

热力耦合作用的航空发动机主轴球轴承 动力学分析

曹赛赛¹, 杨海生¹, 罗 斌², 唐 瑞², 邓四二¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为更准确分析航空发动机轴承动态特性, 基于滚动轴承动力学理论和传热学理论, 建立了一种航空发动机主轴球轴承热力耦合的动力学模型。采用预估-校正的 GSTIFF 变步长积分算法求解动力学微分方程组, 分析了轴承供油体积流量和供油温度对轴承温度及轴承动力学影响。研究结果表明: 球轴承高速运行时轴承动力学特性受轴承生热影响较大; 增大供油体积流量有助于降低轴承温度以及减小钢球与保持架之间碰撞力, 但过大的供油体积流量会导致轴承保持架振动增大; 供油温度主要影响轴承温度以及润滑油黏度, 保持架与引导套圈间的作用力随着供油温度的升高而降低。当供油温度在 120 °C 时轴承保持架振动最小。

关 键 词: 热力耦合; 角接触球轴承; 热网格法; 动力学; 保持架碰撞力

中图分类号: V233.4⁺5

文献标志码: A

Dynamic analysis of aero-engine spindle ball bearings with thermal-mechanical coupling

CAO Saisai¹, YANG Haisheng¹, LUO Bin², TANG Rui², DENG Sier¹

(1. School of Mechatronics Engineering,

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

2. Sichuan Gas Turbine Establishment, Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: In order to analyze the dynamic characteristics of aero-engine bearings more accurately, a thermal-mechanical coupling dynamic model of aero-engine spindle ball bearings was established based on the dynamic theory of rolling bearings and heat transfer theory. Then, the dynamic differential equations were solved using the GSTIFF variable step size integral algorithm, and the effects of bearing oil supply and temperature on bearing temperature and bearing dynamics were analyzed. The results showed that the dynamic characteristics of ball bearings were greatly affected by bearing heat generation when ball bearings were running at high speeds. When the oil supply increased, the bearing temperature and the collision force between the ball and the cage were reduced. However, too much oil supply could lead to an increase in bearing cage vibration. The oil supply temperature mainly affected the bearing temperature and lubricating oil viscosity. The acting force between the cage and the guide ring decreased with the increase of the oil supply temperature. The bearing cage vibration was minimal when the oil supply temperature was 120 °C.

收稿日期: 2022-11-20

基金项目: 国家自然科学基金(52005158)

作者简介: 曹赛赛(1997—), 男, 硕士生, 研究方向为滚动轴承设计及理论。E-mail: 1416233809@qq.com

通信作者: 邓四二(1963—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 研究方向为滚动轴承设计及理论。E-mail: sedeng@haust.edu.cn

引用格式: 曹赛赛, 杨海生, 罗斌, 等. 热力耦合作用的航空发动机主轴球轴承动力学分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20220890. CAO Saisai, YANG Haisheng, LUO Bin, et al. Dynamic analysis of aero-engine spindle ball bearings with thermal-mechanical coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20220890.

Keywords: thermal-mechanical coupling; angular contact ball bearing; thermal network; dynamics; cage collision force

轴承作为航空发动机主轴上的关键部件,其性能对航空发动机安全运转起着至关重要的作用。高速球轴承工作在高温高速、重载的工况下,其内部因摩擦产生的热量会引起轴承温度升高,导致润滑油黏度下降,严重时将导致轴承润滑失效,从而引起轴承早期失效。对于油润滑的高速轴承,润滑油供油体积流量(下文简称供油量)和供油温度都将影响轴承动态性能。

高速轴承摩擦发热一直是人们关注的问题,自 20 世纪中期开始, Palmgren^[1] 就采用轴承摩擦力矩试验方法,拟合出轴承摩擦力矩的经验计算公式。邓四二等^[2-4] 在轴承动力学分析基础上建立了高速角接触球轴承摩擦力矩计算式,对轴承轴向预紧力以及保持架结构参数与轴承摩擦力矩的关系进行了研究。刘悦阳等^[5] 采取同样的方式建立了双列角接触球轴承动力学微分方程,分析了轴承工况参数和结构参数对其摩擦功耗的影响规律并对其进行优化。高超^[6] 基于灰系统理论建立了角接触球轴承摩擦力矩的动态预测模型,对不同转速和载荷下的内外圈和滚珠温度进行分析。陈观慈等^[7] 在结合球轴承的拟静力学和生热分析的基础上,对轴承转速、载荷等参数与轴承局部功耗之间的关系进行了研究。倪真真等^[8] 针对高速球轴承出现的油气混合现象,建立了考虑油气比例系数的高速球轴承拟动力学分析模型,对油气比例系数与轴承功耗的关系进行了研究。目前对于轴承内外圈温度的分析方法主要为有限元法和热网格法。Truong 等^[9] 在有限元模型中引入温度影响刚度系数,根据主轴轴承系统达到热稳态条件后的径向和轴向线膨胀系数,建立了角接触球轴承的五自由度刚度矩阵,对轴承温度与主轴固有频率的关系进行了研究。靳岚等^[10] 提出一种考虑接触参数与摩擦生热交互影响的高速角接触球轴承温升预测方法,分析了接触参数、摩擦生热量、温升之间的相互影响关系。程庆元等^[11] 采用有限元法对直升机主减速器的轴承进行稳态及瞬态热分析,研究了表面传热系数、热阻等随时间变化规律以及极限工况下的瞬态温度场。Harris 等^[12] 提出了球轴承局部生热的计算方法,并对热网格法分析轴承温度的方法进行阐述。Ai 等^[13] 基于广义欧姆定律建立了双列圆锥滚子

轴承的热网格模型,研究了转速、填充润滑脂比和滚子大端直径与轴承温度的关系。张长等^[14] 基于轴承生热计算的局部法,建立了考虑热膨胀的角接触球轴承载荷平衡方程,研究了热膨胀对轴承动态特性及温升的影响。Takabi 等^[15-16] 建立一种轴承热分析模型,考虑了轴承部件的热膨胀以及热响应和预紧力,对润滑油黏度和对流系数与轴承内部温度梯度和热致预紧力的关系开展了研究。Zheng 等^[17-20] 考虑润滑油和热膨胀影响建立轴承的热网格分析模型,对引起轴承温升的因素进行了分析。高帅等^[21] 提出了一种考虑热流固耦合动力学模型,对轴承元件的运动特性和静态特性进行了研究。章一强^[22] 基于瞬态热网络方法构建轴承热力耦合动力学模型,对不同工况条件和结构参数下轴承接触载荷、旋转精度以及温度特性进行研究分析。

上述学者研究多注重轴承摩擦生热以及温升问题,尚未见到关注轴承热力耦合行为对轴承动力学特性影响的文献。鉴于此,本文在轴承动力学和热力学基础上,对热力耦合的航发主轴球轴承动力学进行分析,建立热力耦合作用的航空发动机主轴球轴承动力学仿真模型,对轴承供油量及供油温度与轴承动态特性的关系进行分析。

1 高速球轴承热力耦合的动力学模型建立

1.1 轴承工作径向游隙

轴承的工作径向游隙受装配、温度以及转速影响,直接影响轴承动态特性,因此需要对轴承工作游隙进行计算。工作状态下的轴承径向游隙计算方法为

$$u_r = u_r^0 - \Delta_s - \Delta_h + \Delta_T - \Delta_v \quad (1)$$

式中 u_r^0 为轴承初始游隙; Δ_v 为轴承转速引起的径向游隙减小量; Δ_s 、 Δ_h 分别为内外圈过盈配合引起的径向游隙减小量,具体计算方法参见文献 [23]; Δ_T 为轴承温度引起的径向游隙增大量,具体计算方法如下^[23]:

$$\Delta_T = \Gamma (d_1 \Delta T_1 - d_2 \Delta T_2) - \Gamma_b \Delta T_b D \quad (2)$$

式中 Γ 为内外圈材料线膨胀系数; d_1 、 d_2 分别为外圈和内圈的平均直径; ΔT_1 、 ΔT_2 分别为外圈和内

圈的温升; Γ_b 为钢球线膨胀系数; ΔT_b 为钢球的温升; D 为钢球初始直径。

1.2 热力耦合作用下的钢球受力分析

如图 1 所示为钢球与内外沟曲率中心受载和受热变形前后的相对位置^[21]。

轴承受热力作用后, 内外套圈沟曲率中心相对距离为

$$A_{xq} = BD_w \sin \alpha_0 + \delta_y^F + \delta_i^T \sin \alpha_i + \delta_e^T \sin \alpha_e \quad (3)$$

$$A_{yq} = BD_w \cos \alpha_0 + \delta_x^F + \delta_i^T \cos \alpha_i + \delta_e^T \cos \alpha_e \quad (4)$$

式中 α_0 为初始接触角; 下标 e 表示外滚道, 下标 i 表示内滚道; α_i 、 α_e 为钢球与滚道间的实际接触角; D_w 为钢球直径; δ_x^F 、 δ_y^F 为内圈沟曲率中心受力发生的位移; δ_i^T 、 δ_e^T 为内外圈沟曲率中心受热变形位移; $B = f_i + f_e - 1$, f_i 、 f_e 分别为内外沟曲率系数。

