

浮环轴承温度预测模型的仿真及试验验证

张文静¹, 陈渭¹, 门日秀², 李培¹

(1. 西安交通大学 现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 西安 710049;
2. 中国北方发动机研究所 柴油机高增压技术国家级重点实验室, 天津 300400)

Temperature Predication Model of Floating Ring Bearing and Its Experimental Validation

ZHANG Wenjing¹, CHEN Wei¹, MEN Rixiu², LI Pei¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. National Key Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Technology, China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

Abstract: Based on nonlinear dynamic oil-film forces, a more precise temperature prediction model of the floating ring bearings of a turbocharger was presented. In this model, the influences of thermal effect on oil viscosity and bearing deformation were considered, and the influences of pressure flow and shear flow on the ring speed ratio (floating ring speed to rotor spin speed ratio) were also taken into account. The oil return flow temperatures measured from experiments were compared with the simulated results. The analysis results indicate that the errors of the model are in an allowable range, verifying the effectiveness of the model. The relationship between oil temperature and rotor spin speed is nearly linear. The variations of temperature, oil viscosity, ring speed ratio and bearing clearance are in reasonable ranges. And the floating ring bearings work well. This would be theoretical foundations for the future R&D and structural optimization of the floating ring bearings.

摘要: 综合考虑温黏效应和热膨胀导致的半径间隙变化, 结合动载作用下的非线性油膜力, 考虑压力流和剪切流对摩擦力矩的共同影响, 建立了更为精确的涡轮增压器浮环轴承系统温度预测模型。在涡轮增压器浮环轴承试验台上对回油温度进行实测, 并对仿真结果进行对比分析。研究表明: 仿真所得结果与试验所测结果有较好的吻合性, 证明了温度预测模型的准确性; 温度和转速变化关系接近线性, 温升、黏度、环速比和轴承间隙等变化均在合理范围之内, 浮环轴承工作状态良好。

关键词: 内燃机; 温度预测; 高速; 动载; 浮环轴承; 涡轮增压器

Key words: IC engine; temperature prediction; high speed; dynamic load; floating ring bearing; turbocharger

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.01.009

中图分类号: TK421⁺.1

文献标识码: A

0 概述

浮环轴承的温度随涡轮增压器转速的增大而急

剧升高, 热效应导致轴承间隙和油膜黏度等参数变化, 对轴承的工作性能和使用寿命有着至关重要的影响。国外浮环轴承热效应研究成果较多^[1-5]; 文献[1]

收稿日期: 2015-01-12

基金项目: 国防科技重点实验室基金项目(9140C330104130C33112)

作者简介: 张文静(1988—), 女, 博士生, 主要研究方向为轴承润滑理论及失效分析, E-mail: zhang2wenjing@163.com;

陈渭(联系人), 男, 教授, 博导, 主要研究方向为润滑失效分析、轴承转子动力学分析与设计等, E-mail: chenw@mail.xjtu.edu.cn。

建立了考虑热效应的浮环轴承分析模型,文献[2-4]试验和仿真分析得到了考虑热效应的环速比随轴颈转速的增大而减小的规律^[5]。国内关于浮环轴承的动力学研究较多,但针对热效应研究成果较少^[6-8],虽然考虑了温黏效应,但大多忽视了热膨胀导致的半径间隙的变化,动载条件下的热效应研究更少^[6-11];文献[8]建立了浮环轴承和轴承体复杂表面的实体模型,并进行了温度预测,但忽略了热效应对浮环轴承结构变形和润滑油黏度变化的影响,环速比计算也采用了只与几何参数有关的简化公式;文献[9]考虑了热效应对润滑油黏度和油膜间隙的影响,但采用的 Capon 短轴承油膜力模型忽略了轴颈和浮环的回转变位角速度,动载条件下误差较大^[10-11]。浮环轴承环速比计算公式中涉及摩擦力矩,目前国内很多成果在摩擦力矩计算时忽略了压力流的影响^[7-9],静载时满足要求,动载情况误差较大^[11-12]。综合考虑以上因素,建立更为精确的浮环轴承温度预测模型的需求十分迫切。

