} \quad (5)$$

式中: ψ 为几何因子,与接触面积相关; λ_1 、 λ_2 分别为滚动体和圈道的热传导系数, R 为接触热阻,其倒数 R^{-1} 为接触热导。

2) 轴承外圈与轴承套之间的热传导系数

轴承外圈与轴承套之间的结合部为过渡配合,结合面接触热导 h_c 为:

$$h_c = \frac{1}{h_{\text{ring}}/\lambda_{\text{ring}} + h_{\text{gap}}/\lambda_{\text{air}}} \cdot A \quad (6)$$

式中: λ_{ring} 、 λ_{air} 分别为轴承外圈和气隙介质的热传导系数; A 为轴承外圈之外表面积; h_{ring} 为外圈厚度, h_{gap} 为周向气隙厚度。

3) 轴承内圈与转子之间的接触热阻

内圈与转子之间为过盈配合,过盈量 $10 \mu\text{m}$ 。基于文献[22]所论述的分形接触模型,可计算内圈与转子之间的接触热阻 R :

$$R = \frac{1}{A h_c} \quad (7)$$

$$h_c = \frac{1}{L_g} \cdot A_r^* \cdot \frac{2\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (8)$$

式中, λ_1 、 λ_2 分别为轴承内圈和转子的导热系数, A_r^* 为无量纲实际接触面积, A 为名义接触面积, L_g 为结合面间空隙空间厚度。

4) 其他热边界条件

角接触球轴承其他热边界条件,如轴承套冷却液对流换热、油气润滑对流换热等计算方法可参考文献[14]。

4 角接触球轴承热弹性力学模型

4.1 弹性力学有限元格式

由弹性力学变分原理^[23]可建立弹性力学有限单元方程:

$$\mathbf{K}_e \mathbf{u} = \mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{F}_e^{\text{pr}} + \mathbf{F}_e^{\text{nd}} + \mathbf{F}_e^{\text{th}} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{u}$ 为结点位移向量; $\mathbf{K}_e$ 为单元刚度矩阵; $\mathbf{M}_e$ 为单元质量矩阵; 方程右边后 3 项分别为作用在单元上的面载荷向量、作用在单元结点上的点载荷向量和单元热载荷向量。

4.2 传热学有限元格式

若定义列向量 $\mathbf{T}_e$ 为结点温度向量,则可将热传导有限元方程写为^[23]:

$$\mathbf{C}_e^t \dot{\mathbf{T}}_e + (\mathbf{K}_e^{\text{tm}} + \mathbf{K}_e^{\text{th}} + \mathbf{K}_e^{\text{tc}}) \mathbf{T}_e = \mathbf{Q}_e^f + \mathbf{Q}_e^c + \mathbf{Q}_e^g \quad (10)$$

式中: $\mathbf{C}_e^t$ 为单元热容(热阻尼)矩阵; 小括号中的热传导矩阵由 3 部分组成,分别是单元质量传导矩阵 $\mathbf{K}_e^{\text{tm}}$ 、单元导热系数矩阵 $\mathbf{K}_e^{\text{th}}$ 和单元换热边界对热传导矩阵的修正 $\mathbf{K}_e^{\text{tc}}$; 等号右边的 3 项共同组成了温度载荷列向量,分别为边界上给定的热流温度载荷 $\mathbf{Q}_e^f$ 、边界上对流换热温度载荷 $\mathbf{Q}_e^c$ 以及单元热生成 $\mathbf{Q}_e^g$ 。

4.3 热弹性力学有限元格式

利用结构热弹性力学本构方程改写热能守恒方

程,进而借助变分原理便可最终得结构热弹性力学模型的有限元方程,写成矩阵形式即:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{T}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}^t & \mathbf{C}^t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{T}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}^t \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}^t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为结构质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,由式(9) 决定; $\mathbf{C}^t$ 、 $\mathbf{K}^t$ 分别为比热容矩阵和热传导矩阵,由式(10) 决定; $\mathbf{F}$ 、 $\mathbf{Q}$ 分别是力载荷和生热量载荷; $\mathbf{u}$ 和 $\mathbf{T}$ 则分别是位移向量和温度向量; $\mathbf{K}^t$ 和 $\mathbf{C}^t$ 则分别为热弹性刚度矩阵和热弹性阻尼矩阵。