钢球与内外圈接触变形分别为

$$\delta_i = \sqrt{(A_{xq} - V_{xq})^2 + (A_{yq} - V_{yq})^2} - (f_i - 0.5) D_w \quad (5)$$

$$\delta_e = \sqrt{V_{xq}^2 + V_{yq}^2} - (f_e - 0.5) D_w \quad (6)$$

式中 V_{xq} 、 V_{yq} 为钢球中心相对外圈沟曲率中心位置参数, 与轴承变形与速度有关。

受载后第 j 个钢球与内外滚道的接触角分别为

$$\cos \alpha_{ij} = \frac{A_{yq} - V_{yq}}{(f_i - 0.5) D_w + \delta_i} \quad (7)$$

$$\cos \alpha_{ej} = \frac{V_{yq}}{(f_e - 0.5) D_w + \delta_e} \quad (8)$$

根据赫兹接触理论, 钢球与内外圈的接触负荷分别为^[23]

$$Q_{ij} = K_{ij} \delta_{ij}^{3/2} \quad (9)$$

$$Q_{ej} = K_{ej} \delta_{ej}^{3/2} \quad (10)$$

式中 Q_{ij} 、 Q_{ej} 分别为第 j 个钢球与内外滚道间的接触力; K_{ij} 、 K_{ej} 为钢球与内外套圈之间的负荷-变形常数^[23]。

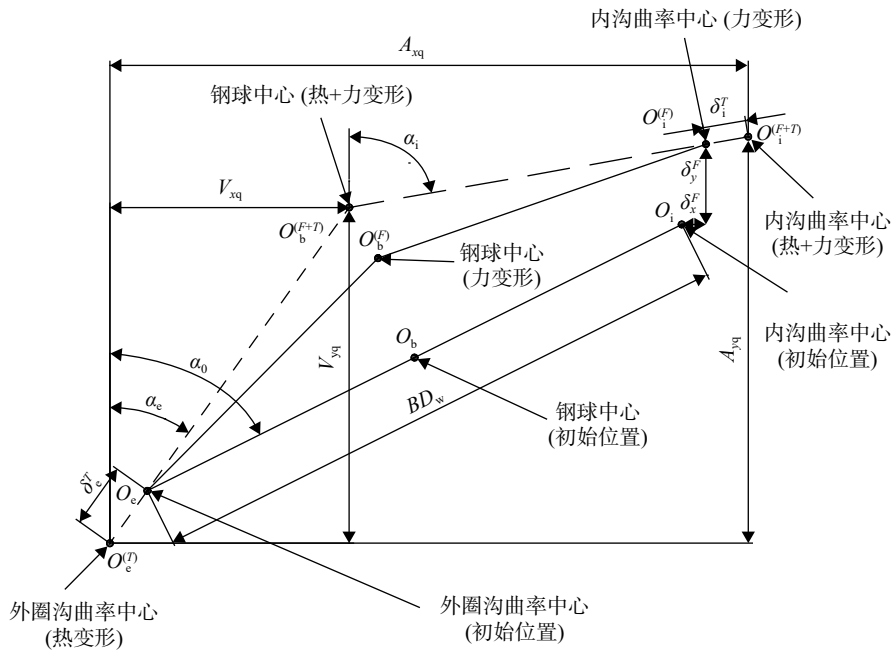


图 1 热力耦合作用的钢球与内外沟曲率中心的相对位置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of relative position of thermal-mechanical coupling steel ball and center of curvature of inner and outer groove

1.3 油膜厚度及钢球拖动力

钢球与滚道间油膜厚度计算方法为^[23]

$$h_0 = 2.69 \frac{\alpha^{0.53} (\eta_0 u)^{0.67} R_x^{0.464}}{E_0^{0.073} Q_{\max}^{0.067}} (1 - 0.61 e^{-0.72K}) \quad (11)$$

式中 α 为黏度的压力指数; η_0 为润滑油动力黏度;

u 为表面平均速度; R_x 为沿钢球滚动方向的当量半径; E_0 为当量弹性模量; $Q_{\max}$ 为受载最大滚动体负荷; $K = a/b$, K 为椭圆率, a 、 b 为接触区长短半轴; e 为自然对数的底。

钢球对滚道的拖动力计算方法为^[24]

$$T_{m\zeta i(e)j} = u_{hd} Q_{i(e)} \quad (12)$$

式中 $u_{hd} = (A + B \times s) \times e^{-C \times s} + D$, 其中 A 、 B 、 C 、 D 是由试验回归得到的系数, 与温度、压力等有关^[25]; s 为钢球滑滚比。

1.4 轴承动力学模型建立

1.4.1 动力学仿真坐标系建立

本文的研究对象为某型号双半内圈球轴承, 轴承工作时外圈固定, 因此假定外圈与大地连在一起, 保持架为内引导, 且各部件的质心与形心重合, 零件表面为理想表面。建立如图 2 所示的坐标系。

1) $\{O; X, Y, Z\}$ 为全局惯性坐标系, 其中 X 轴与轴承中心线重合, YZ 面与过轴承中心的径向平面平行。

2) $\{O_{bj}; x_{bj}, y_{bj}, z_{bj}\}$ 为钢球质心坐标系, j 代表第 j 个钢球, O_{bj} 与钢球质心重合, x_{bj} 始终与全局

坐标系 X 轴平行, y_{bj} 始终指向轴承径向方向, z_{bj} 指向钢球周向运动方向, 该坐标系跟随钢球运动。

3) $\{O_i; x_i, y_i, z_i\}$ 为内圈质心坐标系, O_i 与内圈质心中心重合, x_i 与内圈旋转轴平行, $y_i z_i$ 平面与过内圈质心的径向平面平行。

4) $\{O_c; x_c, y_c, z_c\}$ 为保持架质心坐标系, x_c 与保持架旋转轴重合, 原点与其质心重合, 该坐标系随保持架质心运动。

5) $\{O_{pj}; x_{pj}, y_{pj}, z_{pj}\}$ 为保持架第 j 个兜孔坐标系, O_{pj} 位于保持架兜孔的几何中心, y_{pj} 与指向轴承的径向方向, z_{pj} 沿轴承圆周方向。该坐标系随保持架兜孔几何中心运动。

1.4.2 钢球的非线性动力学微分方程建立

第 j 个钢球的受力情况如图 3 所示。图中所有作用力的计算方式可参见文献 [23]。

根据牛顿运动定律可得到钢球质心的动力学方程为

$$m_b \ddot{x}_{bj} = Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{ej} \sin \alpha_{ej} + T_{\eta ij} \cos \alpha_{ij} - T_{\eta ej} \cos \alpha_{ej} - F_{\eta ij} \cos \alpha_{ij} + F_{\eta ej} \cos \alpha_{ej} + F_{h\eta ij} \cos \alpha_{ij} - F_{h\eta ej} \cos \alpha_{ej} + P_{s\zeta j} + P_{r\zeta j} \quad (13)$$

$$m_b \ddot{y}_{bj} = Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{ej} \cos \alpha_{ej} - T_{\eta ij} \sin \alpha_{ij} + T_{\eta ej} \sin \alpha_{ej} + F_{\eta ij} \sin \alpha_{ij} - F_{\eta ej} \sin \alpha_{ej} - F_{h\eta ij} \sin \alpha_{ij} + F_{h\eta ej} \sin \alpha_{ej} + F_{nj} - P_{s\eta j} - P_{r\eta j} \quad (14)$$

$$m_b \ddot{z}_{bj} = T_{\zeta ej} - T_{\zeta ij} - F_{r\zeta ej} + F_{r\zeta ij} + F_{h\zeta ej} - F_{h\zeta ij} + Q_{cj} - F_{dj} - F_{\tau j} \quad (15)$$

$$I_b \dot{\omega}_{bjx} = (T_{\zeta ej} - F_{r\zeta ej}) \frac{D_w}{2} \cos \alpha_{ej} + (T_{\zeta ij} - F_{r\zeta ij}) \times \frac{D_w}{2} \cos \alpha_{ij} - (P_{s\eta j} + P_{r\eta j}) \frac{D_w}{2} - J_x \dot{\omega}_{xj} \quad (16)$$