综合考虑热效应对半径间隙、油膜黏度的影响,质量偏心导致的不平衡动载外力和非线性动载油膜力综合考虑挤压速度 $\dot{e}$ 和回转变位角速度 $e \cdot \Omega$ 的影响,建立了浮环轴承热效应数学模型并进行仿真分析,环速比计算时综合考虑剪切流和压力流的影响。试验研究验证了仿真模型的准确性,分析结果表明新设计浮环轴承工作性能良好。

1 浮环轴承温度预测模型

1.1 热平衡方程

为满足高转速的需求低功耗的要求,涡轮增压器通常采用浮环轴承进行支承,其结构原理如图1所示。其中, R_j 为轴颈半径, R_b 和 R_c 分别为浮环内、外圈半径, R_d 为静子半径, ω_1 和 ω_2 分别为轴颈和浮环角速度。与普通圆轴承相比,浮环将轴承内部分为内外两层油膜,内层油膜压力受轴颈和浮环运动的共同影响,外层油膜压力受浮环运动的影响,通过环速比来实现降低相对转速和功耗的目的。

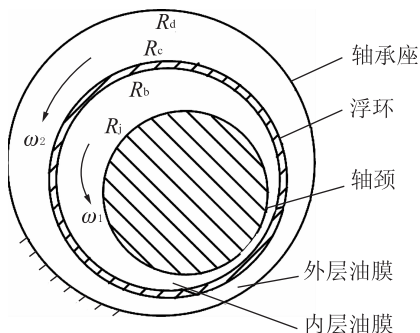


图1 浮环轴承结构示意图

浮环轴承热传递原理见图2。其中, T_i 、 T_o 为内、外层油膜平均温度, T_j 、 T_r 、 T_d 分别为轴颈、浮环和轴承座温度。由轴段传递到油膜的热量 ϕ_{ji} 与浮环轴承内层摩擦功耗产生的热量 ϕ_i 一起,由内层油膜吸收一部分(ϕ_{Li}),另一部分 ϕ_{ri} 传递到浮环,浮环吸收后将热量向外层传递 ϕ_{ro} ,该部分热量与外层摩擦功耗 ϕ_o 产生的热量一起,被外层油膜吸收一部分(ϕ_{Lo}),另外一部分通过轴承座向外界传递热量(ϕ_{od})。热量的单位为焦耳(J)。

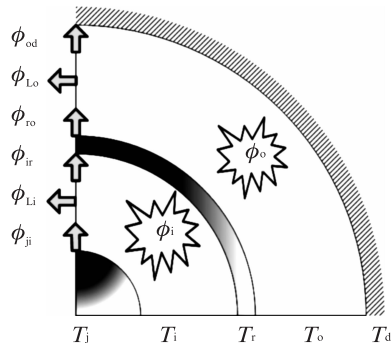


图2 热传递示意图

本文取进油温度为50℃(中国兵器工业总公司部标准《WJ1974—90 涡轮增压器试验方法》规定的合理范围是50~75℃),有如下热平衡关系:

$$\begin{cases} c_v \rho Q_i (T_{is} - 50) + 2\pi R_b L_i H (T_i - T_r) = \phi_i + \phi_{ji} \\ c_v \rho Q_o (T_{os} - 50) + \phi_{od} = \phi_o + 2\pi R_c L_o H (T_r - T_o) \\ T_i = 50 + 0.5 (T_{is} - 50) \\ T_o = 50 + 0.5 (T_{os} - 50) \\ \phi_{ji} = 2\pi R_j L_i H (T_j - T_i) \\ \phi_i = F_{ti} (\omega_1 R_j - \omega_2 R_b) \\ \phi_o = F_{to} \omega_2 R_c \\ \phi_{od} = 2\pi R_d L_o H (T_o - T_d) \end{cases} \quad (1)$$

式中, c_v 为润滑油比定容热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; ρ 为润滑油密度, kg/m^3 ; Q_i 、 Q_o 分别为内外层流量, m^3/s ; T_{is} 、 T_{os} 分别为内、外层出油温度, $^\circ C$; L_i 、 L_o 分别为内、外层轴承宽度, m ; H 为轴承表面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

$$\begin{cases} Q_i = \int_{-L_i/2}^{L_i/2} q_{xi} |_{\varphi=0} dz \\ Q_o = \int_{-L_o/2}^{L_o/2} q_{xo} |_{\varphi=0} dz \end{cases} \quad (2)$$