5 角接触球轴承热预紧力产生机理与计算

为保证轴承装配精度、增加轴承刚度、减少轴承振动与噪声、控制轴承滚动体自旋滑动等目的,需要对轴承实施预紧^[26]。通常角接触球轴承的预紧方式有2种,如图8所示:定压预紧和定位预紧。2种预紧方式最明显的区别在于工作状态下能否保证轴承预紧力恒定。

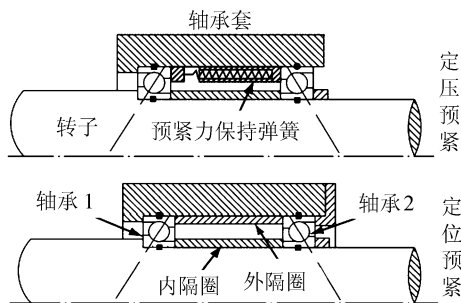


图8 轴承不同预紧方式

Fig.8 Different ACBB preload mechanisms

对于定位预紧条件下运行的球轴承,滚动体及内外圈由于发热量不一致将产生不同热位移,从而导致游隙改变,轴承预紧状态随之改变,即产生热预紧。

若设 ε_t 为轴承接触线上的热位移差, ε_a 为轴承圈道轴向热位移差, ε_r 为轴承圈道径向热位移差, ε_b 为球的热膨胀, α 为接触角, 且有:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_b + \varepsilon_r \cos \alpha - \varepsilon_a \sin \alpha \quad (12)$$

于是热预紧力 P_{th} 为^[16]:

$$P_{th} = k_t \varepsilon_t^n \quad (13)$$

式中, k_t 为载荷-变形系数,且 $n = 1.5$ 。

6 实例计算及实验验证

6.1 角接触球轴承热力学耦合模型数据流

根据第1节中提出的角接触球轴承热力学耦合

分析方法,在 MATLAB® 与 ANSYS® 的协同计算平台上建立了轴承热力学耦合模型,该模型数据流示意图如图9所示。扩展名“.dat”、“.m”和“.bat”分别表示数据文件、MATLAB 脚本命令和 ANSYS 批处理程序。轴承热力学耦合模型显然需要通过迭代计算,当满足收敛准则时,迭代计算终止,并输出结果。

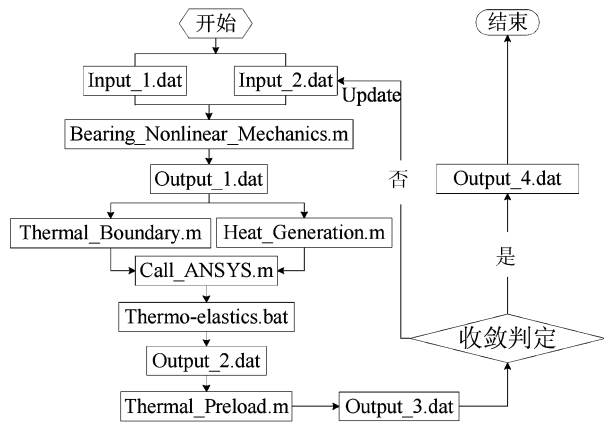


图9 轴承热力学耦合模型数据流示意图

Fig.9 Datum flow of ACBB integrated thermo-mechanical model

Input_1. dat 为轴承出厂工艺信息,如内、外圈直径、滚动体直径、滚动体个数等。Input_2. dat 为轴承运行状态信息,主要包括转速和初始预紧力。Input_1. dat 及 Input_2. dat 将作为轴承非线性力学模型 Bearing_Nonlinear_Mechanics. m 的输入,该模型输出为 Output_1. dat 数据,主要包括滚动体与圈道的赫兹接触椭圆的长、短半轴大小,以及滚动体自旋速度等。Output_1. dat 将用于计算轴承热态特性,即生热量 (Heat_Generation. m) 和热边界条件 (Thermal_Boundary. m)。Call_ANSYS. m 文件用于调取 ANSYS 批处理程序 Thermo-elastic. bat。该批处理程序利用 APDL 语言建立了轴承热弹性力学模型,将自动读取轴承生热量数据和热边界条件数据,以此作为第一个载荷步的输入,进而输出当前载荷步计算得到的轴承温度数据和热位移数据,储存于 Output_2. dat。然后利用 Thermal_Preload. m 计算轴承热预紧力,并将数据保存在 Output_3. dat 文件中。