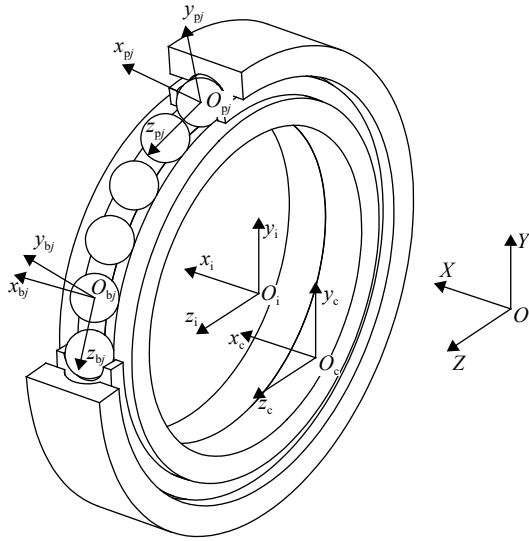


图 2 轴承坐标系

Fig. 2 Coordinate system of bearing

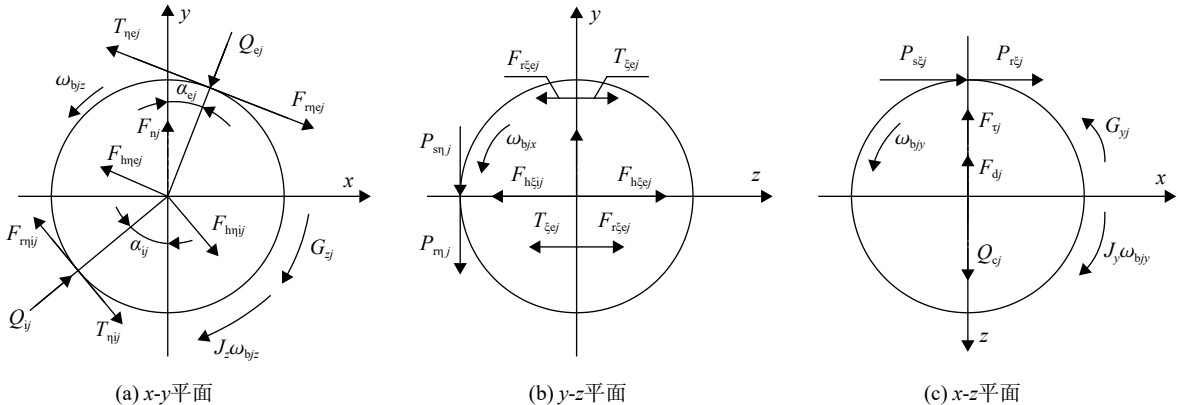


图 3 钢球受力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of forces on steel ball

$$I_b \dot{\omega}_{bjx} - I_b \omega_{bjz} \dot{\theta}_{bj} = (F_{r\zeta ej} - T_{\zeta ej}) \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{ej} + (F_{r\zeta ij} - T_{\zeta ij}) \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{ij} + G_{yj} - (P_{s\zeta j} + P_{r\zeta j}) \frac{D_w}{2} - J_y \dot{\omega}_{yj} \quad (17)$$

$$I_b \dot{\omega}_{bjz} + I_b \omega_{bjx} \dot{\theta}_{bj} = (T_{\eta ej} - F_{\eta ej}) \frac{D_w}{2} + (T_{\eta ij} - F_{\eta ij}) + (T_{\eta ij} - F_{\eta ij}) + \frac{D_w}{2} - G_{zj} - J_z \dot{\omega}_{zj} \quad (18)$$

式中下标 η 、 ζ 分别代表钢球与滚道接触椭圆的短半轴和长半轴; m_b 为钢球质量; $T_{\eta ej}$ 、 $T_{\eta ij}$ 、 $T_{\zeta ej}$ 、 $T_{\zeta ij}$ 分别为钢球与内外滚道接触处长短半轴方向的拖动力; $F_{\eta ej}$ 、 $F_{\eta ij}$ 、 $F_{r\zeta ej}$ 、 $F_{r\zeta ij}$ 为钢球与滚道接触入口区的流体动压摩擦力; $F_{h\eta ej}$ 、 $F_{h\eta ij}$ 、 $F_{h\zeta ej}$ 、 $F_{h\zeta ij}$ 均为流体动压合力作用在钢球中心的水平分量; $P_{s\eta j}$ 、 $P_{s\zeta j}$ 为钢球表面所受的滑动摩擦力; $P_{r\eta j}$ 、 $P_{r\zeta j}$ 为钢球表面所受的滚动摩擦力; F_{dj} 为油气混合物对单个钢球的空气动力阻力; Q_{cj} 为钢球与保持架之间碰撞力; $F_{n\eta j}$ 、 $F_{\tau j}$ 为钢球运动过程中的惯性力分量; G_{yj} 、 G_{zj} 为钢球运动过程中的惯性力矩在惯性坐标系下的分量; J_x 、 J_y 、 J_z 为钢球转动惯量在惯性坐标系下的分量; I_b 为钢球转动惯量; ω_{bjx} 、 ω_{bjy} 、 ω_{bjz} 分别为钢球角速度在惯性坐标系下的分量; $\dot{\omega}_{bjx}$ 、 $\dot{\omega}_{bjy}$ 、 $\dot{\omega}_{bjz}$ 分别为钢球角加速度在惯性坐标系下的分量; $\ddot{x}_{bj}$ 、 $\ddot{y}_{bj}$ 、 $\ddot{z}_{bj}$ 为钢球质心加速度在惯性坐标系下的分量。 $\dot{\theta}_b$ 为钢球公转速度。

1.4.3 保持架非线性动力学微分方程建立

保持架动力学微分方程为

$$m_c \ddot{x}_c = \sum_{j=1}^n (P_{s\eta j} + P_{r\eta j} + Q_{cxj}) \quad (19)$$

$$m_c \ddot{y}_c = \sum_{j=1}^n [(P_{s\zeta j} + P_{r\zeta j}) \cos \varphi_j + Q_{cyj}] + F_{cy} \quad (20)$$

$$m_c \ddot{z}_c = \sum_{j=1}^n [(P_{s\zeta j} + P_{r\zeta j}) \sin \varphi_j - Q_{czj}] + F_{cz} \quad (21)$$

$$I_{cx} \dot{\omega}_{cx} - (I_{cy} - I_{cz}) \omega_{cy} \omega_{cz} = \sum_{j=1}^n \left[(P_{s\zeta j} + P_{r\zeta j}) \frac{D_w}{2} - Q_{cj} \frac{d_m}{2} \right] + M_{cx} \quad (22)$$

$$I_{cy} \dot{\omega}_{cy} - (I_{cz} - I_{cx}) \omega_{cz} \omega_{cx} = \sum_{j=1}^n \left[(P_{s\eta j} + P_{r\eta j}) \frac{d_m}{2} \sin \varphi_j \right] \quad (23)$$

$$I_{cz} \dot{\omega}_{cz} - (I_{cx} - I_{cy}) \omega_{cx} \omega_{cy} = \sum_{j=1}^n \left[(P_{s\eta j} + P_{r\eta j}) \frac{d_m}{2} \cos \varphi_j \right] \quad (24)$$

式中 m_c 为保持架质量; Q_{cxj} 、 Q_{cyj} 、 Q_{czj} 分别为钢球与保持架碰撞力在惯性坐标系下 X 、 Y 、 Z 方向的分力; φ_j 为第 j 个钢球的方位角; d_m 为轴承节圆直径; $\ddot{x}_c$ 、 $\ddot{y}_c$ 、 $\ddot{z}_c$ 为保持架在惯性坐标系下的位移加速度; I_{cx} 、 I_{cy} 、 I_{cz} 为保持架在惯性坐标系下的转动惯量; ω_{cx} 、 ω_{cy} 、 ω_{cz} 为保持架在惯性坐标系下的角速度; $\dot{\omega}_{cx}$ 、 $\dot{\omega}_{cy}$ 、 $\dot{\omega}_{cz}$ 为保持架在惯性坐标系下的角加速度。

2 球轴承热平衡的建立

2.1 球轴承生热

对于双半内圈角接触球轴承, 在不发生三点接触时可以将其视作角接触球轴承。其总摩擦功耗由弹性滞后摩擦功耗、滑动摩擦功耗、自旋摩擦功耗、油膜黏性损失摩擦功耗、滚动体与保持架间的摩擦功耗以及保持架与引导套圈间的摩擦功耗组成。

2.1.1 钢球与滚道弹性滞后摩擦功耗

钢球与滚道由于材料的弹性滞后产生的摩擦功耗为^[3]

$$H_r = \sum_{j=1}^Z H_{ij} + \sum_{j=1}^Z H_{ej} \quad (25)$$

$$H_{i(e)j} = \frac{3\beta \Gamma_{i(e)} |n_{i(e)} - n_m| R_{i(e)}}{2} \left(\frac{\pi}{2\xi} \sum \rho_{i(e)} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{3}{2k_{i(e)}} \right)^{1/3} \left(\frac{1 - \varepsilon_{i(e)}^2}{E_{i(e)}} + \frac{1 - \varepsilon_b^2}{E_b} \right)^{1/3} Q_{i(e)j}^{4/3} \quad (26)$$

式中 β 为材料弹性滞后系数; $\Gamma_{i(e)}$ 为第一椭圆积分; ξ 为第二椭圆积分; $n_{i(e)}$ 为轴承内外圈转速; n_m 为钢球公转速度; $R_{i(e)}$ 为钢球与内外滚道接触点距离轴承旋转轴的距离; $\sum \rho_{i(e)}$ 为钢球与内外接触点的主曲率和; $\varepsilon_{i(e)}$ 为轴承内外圈的泊松比; ε_b 为钢球的泊松比; $E_{i(e)}$ 为轴承内外圈的弹性模量; E_b 为钢球的弹性模量; $k_{i(e)}$ 为钢球与滚道接触椭圆的椭圆率; 式中的下标 i 表示内圈, e 表示外圈; Z 为钢球数。