式中, q_{xi} 和 q_{xo} 为单位时间内通过单位宽度截面的体积流量^[16-17],如式(3)所示。

$$\begin{cases} q_{xi} = \frac{1}{2} h_i (\omega_1 R_j + \omega_2 R_b) - \frac{h_i^3}{12 \eta R_j} \frac{\partial p_i}{\partial \varphi} \\ q_{xo} = \frac{1}{2} h_o \omega_2 R_c - \frac{h_o^3}{12 \eta R_c} \frac{\partial p_o}{\partial \varphi} \end{cases} \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)得:

$$\begin{cases} Q_i = \frac{1}{2}L_i(R_b - R_j + \bar{e})(\omega_1 R_j + \omega_2 R_b) + \\ \quad \frac{\bar{e}L_i^3}{24R_j}(-\omega_1 - \omega_2 \frac{R_b}{R_j} + 2\Omega_1) \\ Q_o = \frac{1}{2}L_o(R_d - R_b + e_2)\omega_2 R_c + \\ \quad \frac{e_2 L_o^3}{24R_c}(-\omega_2 + 2\Omega_2) \end{cases} \quad (4)$$

为简化计算,假定热平衡时内层传给浮环的热量与浮环传给外层的热量相等^[3,13-15],且轴颈温度与内层油膜温度一致,轴承座温度与外层油膜温度一致,此时热量全部由润滑油带走,有:

$$\begin{cases} \phi_{ir} = \phi_{ro} \\ T_j = T_i \\ T_d = T_o \\ \phi_{ir} = 2\pi R_b L_i H(T_i - T_r) \\ \phi_{ro} = 2\pi R_c L_o H(T_r - T_o) \end{cases} \quad (5)$$

式中, h_i 、 h_o 为内、外层油膜厚度,m; p_i 、 p_o 为内、外层油膜压力,Pa; η_i 、 η_o 为内外层油膜动力黏度,Pa·s; φ 为以连心线为起点的逆时针角度,rad; $\bar{e}$ 、 e_2 为内外层偏心距,m; Ω_1 、 Ω_2 为内、外层回转变位角速度(等价于 $\dot{\theta}_i$ 、 $\dot{\theta}_o$)。

内、外层半径间隙常温时为 C_i^* 、 C_o^* ,热平衡时为 C_i 、 C_o ,单位均为m。轴颈和浮环的热膨胀系数分别为 α_j 、 α_r ,单位为 $^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。考虑热效应导致轴承结构热膨胀,有以下关系:

$$\begin{cases} C_i = C_i^* - \alpha_j R_j (T_j - 20) + \alpha_r R_b (T_r - 20) \\ C_o = C_o^* - \alpha_r R_c (T_r - 20) + \alpha_d R_d (T_d - 20) \end{cases} \quad (6)$$

由试验测得数据进行拟合,得到温黏方程(式(7))和温黏曲线(图3)。

$$\eta = \frac{0.1216}{(T - 41.0312)^{0.4851}} \quad (7)$$

1.2 动载非线性油膜力

基于圆轴承理论^[16-20],推导得到浮环轴承内、外层非线性动载油膜压力场控制方程如式(8)所示。

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial z} \left(h_i^3 \frac{\partial p_i}{\partial z} \right) = 6\eta_i \left(\omega_1 + \omega_2 \frac{R_b}{R_j} \right) \frac{\partial h_i}{\partial \varphi} + \\ \quad 12\eta_i (\dot{\bar{e}} \cos \varphi + \bar{e} \Omega_1 \sin \varphi) \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(h_o^3 \frac{\partial p_o}{\partial z} \right) = 6\eta_o \omega_2 \frac{\partial h_o}{\partial \varphi} + \\ \quad 12\eta_o (\dot{e}_2 \cos \varphi + e_2 \Omega_2 \sin \varphi) \end{cases} \quad (8)$$