对轴承温度、热位移、热预紧力进行收敛判定。若不满足收敛条件,则更新轴承运行状态信息 Input_2. dat,轴承热力学耦合模型再次进行迭代计算;若轴承温度、热位移及热预紧力满足收敛条件,热力学耦合模型最终输出轴承运行刚度,并保存至 Output_4. dat。此时,轴承处于相对平衡状态,即轴承预紧力不再改变,轴承的力学、热态特性均达到稳定状态。

为了保证较好的收敛性,轴承温度及热位移的

收敛误差为 10^{-1} , 热预紧力的收敛误差为 1 N。

6.2 角接触球轴承 70BNR10X 热力学耦合分析及实验验证

NSK 公司生产的角接触球轴承 70BNR10X 的滚动体为陶瓷材料, 圈套为轴承钢。轴承出厂工艺信息见表 2, 运行状态信息见表 3。利用 ANSYS 的 APDL 语言建立轴承热弹性力学模型时, 设定求解时间长度为 40 min, 迭代步长为 2 s。

表 2 70BNR10X 出厂工艺信息

Tab. 2 70BNR10X manufacture information			
内径/mm	外径/mm	厚度/mm	质量/kg
70	110	20	0.605
滚珠直径/mm	作用点位置/mm	滚珠数目/mm	接触角/(°)
8.731	24.5	25	18

表 3 70BNR10X 运行状态信息

Tab. 3 70BNR10X operational state information			
转速范围/ (kr · min ⁻¹)	超轻预紧力/N	轻预紧力/N	中度预紧力/N
0 ~ 20	285	1 330	2 568
润滑方式	润滑油 粘度/℃	压缩空气 压力/MPa	圈道控制状态
油气	22	0.3	内圈旋转

将表中信息输入轴承热力学耦合模型, 经迭代计算, 满足收敛准则后可提取轴承达到稳定状态时各项热态特性数据。图 10 ~ 12 为轴承 70BNR10X 稳定状态下的生热率、油气换热系数及接触热导与不同运行状态之间的关系。

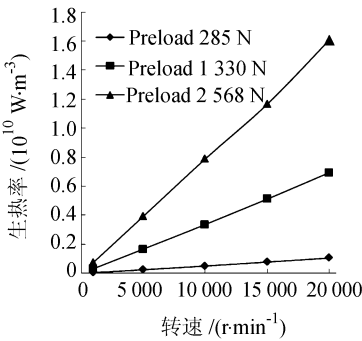


图 10 不同运行状态下轴承的生热率

Fig. 10 ACBB heat generation ratio vs. different operational states

图 10 中可以看出, 初始预紧力越大, 转速越高, 轴承生热率增加得越快。从控制发热的角度考虑, 轴承初始预紧不宜过大。图 11 表明, 转速越高, 油气润滑换热系数越大, 但压缩空气的流速对换热系数的影响较小。

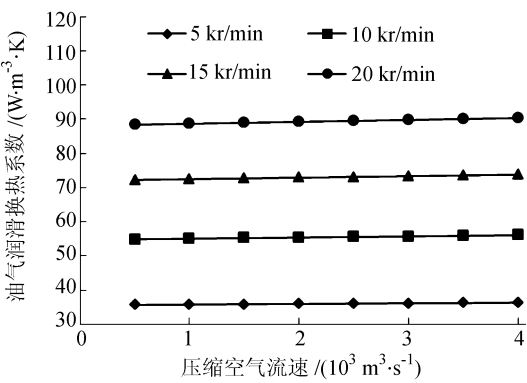
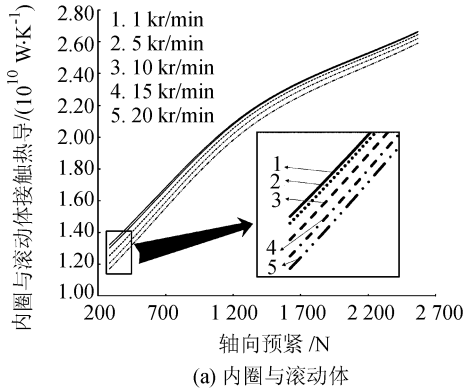
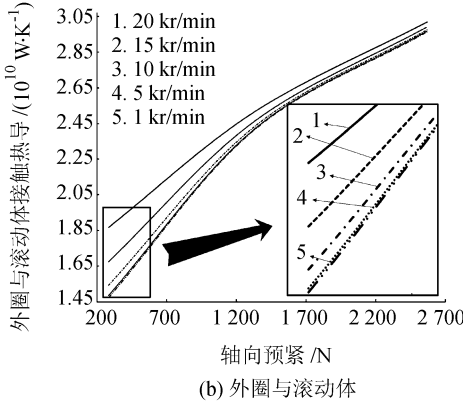