2.1.2 钢球与滚道间差动滑动摩擦功耗

钢球与滚道之间由于差动滑动引起的摩擦功耗为^[3]

$$H_d = \sum_{j=1}^Z E_{di,j} + \sum_{j=1}^Z E_{de,j} \quad (27)$$

$$E_{di(e),j} = \iint_{\Omega} dE_d = \iint_{\Omega} \frac{1.5\nu_{\eta\xi}\mu_d F_{i(e),j}}{\pi a_{i(e),j} b_{i(e),j}} \left[1 - \left(\frac{\eta}{a_{i(e),j}} \right)^2 - \left(\frac{\xi}{b_{i(e),j}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\eta d\xi \quad (28)$$

式中 μ_d 为钢球与滚道间的摩擦因数; $\nu_{\eta\xi}$ 为钢球与滚道在接触面差动滑动方向上的速度差; Ω 为钢球与滚道之间受载产生的椭圆接触面区域; $F_{i(e),j}$ 为第 j 个钢球与滚道之间作用力; $a_{i(e)}$ 、 $b_{i(e)}$ 分别为接触椭圆的长半轴和短半轴。

2.1.3 钢球自旋摩擦功耗

钢球相对滚道的转速在接触点处的法线方向的分量不为零,即存在钢球相对滚道绕接触面法线的运动。钢球自旋滑动是高速角接触球轴承摩擦功耗的重要组成部分,其计算方法为^[3]

$$H_s = \sum_{j=1}^Z H_{ij} + \sum_{j=1}^Z H_{ej} \quad (29)$$

$$H_{i(e)} = \frac{3Q_{i(e)}\omega_{si(e)}a_{i(e)}}{8} \int_0^{\frac{\pi}{2}} f_s \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{1 - (a_{i(e)}/b_{i(e),j})^2} \right] \sin^2 \theta \right\}^{1/2} d\theta \quad (30)$$

式中 $\omega_{si(e)}$ 为钢球在内外滚道上的自旋分量; $a_{i(e)}$ 、 $b_{i(e)}$ 分别为钢球与内外滚道接触处的长短半轴。

2.1.4 钢球油膜黏性损失摩擦功耗

钢球在轴承内运转,其公转受流体的绕流阻力,自转受流体的搅拌阻力,对球轴承,此作用力产生的摩擦功耗为^[23]

$$H_{oil} = \sum_{j=1}^Z \left[\frac{\pi}{32} C_{dj} \rho (D_w d_m \Omega_m)^2 v_{cj} \right] \quad (31)$$

式中 C_{dj} 为第 j 个钢球绕流阻力系数,查表可得^[25]; ρ 为油气混合物的质量密度; d_m 为节圆直径; Ω_m 为保持架转速; v_{cj} 为第 j 个钢球公转线速度。

2.1.5 保持架与套圈引导面间的摩擦功耗

轴承套圈引导面与保持架间形成一种流体动压润滑且相对滑动产生的摩擦功耗为

$$H_{cl} = W_m (\omega_i - \omega_c) \quad (32)$$

式中 W_m 为保持架与引导套圈摩擦力矩,其具体计算方法见文献^[23]; ω_i 为引导套圈角速度; ω_c 为保持架角速度。

2.1.6 钢球与保持架间的摩擦功耗

钢球与保持架间的滑动摩擦引起的摩擦功耗为^[3]

$$H_c = \sum_{j=1}^Z E_{sj} + \sum_{j=1}^Z E_{rj} \quad (33)$$

$$E_{sj} = 0.5P_{s\xi,j} D_w \omega_{bjx} + 0.5P_{sj} D_w \omega_{bjy} \quad (34)$$

$$E_{rj} = \alpha_h (0.5P_{r\xi,j} D_w \omega_{bjx} + 0.5P_{rj} D_w \omega_{bjy}) \quad (35)$$

式中 α_h 为材料弹性滞后因数。

2.1.7 球轴承总摩擦功耗

球轴承总摩擦功耗为文中第 2.1.1~2.1.6 节中的各个摩擦功耗的叠加,即球轴承的总摩擦功耗为

$$H = H_r + H_d + H_s + H_{oil} + H_{cl} + H_c \quad (36)$$

2.2 热平衡模型

轴承内部热量传递的方式主要为热传导和对流换热。采用热网格法建立双半内圈球轴承的热平衡模型。如图 4 所示划分 10 个节点,其中入油口温度节点 a 与环境温度节点 8 为已知节点,剩余 8 个未知节点温度通过计算得出,节点 a_1 为轴承内润滑油温度。

根据能量平衡原理,每个节点流入热量应与流出热量相等。建立了如图 5 所示的热平衡网络。

表 1 为图 5 中各节点名称,其中 Q_1 为钢球与外滚道间的产热; Q_2 为钢球与内滚道间产热。由于内外滚道接触处的产热占轴承生热大部分,因此由 Burton 和 Staph^[24]提出的观点可将接触面处的生热量按照 1:1 的比例流入套圈和钢球中,同时将热源简化为钢球与内外圈滚道之间的生热。其中 Q_1 与 Q_2 计算方法为

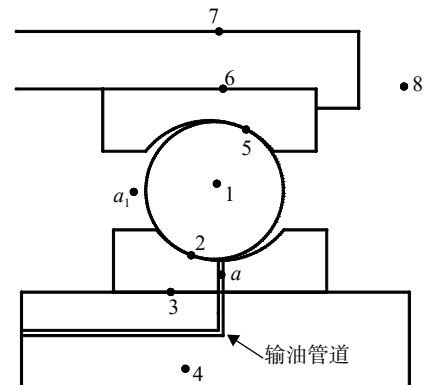


图 4 热网络节点划分

Fig. 4 Thermal network node division

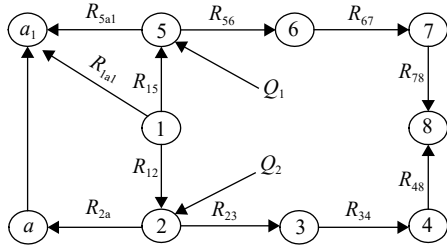


图 5 热平衡网络

Fig. 5 Thermal balance network

表 1 各节点名称

Table 1 Name of each node

节点	节点名称
1	滚动体
2	钢球与内滚道接触点
3	轴承内圈
4	轴
5	钢球与外滚道接触点
6	轴承外圈
7	轴承座
8	环境温度
a	入油口润滑油
a ₁	轴承腔内润滑油
Q ₁	外圈滚道处热源
Q ₂	内圈滚道处热源

$$Q_1 = \sum_{j=1}^Z H_{ej} + \sum_{j=1}^Z E_{dej} + \sum_{j=1}^Z H_{ej} + 0.5 (H_{oil} + H_{cl} + H_c) \quad (37)$$

$$Q_2 = \sum_{j=1}^Z H_{ij} + \sum_{j=1}^Z E_{dij} + \sum_{j=1}^Z H_{ij} + 0.5 (H_{oil} + H_{cl} + H_c) \quad (38)$$

2.2.1 导热热阻

对于轴承内圈、外圈以及轴承座, 可以将其看做圆环导热, 计算公式如下^[13]:

$$R = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kl} \quad (39)$$

式中 d_o 为圆环外径, d_i 为圆环内径, k 为材料导热系数, l 为特征长度。

钢球与滚道间接触热阻为^[18]

$$R = \frac{1}{\pi} \left(\frac{a}{b} \right) \frac{1}{ka \sqrt{Pe}} \quad (40)$$

式中 a 、 b 为钢球与滚道接触区域长短半轴; $Pe = a\rho V_c c_p / k$ 为 Peclet 数, V_c 为特征速度, c_p 为润滑油比定压热容。

2.2.2 对流热阻

固体表面的对流热阻通常用下式表示^[18]:

$$R = \frac{1}{h_v S} \quad (41)$$

式中 h_v 为表面传热系数, S 为对流传热面积, 其中 h_v 的求解方法可参考文献^[18]。

对于润滑油进入轴承腔内部吸收能量, 计算方法如下^[18]:

$$H = (T_{a1} - T_a) \rho_{oil} L_{oil} c_p \quad (42)$$

式中 T_{a1} 为出油温度, T_a 为入油温度, ρ_{oil} 为润滑油密度, L_{oil} 为润滑油体积流量。

2.2.3 数值求解

热网格法以传热学理论为基础, 以能量守恒定理为核心。对于建立热平衡方程, 假设两个不直接接触零件间没有热交换^[19]。

根据广义欧姆定理, 计算稳态传热时, 各个节点流入的热量等于流出的热量^[13]。

$$H_f + H_v + H_d = 0 \quad (43)$$

式中 H_f 为轴承产热; H_v 为热对流交换的热量; H_d 为热传导交换的热量。

对于节点间热平衡方程为^[13]

$$\sum \frac{T_x - T_y}{R_{xy}} = H_f \quad (44)$$

式中 $T_{x(y)}$ 为 $x(y)$ 节点温度; R_{xy} 为节点 $x-y$ 之间的热阻。

在相邻两个节点之间建立式(44)所示的热平衡方程, 即可得到热网络的计算模型。为简化热力耦合动力学计算量, 对于计算对流热阻中的非线性项, 采用前一迭代步计算温度作为下一迭代步的对流热阻的计算值, 最后对迭代结果进行收敛性判断。