内层、外层油膜力示意图如图4所示。图中, O 、

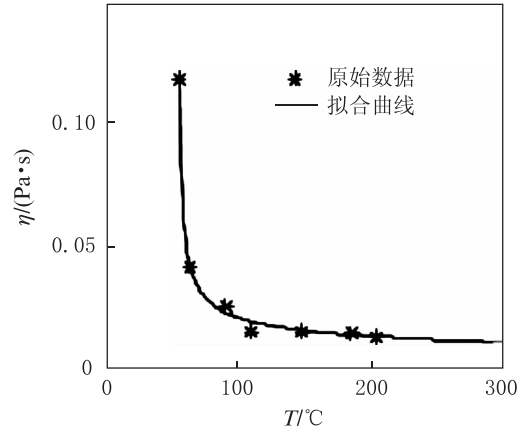
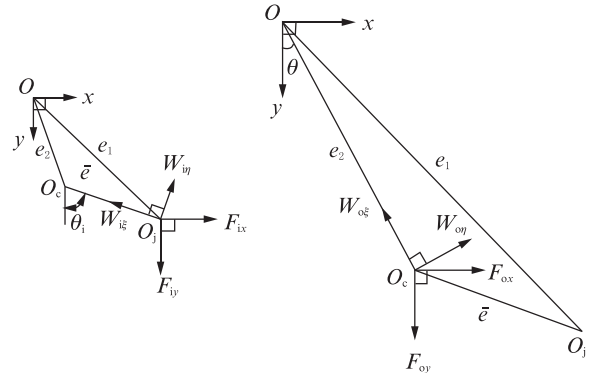


图3 T - η 温黏曲线

O_j 、 O_c 分别为静子、轴颈和浮环的中心, $\dot{\bar{e}}$ 、 $\dot{e}_2$ 分别为内、外层偏心距随时间变化率。轴承宽径比较小,基于短轴承理论推导得到油膜力解析式,如图4(a)所示,动态坐标系 ξ - O - η 中内层油膜力见式(9)。

$$\begin{cases} W_{i\xi} = \frac{R_j L_i^3 h_i}{2C_i^3} \left[\left(-\omega_1 - \omega_2 \frac{R_b}{R_j} + 2\Omega_1 \right) \bar{e} J_{i3}^{11} + 2 \dot{\bar{e}} J_{i3}^{02} \right] \\ W_{i\eta} = -\frac{R_j L_i^3 h_i}{2C_i^3} \left[\left(-\omega_1 - \omega_2 \frac{R_b}{R_j} + 2\Omega_1 \right) \bar{e} J_{i3}^{20} + 2 \dot{\bar{e}} J_{i3}^{11} \right] \end{cases} \quad (9)$$



(a) 内层油膜力示意图

(b) 外层油膜力示意图

图4 内层、外层油膜力示意图

其中,

$$\begin{cases} J_{i3}^{11} = \frac{-2\bar{e}}{(1-\bar{e}^2)^2} \\ J_{i3}^{02} = \frac{\pi/2 + \bar{e}^2 \pi}{(1-\bar{e}^2)^{5/2}} \\ J_{i3}^{20} = \frac{\pi/2}{(1-\bar{e}^2)^{3/2}} \end{cases} \quad (10)$$

绝对坐标系 x - O - y 中,浮环轴承内层油膜力见式(11)。

$$\begin{Bmatrix} F_{ix} \\ F_{iy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \theta_i & \cos \theta_i \\ -\cos \theta_i & -\sin \theta_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{i\xi} \\ W_{i\eta} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

如图4(b)所示,动态坐标系 $\xi-O-\eta$ 中的外层油膜力见式(12)。

$$\begin{cases} W_{o\xi} = \frac{R_c L_o^3 \eta_o}{2C_o^3} [(-\omega_2 + 2\Omega_2)e_2 J_{o3}^{11} + 2\dot{e}_2 J_{o3}^{02}] \\ W_{o\eta} = -\frac{R_c L_o^3 \eta_o}{2C_o^3} [(-\omega_2 + 2\Omega_2)e_2 J_{o3}^{20} + 2\dot{e}_2 J_{o3}^{11}] \end{cases} \quad (12)$$

其中,

$$\begin{cases} J_{o3}^{11} = \frac{-2\epsilon_2}{(1-\epsilon_2^2)^2} \\ J_{o3}^{02} = \frac{\pi/2 + \epsilon_2^2 \pi}{(1-\epsilon_2^2)^{5/2}} \\ J_{o3}^{20} = \frac{\pi/2}{(1-\epsilon_2^2)^{3/2}} \end{cases} \quad (13)$$