图 11 不同转速下轴承油气润滑换热系数

Fig. 11 Heat transfer coefficient of oil – gas vs. different velocities



(a) 内圈与滚动体



(b) 外圈与滚动体

图 12 轴承内、外圈与滚动体之间的接触热导

Fig. 12 Thermal contact conductance between rings and rolling elements

图 12(a)、(b) 分别为轴承内、外圈与滚动体之间的接触热导随轴承初始预紧力和转速的变化规律。由图 12 可知, 内、外圈与滚动体间的接触热导均随轴承预紧增加而增加, 但随转速的变化趋势却截然相反。随着轴承转速增大, 由于离心力作用, 内圈接触角增大, 滚动体与内圈 Hertz 接触面积减小, 因此接触热导也减小; 外圈接触角减小, 滚动体与外圈 Hertz 接触面积增大, 故接触热导增大。

为验证球轴承 70BNR10X 热力学耦合模型的准确性, 在环境温度恒定为 15 ℃ 的情况下基于某转

子系统搭建了如图 13 所示的轴承实验平台。该转子系统前轴承组含 4 只 70BNR10X 角接触球轴承,分别编号 1~4,如图 14 所示。轴承组采用 DBB (Double Back to Back) 配置,定位超轻预紧,即初始预紧力为 285 N。

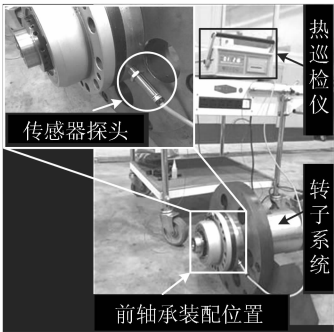


图 13 轴承实验平台

Fig. 13 Bearing experiment platform

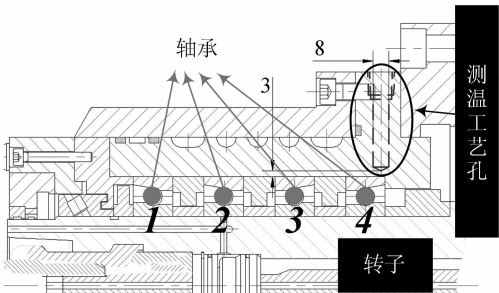


图 14 前轴承组及测温工艺孔示意图

Fig. 14 Front bearing set and the temperature measurement hole

在转子系统前轴承套表面开设了 $\Phi 8$ mm 的温度测量工艺孔,孔底测温点距离 4 号轴承外圈 3 mm,如图 15 所示。由于测温点十分接近轴承外圈,因此可以近似认为实验测得温度即为轴承 4 外圈温度。将热巡检仪传感器探头伸入测温工艺孔,测量孔底测温点在轴承转速分别为 10、15 和 20 kr/min 3 个恒定转速下的温度。实验过程中,热巡检仪每 5 min 记录一次数据。

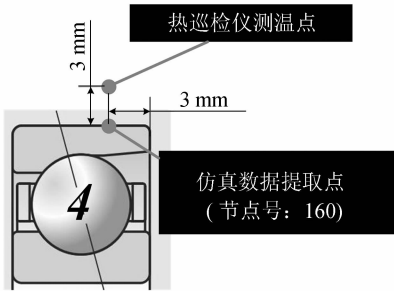


图 15 温度实验测试点与仿真数据提取点

Fig. 15 Experiment test point and simulation data extract point

另一方面,3 个恒定转速下轴承热力学耦合模型的温度仿真结果,即对应于轴承热弹性力学模型中 160 号节点在各载荷步下的温度数据亦被提取,并与实验数据进行对比,如图 16 (a)、(b)、(c) 所示。