航空发动机主轴球轴承热力耦合分析流程如图 6 所示。先由动力学计算出轴承各元件的运动状态及受力, 利用其计算结果计算轴承各部分摩擦生热, 之后再用热平衡方程求解各节点温度, 根据各节点计算温度重新计算轴承热膨胀修正其结构参数以及润滑油参数, 再进行动力学计算, 直至其计算结果收敛。

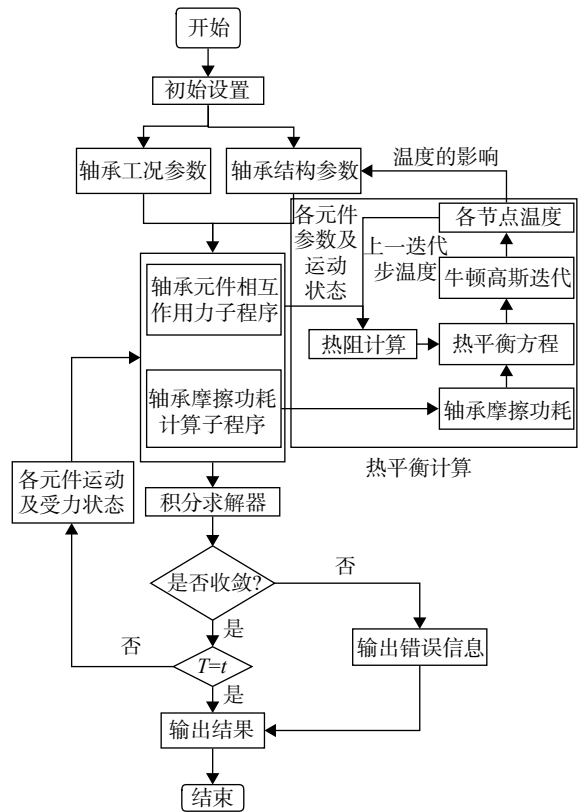


图 6 热力耦合流程图

Fig. 6 Thermal-mechanical coupling flow chart

3 结果分析

本文以航空发动机主轴球轴承为分析对象,采用预估-校正的 GSTIFF 变步长积分算法对所建立的球轴承热力耦合动力学模型进行求解。轴承额定动载荷 C_r 为 120.22 kN, 额定静载荷 C_{or} 为 110.5 kN, 轴承主要参数见表 2。

表 2 轴承主要参数	
Table 2 Main bearing parameters	
参数	数值
轴承外径/mm	180
轴承内径/mm	100
钢球直径/mm	22.225
初始接触角/(°)	33
钢球个数	17

3.1 考虑热力耦合对轴承性能的影响

轴承工况如下: 径向力为 4 500 N, 轴向力为 8 000 N, 供油量为 8 L/min, 供油温度为 100 ℃。转速从 10 000 r/min 到 20 000 r/min 时, 考虑热力耦合的影响转速与温度的关系如图 7 所示。

由图 7 可以看出当轴承转速较低时会出现轴承内圈温度低于外圈温度的情况。这是因为轴承

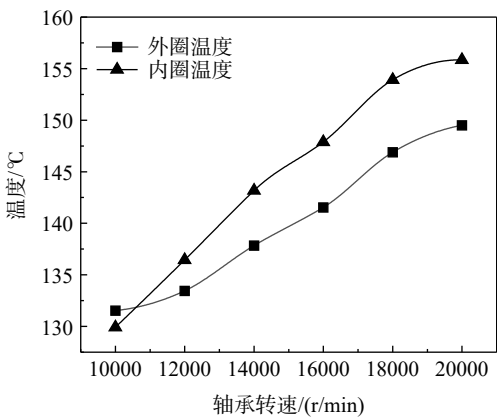


图 7 转速对轴承温度的影响

Fig. 7 Effect of rotational speed on bearing temperature

为内圈旋转、外圈固定且采用环下润滑方式, 内圈率先与润滑油产生热交换, 由于润滑油供油温度相对较低可以带走大多热量, 但随着内圈转速提升, 轴承在内圈产生的摩擦功耗增加速度大于外圈由此造成轴承内圈温度上升速度也大于外圈。

图 8 为考虑热力耦合情况下转速对保持架打滑率的影响对比。由图可以看出随着转速的增加, 考虑热力耦合的保持架打滑率增大速率比不考虑热力耦合的保持架打滑率更低。当转速较小时, 考虑热力耦合时保持架打滑率大于不考虑热力耦合时的保持架打滑率。其主要原因是考虑热力耦合时轴承径向游隙是个变化的值, 由图 7 可知, 随着转速的升高轴承内外圈温度差值变化会导致轴承径向游隙逐渐变小, 从而降低其保持架打滑率。

对于角接触球轴承, 保持架打滑率受接触角影响, 钢球处于不同方位角, 其打滑率不同。因此进一步分析钢球与内圈接触滑动速度, 在这两种情况下的结果对比。以钢球与内圈的滑动速度为例分析, 取动力学仿真稳定后 0.2~0.3 s 的结果,

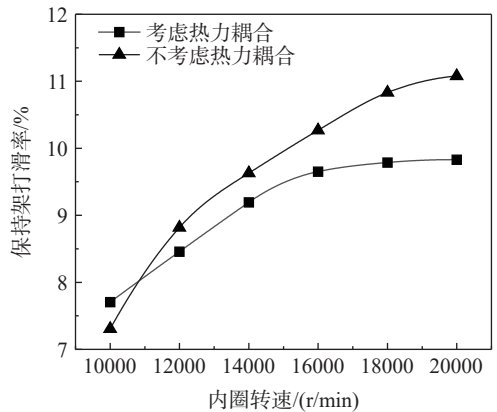


图 8 考虑热力耦合转速对保持架打滑率的影响

Fig. 8 Effect of considering thermal-mechanical coupling speed on cage sliprate

如图 9 所示。

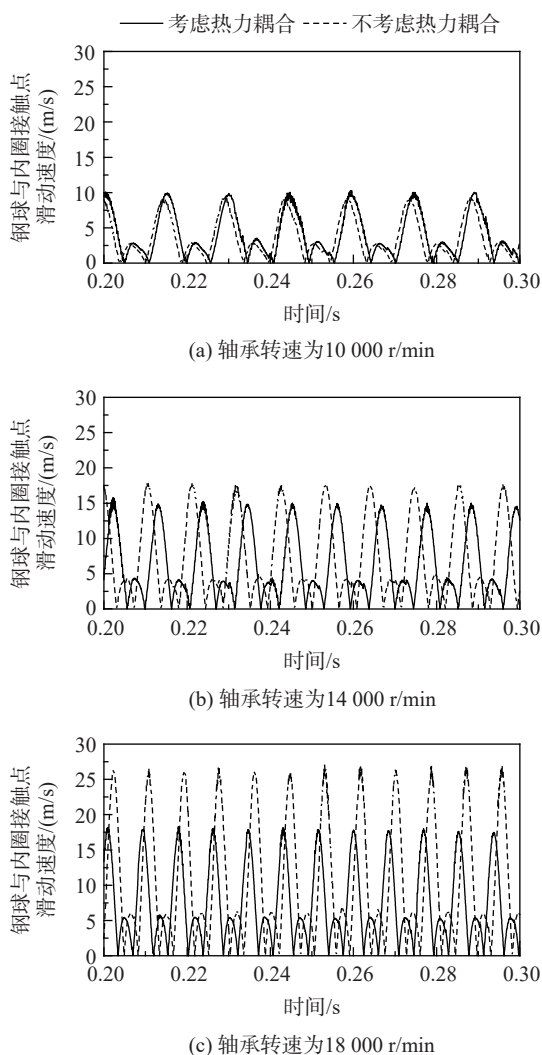


图 9 考虑热力耦合对钢球与内圈接触处滑动速度的影响
Fig. 9 Effect of considering thermal-mechanical coupling on sliding velocity of steel ball in contact with inner ring

由图 9 可以看出当轴承转速在 10 000 r/min 时, 考虑热力耦合的情况下钢球与内圈接触处滑动速度相差不大; 随着轴承转速的升高其钢球与内圈接触点滑动速度差值越来越大。其原因与保持架打滑率相似, 均与受轴承产热导致的热膨胀有关。当转速较大时轴承生热较多, 轴承径向游隙将变小, 轴承承载区域变大, 降低轴承打滑。

图 10 为考虑热力耦合对轴承刚度的影响。轴承刚度可由赫兹接触刚度以及油膜刚度串联计算求得^[26]。由图可以看出随着轴承转速的升高, 考虑热力耦合的轴承径向刚度 K_r 呈上升趋势, 轴向刚度 K_a 呈下降趋势, 而不考虑热力耦合的轴承径向刚度与轴向刚度均呈下降趋势。这是因为随着转速的升高, 轴承油膜厚度增加导致其油膜刚度下降, 轴承刚度整体降低。而考虑热力耦合时