绝对坐标系 $x-O-y$ 中,外层油膜力见式(14)。

$$\begin{Bmatrix} F_{ox} \\ F_{oy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\theta_o & \cos\theta_o \\ -\cos\theta_o & -\sin\theta_o \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{o\xi} \\ W_{o\eta} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

1.3 系统动力学方程

非线性动力学方程组见式(15)。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = 2F_{ix} + m_0 e_0 \sin(\omega_1 t) \\ m_1 \ddot{y}_1 = 2F_{iy} + m_0 e_0 \cos(\omega_1 t) + m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_{ox} - F_{ix} \\ m_2 \ddot{y}_2 = F_{oy} - F_{iy} + m_2 g \end{cases} \quad (15)$$

式中, M_i 、 M_o 为浮环内、外摩擦力矩, $N \cdot m$ 。浮环转速的计算公式见式(16)。

$$\begin{cases} I\dot{\omega}_2 = M_o - M_i \\ M_i = F_{ti} R_b \\ M_o = F_{to} R_c \end{cases} \quad (16)$$

综合考虑剪切流和压力流的共同作用及空穴影响^[16],浮环内外层所受摩擦力如式(17)所示。

$$\begin{cases} F_{ti} = R_j L_i \eta_i \frac{\pi}{C_i (1-\epsilon^2)^{1/2}} \left(1 + \frac{1}{1+\epsilon}\right) (\omega_1 R_j - \omega_2 R_b) - \frac{\bar{\epsilon} W_{i\eta}}{2R_j} \\ F_{to} = R_c L_o \eta_o \frac{\pi}{C_o (1-\epsilon_2^2)^{1/2}} \left(1 + \frac{1}{1+\epsilon_2}\right) \omega_2 R_c + \frac{\epsilon_2 W_{o\eta}}{2R_c} \end{cases} \quad (17)$$

2 温度预测模型仿真

利用 MATLAB 编程,综合式(1)~式(17)进行数值仿真,算法流程图见图5。

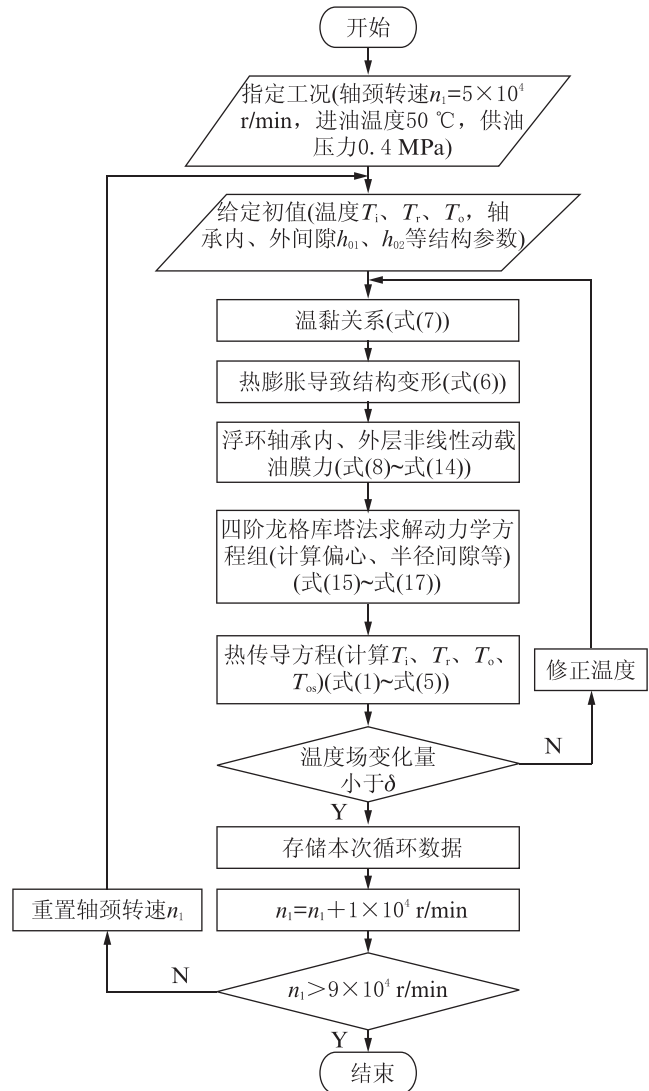


图5 算法流程图

浮环转速及环速比随速度变化规律如图6所示。轴颈转速由 2×10^4 r/min 提高到 11×10^4 r/min,环速比由 0.323 9 降低到 0.228 1,且变化逐渐趋于减缓。