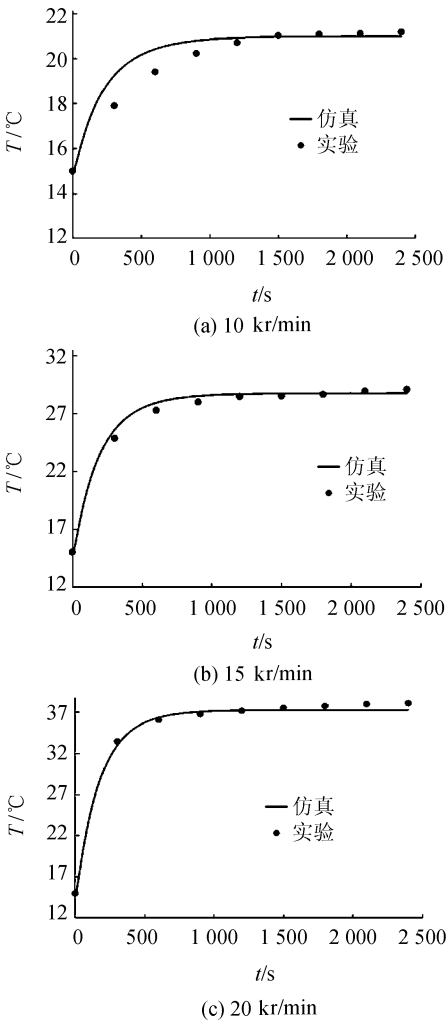


图 16 不同轴承转速下测温点温升曲线

Fig. 16 Bearing temperature vs. different velocities

图 16 表明,由于轴承初始预紧轻,冷却及润滑条件十分理想,轴承处于 3 种不同转速时均在 40 min 后达到了热平衡。3 种情况下,仿真数据与实验结果之间的误差情况如表 4 所示。

表 4 仿真结果与实验数据对比误差

Tab.4 Errors between simulation and experimentation

转速/ (kr · min ⁻¹)	迭代过程中 最大误差/%	稳态温度 误差/%
10	7.53	0.84
15	3.11	2.13
20	2.08	2.08

数据表明,轴承转速为 10 kr/min 时,耦合模型迭代过程中的仿真结果与实验数据存在较大误差,原因可能是耦合模型的热边界条件与实际情况仍有一定差距,有待更深入的研究。

但总体来讲,耦合模型仿真结果与实验数据是较为吻合的,特别是仿真得到的最终稳态温度与实验结果误差很小。因此,从工程应用的角度出发,本文建立的角接触球轴承热力学耦合模型已具有足够的准确性。

图 17 为 10、15 和 20 kr/min 3 个恒定转速下,由轴承热力学耦合模型计算得到的热预紧力随时间的变化规律。显然,转速越高,发热量越大,轴承滚动体和圈道热变形量亦越大,因此热预紧力越大。

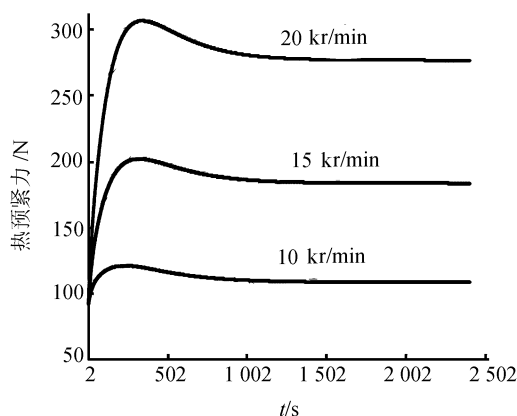


图 17 不同转速下的热预紧力

Fig. 17 ACBB thermal preloads vs. different velocities

图 17 中各转速下热预紧均表现出相似的先增大后减小,最后趋于稳定的变化规律。这是由于轴承滚动体及轴承内、外圈道达到热平衡的时间有所不同,且三者对热预紧力的影响机理不同的原因造成的。