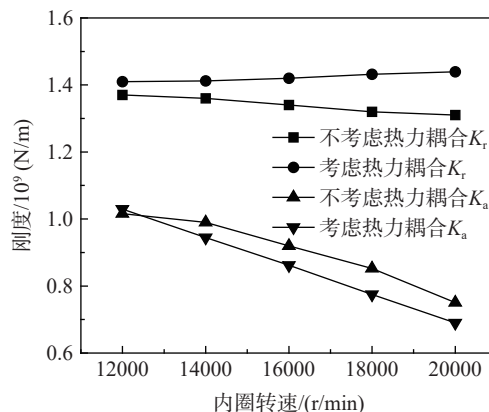


图 10 考虑热力耦合对轴承刚度的影响

Fig. 10 Effect of considering thermal-mechanical coupling on bearing stiffness

随着转速的升高, 轴承径向游隙逐渐减小, 接触角降低, 从而导致径向刚度升高, 轴向刚度下降。因此考虑热力耦合的轴承仿真结果径向刚度较大, 而轴向刚度较小。

3.2 供油量对轴承性能的影响

轴承的供油量大小对轴承内部油气比例大小影响较大, 其影响润滑油与轴承的换热能力。油气比例因子 X_{cav} 与轴承的转速 N , 润滑油体积流量 L_{oil} 以及轴承节圆直径 d_m 有关, 计算公式为^[20]

$$X_{cav} = k' \frac{L_{oil}^{0.37}}{Nd_m^{1.7}} \quad (45)$$

式中 k' 为试验拟合得到^[20]。

当轴承所受轴向力为 8 000 N, 径向力为 4 500 N, 转速为 18 000 r/min 以及供油温度为 100 °C 的情况下, 不同供油量对轴承温度、钢球阻力、保持架振动以及保持架与钢球碰撞力的影响如图 11~图 14 所示。

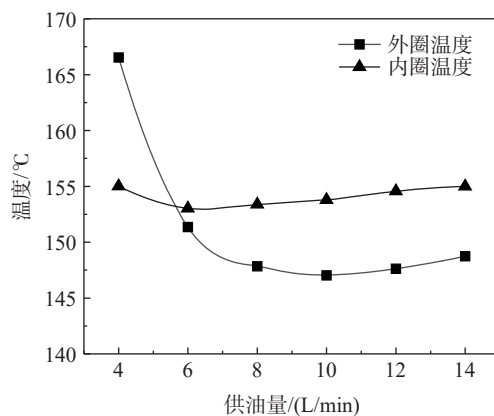


图 11 供油量对轴承内外圈温度的影响

Fig. 11 Effect of oil supply on temperature of inner and outer rings of bearings

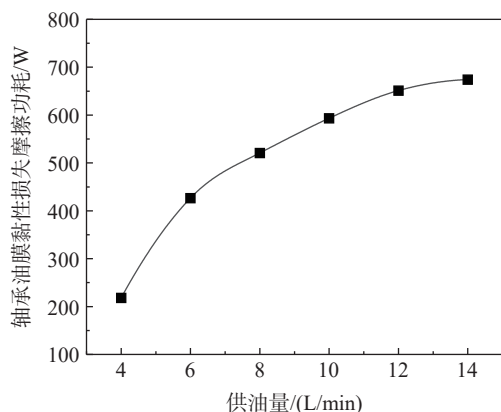


图 12 供油量对油气混合物作用于单个钢球阻力的影响

Fig. 12 Effect of oil supply on resistance of oil-gas mixture to individual steel ball

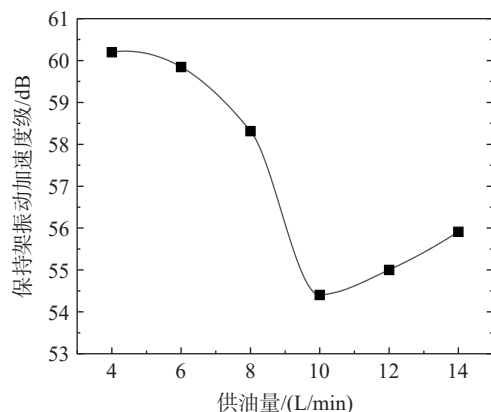


图 13 保持架振动加速度级随供油量变化规律

Fig. 13 Change law of cage vibration acceleration level with oil supply

图 11 为供油量对轴承内外圈温度影响。由图可以看出轴承内外圈温度都有随着供油量的增加,呈现先下降再小幅升高的趋势。因为随着供油量的增加,会导致轴承腔内润滑油温度下降与油气比例的增加。由于轴承为环下润滑轴承,因此内圈温度受轴承腔内油温与油气比例的影响较小。而外圈主要与进入轴承腔内的润滑油进行换热,因此受轴承腔内油温与油气比例影响较大。增加供油量是有利于外圈与润滑油之间的换热。而随着供油量的进一步增加,润滑油对轴承降温能力趋于饱和,但轴承腔内润滑油过多会导致轴承所受油膜黏性损失增加,如图 12 所示。因此当供油量过多时轴承温度有小幅上升趋势。

随着供油量的增加轴承内部各部件受力及运动状态会随之改变,其中供油量与保持架振动的关系如图 13 所示;相应的钢球与保持架之间碰撞力计算结果如图 14 所示。

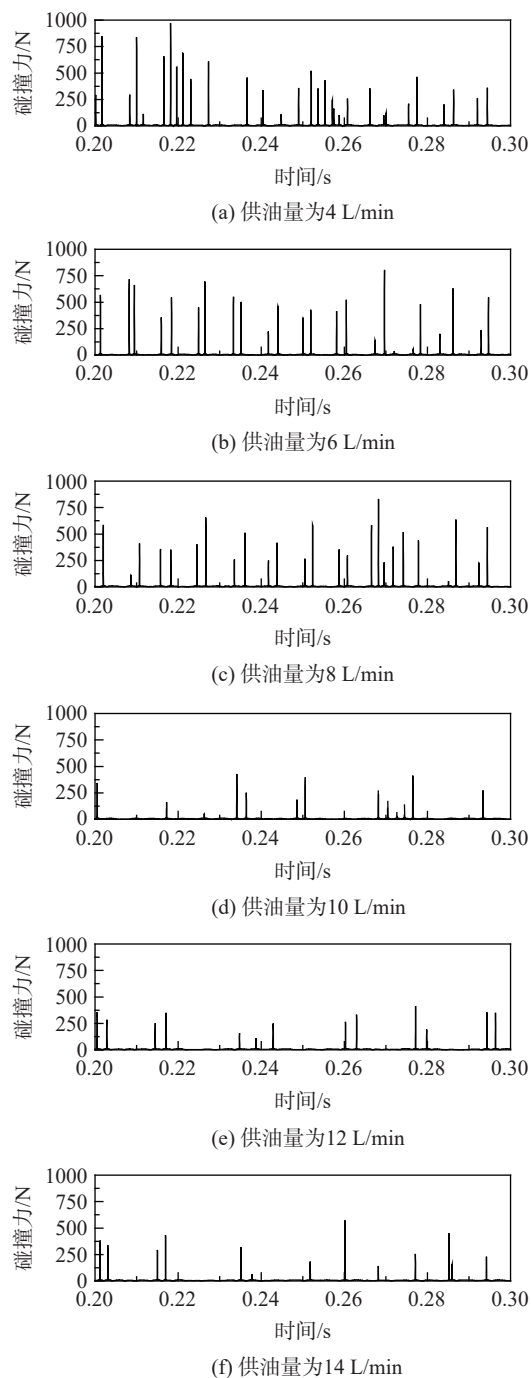


图 14 供油量对钢球与保持架碰撞力的影响

Fig. 14 Effect of oil supply on collision force between steel ball and cage

由图 13 可以看出,随着供油量的增加保持架振动加速度级呈现出先减小后增大的趋势,当供油量为 10 L/min 时轴承保持架振动加速度级最小。同时由图 14 可以看出钢球与保持架间碰撞力在供油量小于 10 L/min 时其碰撞频次和大小随着供油量增大而减小。这是因为供油量较少时会导致钢球与内圈的油膜厚度减小,其套圈对钢球的拖动力增大,从而导致钢球与保持架之间碰撞力峰

值变大。当供油量大于或等于 10 L/min 时钢球与保持架碰撞力的大小与频次出现明显降低, 但供油量过大会增大保持架振动。综合图 13 与图 14 分析该工况最佳供油量为 10 L/min。

3.3 供油温度对轴承性能的影响

航空发动机轴承润滑油供油温度通常都很高, 不同供油温度对轴承动态性能的影响不同。因此为获得轴承供油温度的合理区间, 对不同供油温度下轴承动态特性进行了研究。假设工况如下: 轴向力为 8 000 N, 径向力为 4 500 N, 转速为 18 000 r/min, 供油量为 10 L/min。