如图7(a)所示, C_* 和 C 分别为常温时和达到热平衡时内、外层的半径间隙,单位为 m。转速由 2×10^4 r/min 升高到 11×10^4 r/min,热膨胀导致浮环轴承内层间隙变大,外层间隙变小,间隙和略有减小,内层间隙变化率由 1.106 增大到 1.156,外层间隙变化率由 0.908 9 减小到 0.851 9,间隙和变化率由 0.979 减小到 0.960,在合理范围之内。这是由于浮环膨胀系数相对轴颈和轴承座较大,浮环变形也相对较大,内层间隙增大,而总间隙和直接由轴颈变形量和轴承座变形量决定,热平衡后轴承座温度小于轴颈温度,故轴承座变形小于轴颈变形量,所以间隙和逐渐变小。外间隙为间隙和与内间隙的差值,间隙和减小且内间隙变大的前提下,外间隙必然减小。

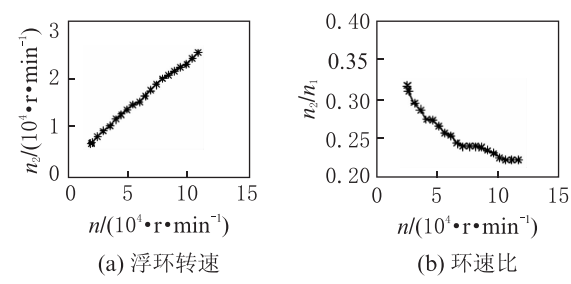


图 6 浮环转速及环速比

如图 7(b)所示：内层油膜、浮环和外层油膜的温度均随着转速的增大而升高，温度-转速曲线接近线性关系；且内层油膜温度最高，温升速率最大，浮环次之，外层油膜最小。

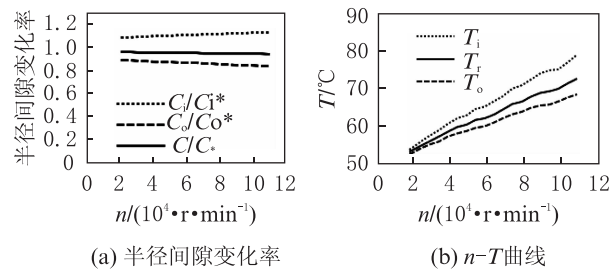


图 7 半径间隙变化率及温度-转速曲线

分析图 6 和图 7 仿真结果可知，涡轮增压器的工作转速对浮环轴承温升有影响显著，温度和转速接近线性关系，且内层油膜温升较快。温升伴随的轴承热膨胀导致半径间隙的减小，变化在合理范围之内。环速比随着转速的升高而减小，且变化趋于平缓。分析表明，给定浮环轴承的参数设计合理，工作状态良好。

3 试验验证

如图 8 所示，搭建涡轮增压器浮环轴承-转子系统试验台，测量出油温度随转速的变化规律，并与仿真结果进行对比分析。试验设备中，进油路上安装有油温闭环控制系统，保证进油温度恒定（允许有 < 5% 的误差）。距涡轮增压器油口较近的油路上，安装 PT100 铂电阻温度传感器（进油路和出油路上各一个），采集到的温度信号通过变送器转换为电压信号，进一步通过 NI 采集系统和采集软件，在 PC 机上实现温度的实时监测。试验采用 CD40 润滑油，密度 $0.899 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ，黏度等级 15 W/40，闪点 $235 \text{ }^\circ\text{C}$ ，比热容 $1.88 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ 。

试验条件为供油压力 0.4 MPa，进油温度 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 。涡轮增压器从 $1 \times 10^4 \text{ r/min}$ 左右开始加速，达到 $5 \times 10^4 \sim 9 \times 10^4 \text{ r/min}$ 范围时，每隔 $1 \times 10^4 \text{ r/min}$ 进行一次信号采集。试验结果见表 1。