由式(12)可知,轴承滚动体热膨胀及圈道径向热位移差对热预紧力有积极贡献,而圈道轴向热位移差对热预紧力有消减作用。轴承运转初期,滚动体由于摩擦生热温度剧烈增加,其热膨胀量较大,而圈道温升幅度较小,其热位移差较小,轴承热预紧力增大;随着运转时间推移,滚动体上的热量逐渐传递给轴承圈道,油气润滑也带走一部分热量,滚动体热膨胀幅度减缓,圈道轴向热位移差显著增大,此时轴承热预紧力减小;当轴承达到热平衡时,热预紧力趋于稳定不再变化。

6.3 热预紧力对角接触球轴承运行刚度的影响

热力学耦合模型计算得到角接触球轴承在 10、15 和 20 kr/min 3 个恒定转速下热预紧力的收敛值

分别为 109、184、277 N。最终,耦合模型输出的各转速下,轴承达到稳定状态后的运行刚度如图 18 ~ 19 所示。

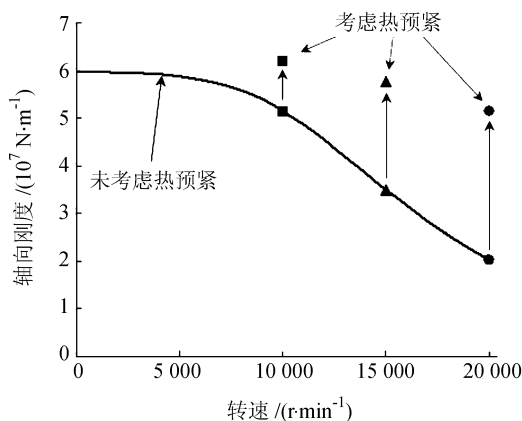


图 18 热预紧对轴承轴向运行刚度的影响

Fig. 18 Effect of thermal preload on bearing axial operational stiffness

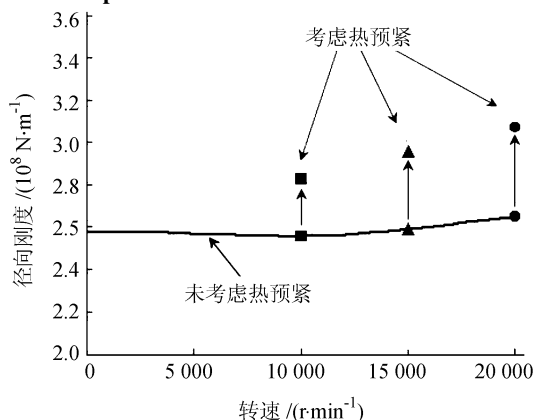


图 19 热预紧对轴承径向运行刚度的影响

Fig. 19 Effect of thermal preload on bearing radial operational stiffness

图 18 表明:未考虑热预紧时,轴承轴向运行刚度随转速增大而减小;考虑热预紧后,轴承的轴向运行刚度均在原有基础上增大,增大幅度与转速成正比。这是由于热预紧增加了轴承的预紧力,滚动体与圈道接触载荷增加所导致的,且转速越高热预紧越大。

图 19 表明:在当前超轻初始预紧条件下,若不考虑热预紧,在高速区域轴承径向运行刚度随转速增大而略微有所增大;在考虑了热预紧后,该变化趋势更加明显。

7 结 论

1) 在研究角接触球轴承非线性力学特性和热效应机制的过程中,充分考虑了轴承其全面的生热机制和完备的边界条件对其热态特性的影响。基于

多软件协同计算平台建立了一种角接触球轴承热力学耦合模型。

2)搭建了角接触球轴承实验平台。利用轴承套上开设的测温工艺孔,借助热巡检仪对轴承在10、15及20 kr/min 3个恒定转速下外圈温度进行了测量,实验数据与仿真数据较吻合,验证了轴承热力学耦合模型的准确性。

3)对运行状态下角接触球轴承热预紧力的产生机理进行了分析,研究了不同转速下的热预紧力变化规律。

4)分析比较热预紧力对角接触球轴承运行刚度的影响,结果表明,热预紧力使滚动体与沟道间的接触载荷显著增大,进而较大幅度提高了轴承的运行刚度,但过高的接触载荷使轴承亦会存在烧结失效的风险。