如图 15 所示为供油温度与轴承摩擦功耗之间的关系, 其中保持架与引导面间的摩擦功耗、钢球与保持架间滑动摩擦功耗以及油膜黏性损失摩擦功耗随着温度的升高而降低。这是因为随油温的升高, 润滑油的动力黏度也相应下降。4106 润滑油运动黏度与温度之间的关系式为^[27]

$$\lg \lg (\nu_{\theta} \times 10^{-6} + 0.6) = 0.7429 - 0.3742 \lg \theta \quad (46)$$

式中 θ 为温度; ν_{θ} 为润滑油的运动黏度, 动力黏度计算方法为 $\eta = \nu_{\theta} \rho$, 其中 ρ 为润滑油密度。

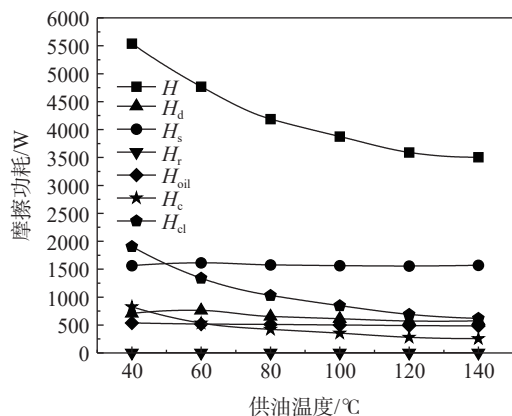


图 15 不同供油温度下摩擦功耗

Fig. 15 Frictional power consumption at different oil supply temperatures

由图 16 可看出保持架与引导面间摩擦功耗随供油温度升高下降幅度最大。这是因为保持架与引导面之间作用力与润滑油动力黏度成正比关系。其计算公式为^[23]:

$$W_p = \frac{\eta_0 R B^3 \varepsilon}{C_g^2 (1 - \varepsilon)^2} (\omega_i + \omega_c) \quad (47)$$

式中 η_0 为油膜动力黏度; R 为引导面半径; B 为引导面宽度; C_g 为引导面间隙; $\varepsilon = r_c / C_g$, r_c 为保持架质心偏移量。根据式(46)可知润滑油动力黏度

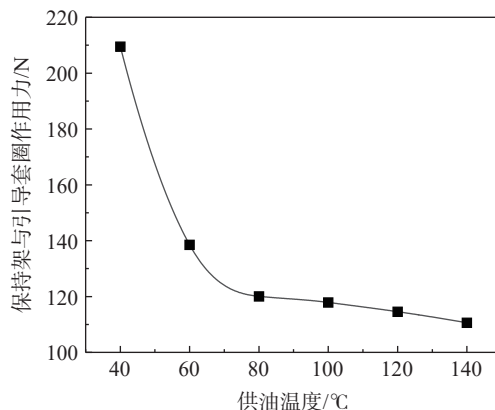


图 16 供油温度对保持架与引导套圈间作用力的影响

Fig. 16 Effect of oil supply temperature on force between cage and guide ring

随供油温度升高而下降。因此保持架与引导套圈作用力随着供油温度升高大幅下降。

图 17 为轴承内外圈温度随供油温度变化的规律。由图可以看出在供油温度低时外圈温度高于内圈温度, 高油温时内圈温度较高。这是因为环下润滑轴承, 润滑油先与内圈换热升温后流入轴承内部再与外圈进行换热, 轴承外圈换热油温始终高于内圈。根据式(42)可知, 当供油温度较低时润滑油与内圈温差大能带走较多热量, 轴承内部油温升高幅度较大, 与轴承外圈换热的润滑油温度相比供油温度较高, 因此外圈温度高于内圈。当供油温度较高时入油口油温与轴承内圈温差变小, 轴承腔内润滑油相比入油口油温升温较小, 随着供油温度的升高, 内圈和外圈换热的润滑油温差在逐渐变小。因此随着供油温度的升高, 内圈温度逐渐高于外圈。

图 18 为供油温度对轴承保持架振动加速度

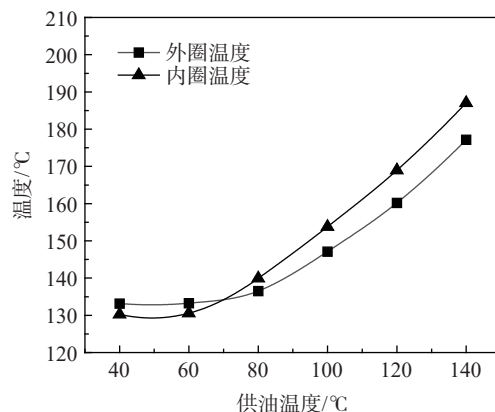


图 17 不同供油温度下内外圈温度

Fig. 17 Inner and outer ring temperatures at different oil supply temperatures

级的影响。由图可知保持架振动加速度级随着供油温度的升高,呈现出先减小后增大趋势。过低的入口油温会导致润滑油动力黏度过大,加剧轴承振动。由图 19 可以看出供油温度过低时,钢球与保持架之间碰撞力较大且碰撞频次较高。综合分析图 18 与图 19 可知供油温度为 120 ℃ 时保持架振动最小,相应的钢球与保持架碰撞力也最小。因此该工况合适的供油温度为 120 ℃。

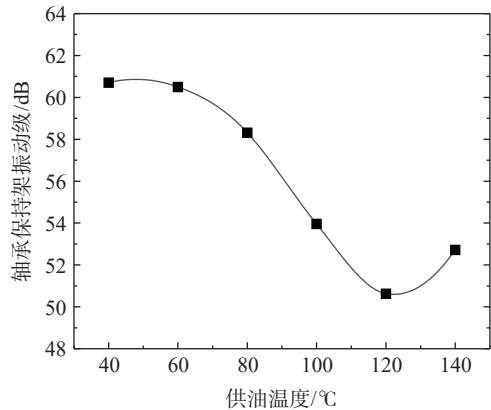


图 18 保持架振动加速度级随供油温度变化规律
Fig. 18 Change law of cage vibration acceleration level with oil supply temperature

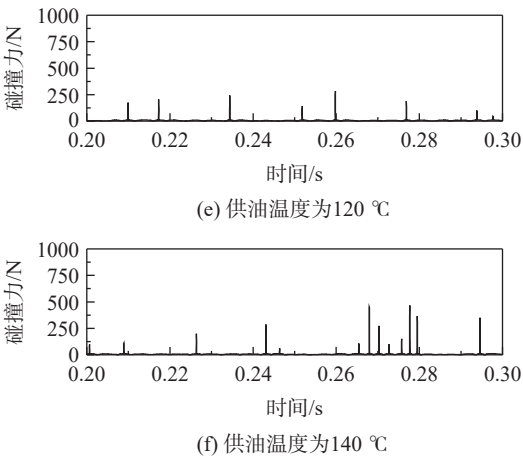
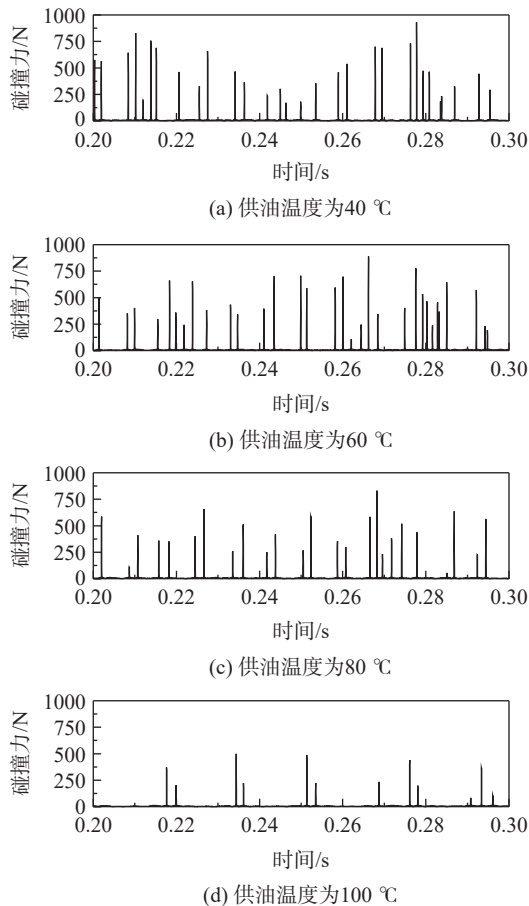


图 19 不同供油温度对钢球与保持架碰撞力的影响
Fig. 19 Effect of different oil supply temperature on collision force between steel ball and cage

4 试验结果对比

通过建立的仿真模型对轴承外圈温度进行仿真计算并与试验获得的结果进行对比。试验轴承主要参数见表 3。

表 3 试验轴承主要参数	
Table 3 Main parameters of test bearings	
参数	数值
轴承外径/mm	220
轴承内径/mm	150
钢球直径/mm	22.225
初始接触角/(°)	30
钢球个数	22

航空发动机轴承温升试验中工况输入采用载荷谱试验,使用 Pt100 温度传感器(最高测量温度为 300 ℃,精度为±2 ℃)对轴承外圈温度进行测量。选取轴承温升试验过程中几个典型工况与仿真结果进行对比,工况选取如表 4 所示。