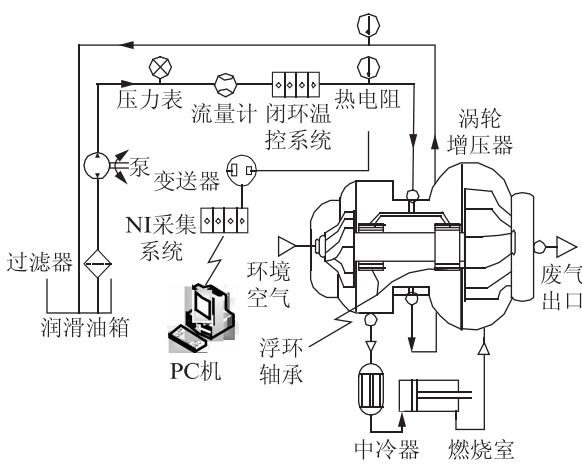


图 8 涡轮增压器试验台

表 1 涡轮增压器出油温度实测与仿真结果对比

转速/ ($10^4 \cdot \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	实测温度/ $^\circ\text{C}$	仿真温度/ $^\circ\text{C}$	相对误差/%
5	70.02	69.91	0.16
6	73.98	72.79	1.60
7	76.37	76.71	0.45
8	77.26	80.17	3.80
9	81.49	83.70	2.70

图 9 为浮环轴承出油温度实测数值与仿真结果的对比情况。分析表 1 和图 9 可知，出油温度仿真结果最大误差为 3.8%，在允许范围之内，与试验结果有较好的吻合性，验证了改进的浮环轴承热效应仿真模型的准确性。

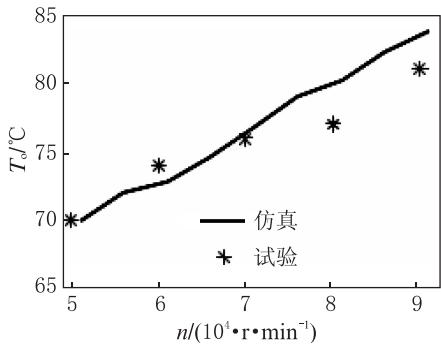


图 9 出油温度结果对比

4 结论

(1) 基于非线性动载油膜力解析模型，综合考虑质量偏心及热效应对轴承变形、油膜黏度、环速比的影响，得到更为精确的涡轮增压器浮环轴承温度预测模型。

(2) 浮环轴承温度随转速变化明显，接近线性增长关系；工作转速范围内，轴承温升、环速比及热膨胀导致的半径间隙改变量均在合理范围之内，证

明新设计的浮环轴承工作状态和性能均良好。

(3) 进行了涡轮增压器浮环轴承热效应试验研究,结果表明仿真结果的误差不超过 3.8%,验证了仿真模型的准确性。

参考文献:

- [1] CLARKE D M, FALL C, HAYDEN G N, et al. A steady-state model of a floating ring bearing, including thermal effects [J]. Journal of Tribology, 1992, 114(1): 141-149.
- [2] HOLT C, SAN A L, SAHAY S, et al. Test response and nonlinear analysis of a turbocharger supported on floating ring bearings [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127(2): 107-115.
- [3] SAN A L, KERTH J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(5): 437-450.
- [4] SAN A L, RIVADENEIRA J C, KOSTANDIN G, et al. Rotordynamics of small turbochargers supported on floating ring bearings highlights in bearing analysis and experimental validation [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 391-397.
- [5] SAN A L, BARBARIE V, BHATTACHARYA A, et al. On the effect of thermal energy transport to the performance of (semi) floating ring bearing systems for automotive turbochargers [J]. J. Eng. Gas Turbines Power, 2012, 134(10): 102507-102516.
- [6] 徐思友, 吴新涛, 闫瑞乾, 等. 增压器轴承和密封环温度试验研究 [J]. 车用发动机, 2010(2): 35-37.
XU S Y, WU X T, YAN R Q, et al. Experimental study on turbocharger bearing and sealing ring temperature [J]. Vehicle Engine, 2010(2): 35-37.
- [7] 师占群, 张浩, 张顺心, 等. 涡轮增压器浮环轴承润滑机理及稳定性研究 [C]//杭州: 2011 国际功能制造与机械动力学会议暨中国振动工程学会机械动力学学会成立 30 周年庆祝会议, 2011.
- [8] 胡辽平, 龚金科, 贾国海, 等. 基于耦合分析法的涡轮增压器浮环轴承数值仿真 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2013, 44(3): 992-997.
HU L P, GONG J K, JIA G H, et al. Numerical simulation on floating ring bearing of turbocharger based on coupled analysis method [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2013, 44(3): 992-997.
- [9] 张立伟. 微型燃气轮机转子-浮环轴承系统的动力学特性分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [10] 杨金福, 杨昆, 付忠广, 等. 滑动轴承非线性动态油膜力的解析模型研究 [J]. 润滑与密封, 2007, 32(9): 68-72.
YANG J F, YANG K, FU Z G, et al. Research on analytical model of sliding bearing nonlinear dynamic oil-film force [J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9): 68-72.
- [11] 韩振辉, 张安兵, 李耀祥, 等. 动载非单油叶轴承非稳态非线性油膜力数学模型 [J]. 西南科技大学学报, 2008, 23(1): 52-56, 70.
HAN Z H, ZHANG A B, LI Y X, et al. The mathematical model of unsteady nonlinear oil-film force acting on a non-single lobe journal bearing [J]. Journal of Southwest University of Science and Technology, 2008, 23(1): 52-56, 70.
- [12] 董勋, 吕慧瑛, 陆红涛, 等. 三油楔浮环轴承研究-在旋转动载荷作用下理论分析、计算及试验 [J]. 内燃机工程, 1983(3): 70-79.
DONG X, LÜ H Y, LU H T, et al. Study of the three-wedge floating ring bearing-theoretical analysis, calculations and experiments of the bearing under rotational dynamic load [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 1983, 4(3): 70-79.
- [13] 廖敏, 王新新. 高速电主轴轴承温度预测与温升影响因素分析 [J]. 西华大学学报 (自然科学版), 2013, 32(1): 88-92.
LIAO M, WANG X X. Temperature prediction and analysis of temperature influence factors for the bearing of high speed motorized-spindle [J]. Journal of Xihua University (Natural Science), 2013, 32(1): 88-92.
- [14] 赵秀栩, 黄安健, 杜凡, 等. 内燃机主轴表面温度及应变测量试验研究 [J]. 内燃机工程, 2014, 35(6): 1-8.
ZHAO X X, HUANG A J, DU F, et al. Surface strain and temperature measurement study of internal combustion engine main bearing [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2014, 35(6): 1-8.
- [15] 刘大全, 张文, 郑铁生. 圆轴承流体润滑热效应模型及其应用 [J]. 润滑与密封, 2005(4): 122-125, 165.
LIU D Q, ZHANG W, ZHENG T S. Thermo hydrodynamic model and application of circular journal bearing [J]. Lubrication Engineering, 2005(4): 122-125, 165.
- [16] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 173-180.
- [17] PINKUS O, STERNLICHT B. 流体动力润滑理论 [M]. 西安交通大学轴承研究小组, 译. 北京: 机械工业出版社, 1980: 14-16.
- [18] 张广军, 孟惠荣, 黄平, 等. 流体动压润滑失效机理的研究 [J]. 机械设计, 1997(1): 29-34.
ZHANG G J, MENG H R, HUANG P, et al. Failure mechanism of fluid hydrodynamic lubrication [J]. Machine Design, 1997(1): 29-34.
- [19] 黄平, 陈扬枝, 雒建斌, 等. 止推轴承流体动压润滑失效分析 [J]. 机械工程学报, 2000, 36(1): 96-100.
HUANG P, CHEN Y Z, LUO J B, et al. Failure analysis of fluid hydrodynamic lubrication in thrust bearing [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(1): 96-100.
- [20] 张浩, 师占群, 张顺心, 等. 基于质量守恒边界条件的浮环轴承贫油润滑特性理论分析 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 100-107.
ZHANG H, SHI Z Q, ZHANG S X, et al. A theoretical investigation on starved lubricating characteristics of the floating ring bearing based on Jakobsson-Floberg-Olsson boundary condition [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 100-107.

(编辑: 许 蕾)