参考文献:

- [1] Mayr J, Jedrzejewski J, Uhlmann E, et al. Thermal issues in machine tools[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012, 61(2): 771 – 791.
- [2] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: Wiley, 1991.
- [3] Palmgren A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia: SKF Industries Inc, 1959.
- [4] Jones A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(3): 1 – 12.
- [5] 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, 1960, 82(2): 309 – 320.
- [6] DeMul J M, Vree J M, Maas D A. Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction. I: General theory and application to ball bearings. II: Application to roller bearings and experimental verification[J]. Journal of Tribology, 1989, 111(1): 142 – 155.
- [7] Zverv I, Pyoun Y S, Lee K B, et al. An elastic deformation model of high speed spindles built into ball bearings[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 170(3): 570 – 578.
- [8] Kang Y, Shen P C, Huang C C, et al. A modification of the Jones-Harris method for deep-groove ball bearings[J]. Tribology International, 2006, 39(11): 1413 – 1420.
- [9] Kang Y, Huang C C, Lin C S, et al. Stiffness determination of angular-contact ball bearings by using neural network[J]. Tribology International, 2006, 39(6): 461 – 469.
- [10] Jedrzejewski J, Kwasny W. Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(1): 377 – 382.
- [11] Ozturk E, Kumar U, Turner S, et al. Investigation of spindle bearing preload on dynamics and stability limit in milling[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012, 61(1): 343 – 346.
- [12] Zhao Chunjiang, Ge Shidong, Wang Jianmei, et al. A method of solving dynamic character of high-speed angular-contact ball bearing in matrix form[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2009, 41(1): 197 – 201. [赵春江, 葛世东, 王建梅, 等. 基于矩阵表达的高速角接触球轴承动态特性求解方法[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2009, 41(1): 197 – 201.]
- [13] Yang Zuowei, Yin Guofu, Shang Xin, et al. Research on dynamic characteristics for ultra-high-speed grinding motorized spindles based on the analysis of bearing operating stiffness[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2009, 41(6): 205 – 210. [杨佐卫, 殷国富, 尚欣, 等. 基于轴承运行刚度分析的超高速磨削电主轴动态特性[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2009, 41(6): 205 – 210.]
- [14] Bossmanns B, Tu J F. A thermal model for high speed motorized spindles[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1999, 39(9): 1345 – 1366.
- [15] Jin C, Wu B, Hu Y. Heat generation modeling of ball bearing based on internal load distribution[J]. Tribology International, 2012, 45(1): 8 – 15.
- [16] Lin C W, Tu J F, Kamman J. An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation[J]. Interna-

- tional Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003, 43 (10): 1035 – 1050.
- [17] Kim S M, Lee S K. Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle-bearing system considering bearing surroundings[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2001, 41(6): 809 – 831.
- [18] Chen Xiaolan, Liu Junfeng, He Ye, et al. Thermal properties of high speed motorized spindle and their effects[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(11): 135 – 142. [陈小安, 刘俊峰, 合烨, 等. 高速电主轴热态性能及其影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(11): 135 – 142.]
- [19] Yang Qingdong, Wang Keshe, Meng Lingxia, et al. Design method of automatic adjustment of bearing preload based on thermal characteristic of materials[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 183 – 187. [杨庆东, 王科社, 孟玲霞, 等. 基于材料热特性的轴承预紧力自调节设计方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 183 – 187.]
- [20] Hu Teng, Yin Guofu, Sun Mingnan. Dynamic performance of a shaft-bearing system with centrifugal force and gyroscopic moment effects [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(8): 106 – 114. [胡腾, 殷国富, 孙明楠. 基于离心力和陀螺力矩效应的“主轴 – 轴承”系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 106 – 114.]
- [21] Nakajima K. Thermal contact resistance between balls and rings of a bearing under axial, radial, and combined loads[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1995, 9(1): 88 – 95.
- [22] Min X, Shuyun J, Ying C. An improved thermal model for machine tool bearings[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(1): 53 – 62.
- [23] 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [24] 王洪纲. 热弹性力学概论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1989.
- [25] Incropera F P, Lavine A S, DeWitt D P. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- [26] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.

(编辑 黄小川)