表 4 试验工况				
Table 4 Test conditions				
工况序号	转速/(r/min)	轴向力/N	径向力/N	供油温度/℃
1	10 000	3 300	1 800	135
2	10 000	3 300	1 800	155
3	14 000	9 800	2 800	135
4	14 000	9 800	2 800	165
5	16 000	2 900	3 700	145
6	16 000	2 900	3 700	165

通过仿真计算提取出外圈温度与试验选取出的 6 种工况所测出的外圈温度进行对比, 对比结果如表 5 所示, 其中仿真结果(1)代表考虑热力耦合的结果, 仿真结果(2)代表不考虑热力耦合的结果。

表 5 试验结果对比
Table 5 Comparison of test results

工况 序号	试验 结果/℃	仿真 结果(1)/℃	仿真 结果(2)/℃	误差(1)/ %	误差(2)/ %
1	141.46	156.52	160.13	10.65	13.19
2	173.98	175.16	181.49	0.68	4.3
3	154.89	174.32	179.43	12.54	15.84
4	182.98	199.81	208.94	9.20	14.18
5	179.85	178.57	184.59	0.71	2.64
6	186.58	192.93	202.89	3.40	8.74

由表 5 对比结果可以看出, 不考虑热力耦合的仿真结果相比较考虑热力耦合的仿真结果偏大, 这是因为考虑热力耦合的仿真模型, 受到轴承温度的反馈影响, 其径向游隙变小, 轴承工作接触角变小, 从而使轴承自旋摩擦功耗降低, 降低轴承整体摩擦功耗。

综上所述, 考虑热力耦合的仿真结果更接近于试验结果且最大误差不超过 15%。结果吻合较好, 一定程度上验证了本模型的正确性。

5 结 论

本文应用热网格法与轴承动力学原理建立了热力耦合的轴承动力学模型, 对比了不考虑热力耦合的动力学模型, 并与试验结果相对比, 验证了模型的可靠性。最后采用该模型分析了轴承供油温度与供油量对轴承动力学的影响。得出以下主要结论。

1) 高速球轴承其自身摩擦生热造成的轴承温度改变对其动力学有着重要影响, 随着转速的升高轴承生热对轴承动态特性影响越大。因此在对高速轴承进行动力学仿真时不能忽略轴承温度的影响。

2) 轴承与保持架碰撞力受供油量的影响较大, 当供油量达到一个限度, 钢球与保持架碰撞力将显著降低, 对于本节研究的工况可以看出, 当供油量为 10 L/min 时轴承保持架振动以及钢球对保持架碰撞力最小, 继续增大供油量会导致轴承保持架振动增大以及轴承功耗增加, 因此对于

此工况建议供油量为 10 L/min。

3) 供油温度对轴承的影响主要体现在对轴承润滑油动力黏度以及轴承散热能力上。供油温度低会导致润滑油动力黏度过高, 造成保持架与引导套圈以及钢球之间作用力较大。而过低或过高的供油温度都会导致保持架振动增大。因此据上文分析本文研究工况供油温度应控制在 120 ℃ 左右。

参考文献:

- [1] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia, US: Svenska Kullager Fabriken (SKF) Industries Incorporation, 1959.
- [2] 邓四二, 华显伟, 张文虎. 陀螺角接触球轴承摩擦力矩波动性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(7): 1713-1724.
DENG Sier, HUA Xianwei, ZHANG Wenhui. Analysis on friction torque fluctuation of angular contact ball bearing in gyro motor[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(7): 1713-1724. (in Chinese)
- [3] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 114-120.
DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(5): 114-120. (in Chinese)
- [4] 邓凯文, 谢鹏飞, 廖辉, 等. 控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动机理[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 752-768.
DENG Kaiwen, XIE Pengfei, LIAO Hui, et al. Mechanism of abnormal fluctuation of friction torque of control moment gyro bearing assembly[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 752-768. (in Chinese)
- [5] 刘悦阳, 杨海生, 苏冰, 等. 航空发动机双列角接触轴承摩擦功耗仿真分析[J]. 机械传动, 2021, 45(2): 129-135.
LIU Yueyang, YANG Haisheng, SU Bing, et al. Simulation analysis of the friction power consumption of double row angular contact ball bearings for aero-engine[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(2): 129-135. (in Chinese)
- [6] 高超. 脂润滑角接触球轴承摩擦力矩的动态预测及热特性分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.
GAO Chao. Dynamic prediction of friction torque and analysis of thermal characteristics in grease lubricated angular contact ball bearings[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [7] 陈观慈, 王黎钦, 古乐, 等. 高速球轴承的生热分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 163-168.
CHEN Guanci, WANG Liqin, GU Le, et al. Heating analysis of the high speed ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 163-168. (in Chinese)
- [8] 倪真真, 董金龙, 刘伟. 基于油气比例模型的高速球轴承功耗分析[J]. 轴承, 2019(10): 5-8, 51.
NI Zhenzhen, DONG Jinlong, LIU Wei. Analysis on power consumption of high-speed ball bearing based on oil-gas proportional model[J]. Bearing, 2019(10): 5-8, 51. (in Chinese)
- [9] TRUONG D S, KIM B S, RO S K. An analysis of a thermally affected high-speed spindle with angular contact ball bearings[J]. Tribology International, 2021, 157: 106881.
- [10] 靳岚, 芮执元, 蒋海元, 等. 考虑接触参数与摩擦生热交互影响的高速角接触球轴承温升预测研究[J]. 机械工程学报,

- 2021, 57(7): 61-67.
- JIN Lan, RUI Zhiyuan, JIANG Haiyuan, et al. Research on prediction of temperature rise of high speed angular contact ball bearing considering interaction between contact parameters and friction heat [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 57(7): 61-67. (in Chinese)
- [11] 程庆元. 直升机主减速器的轴承热分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
- CHENG Qingyuan. The thermal analysis research on bearing of helicopter main reducer[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)
- [12] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis[M]. Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [13] AI Siyuan, WANG Wenzhong, WANG Yunlong, et al. Temperature rise of double-row tapered roller bearings analyzed with the thermal network method[J]. *Tribology International*, 2015, 87: 11-22.
- [14] 张长, 田继胤, 郭丹, 等. 考虑热膨胀影响的脂润滑高速角接触球轴承热特性分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2022, 62(3): 482-492.
- ZHANG Chang, TIAN Jiyin, GUO Dan, et al. Thermal characteristics of grease lubricated high-speed angular contact ball bearings with thermal deformation[J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2022, 62(3): 482-492. (in Chinese)
- [15] TAKABI J, KHONSARI M M. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings[J]. *Tribology International*, 2013, 60: 93-103.
- [16] TAKABI J, KHONSARI M M. On the thermally-induced failure of rolling element bearings[J]. *Tribology International*, 2016, 94: 661-674.
- [17] ZHENG Dexing, CHEN Weifang. Thermal performances on angular contact ball bearing of high-speed spindle considering structural constraints under oil-air lubrication[J]. *Tribology International*, 2017, 109: 593-601.
- [18] NEUROUTH A, CHANGENET C, VILLE F, et al. Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2014, 228(11): 1266-1275.
- [19] ZHENG Dexing, CHEN Weifang, LI Miaomiao. An optimized thermal network model to estimate thermal performances on a pair of angular contact ball bearings under oil-air lubrication[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 131: 328-339.
- [20] POULY F, CHANGENET C, VILLE F, et al. Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2010, 224(9): 925-933.
- [21] 高帅, 韩勤锴, 褚福磊. 考虑热流固耦合的角接触滚动轴承动力学特性及打滑状态分析[J]. *机械工程学报*, 2022, 58(9): 87-97.
- GAO Shuai, HAN Qinkai, CHU Fulei. Analysis of dynamic characteristics and skidding state of angular contact bearing by thermo-hydro-elasto-dynamic coupling model[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(9): 87-97. (in Chinese)
- [22] 章一强. 高速角接触球轴承温度特性及旋转精度研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- ZHANG Yiqiang. Research on temperature characteristics and rotation accuracy of high speed angular contact ball bearings[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019. (in Chinese)
- [23] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理[M]. 2 版. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [24] BURTON R A, STAPH H E. Thermally activated seizure of angular contact bearings[J]. *Tribology Transactions*, 1967, 10(4): 408-417.
- [25] 张文虎. 圆柱滚子轴承动力学仿真及半物理试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2019.
- ZHANG Wenhui. Study on the dynamics simulation and semi-physical experiment of cylindrical roller bearing[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2019. (in Chinese)
- [26] 邓四二, 董晓, 崔永存, 等. 双列角接触球轴承动刚度特性分析[J]. *兵工学报*, 2015, 36(6): 1140-1146.
- DENG Sier, DONG Xiao, CUI Yongcun, et al. Analysis of dynamic stiffness characteristics of double-row angular contact ball bearings[J]. *Acta Armamentarii*, 2015, 36(6): 1140-1146. (in Chinese)
- [27] WANG Yanshuang, YANG Boyuan. An investigation into grease behavior in thermal EHL circular contacts[J]. *Tribology Transactions*, 2006, 49(3): 449-453.

(编辑: 秦理曼)