DOI: 10.3901/JME.2020.21.131

长周期变转速下入口油温对高速轻载 涡轮增压器转子振动特性影响*

宾光富¹ 黄源¹ 钟新利¹ 杨峰² 毛征宇¹

(1. 湖南科技大学机电工程学院 湘潭 411201;

2. 宁波丰沃涡轮增压系统有限公司 宁波 315336)

摘要: 高速轻载涡轮增压器转子系统的入口油温在长周期变转速运行条件下会产生动态变化,从而改变转子系统振动特性甚至导致非线性振动事故。以某型汽油机用高速轻载涡轮增压器转子为研究对象,分析浮环轴承内油膜最小厚度与偏心率随入口油温参数的变化规律,构建涡轮增压器转子-浮环轴承系统动力学有限元模型,采用 Newmark 积分法分析转子系统的非线性瞬态响应,结合涡轮增压器升速实验,得到不同入口油温下转子系统三维振动瀑布图与 Colormap 频谱图,探究入口油温对转子系统振动响应特性的影响。结果表明:随着入口油温从 50 ℃增至 130 ℃时,内油膜最小厚度会减少,环速比与偏心率会增加,内油膜振荡幅值逐渐降低,但出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速点会提前约 30%,且外油膜涡动幅值会逐步增加。综合内外油膜涡动与振动幅值,入口油温约为 90 ℃时转子振动情况较好。结论可为设计具有智能抗振性能的高速轻载涡轮增压器转子系统的运行参数提供理论参考。

关键词: 入口油温; 动压油膜特性; 谐波响应分析; 油膜涡动; 涡轮增压器转子

中图分类号: TG156

Effect of Inlet Oil Temperature on Vibration Characteristics of High-speed Light-load Turbocharger Rotor under Long Period and Variable Speed

BIN Guangfu¹ HUANG Yuan¹ ZHONG Xinli¹ YANG Feng² MAO Zhengyu¹

(1. College of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xingatan 411201;

2. VÖFON Turbo Systems(Ningbo)Co., Ltd., Zhejiang, Ningbo 315336)

Abstract: The inlet oil temperature of high-speed and light-loaded turbocharger system changes dynamically under the operating conditions of long period and variables speed, thus changing the vibration characteristics of the rotor system and even leading to nonlinear vibration accidents. High-speed and light-load turbocharger system for a certain type of gasoline engine is studied. The variation of minimum thickness and eccentricity ratios of inner oil film in floating ring bearing with different inlet oil temperature is analyzed. The dynamic finite element model of turbocharger rotor-floating ring bearing system is constructed. Under the turbocharger speed up experiment and simulation calculation, adopting Newmark integral method to analyze the nonlinear transient response of the rotor system, the waterfall and Colormap of the rotor system are obtained under different inlet oil temperatures. Exploring the influence of inlet oil temperature on vibration response characteristics of rotor system. The results show that when inlet oil temperature rises from 50 ℃ to 130 ℃, the inner oil film minimum thickness decreases, the ring speed ratio and eccentricity ratios increase, and the whip amplitude of the inner oil film decreases gradually. But the rotational speed of the journal is earlier approximately by 30% when inner oil film whip and outer oil whirl, the outer oil film whirl amplitude is gradually increased. Considering the inner and outer oil film whirl and vibration amplitude, the rotor vibration reaches to the lowest level when the inlet oil temperature is about 90 ℃. Such findings can provide theoretical reference for future design of high speed and light-loaded turbocharger systems with intelligent anti-vibration performance feature.

Key words: oil supply temperature; dynamic pressure oil film characteristics; harmonic response analysis; oil film whirl; turbocharge rotor

* 国家自然科学基金 (51775030, 11672106)、湖南省自然科学基金 (2019JJ40084)和湖南省教育厅科学研究重点(19A171) 资助项目。
20191112 收到初稿, 20200326 收到修改稿

0 前言

采用涡轮增压器是目前提高小型汽车发动机功率、减少排量、增加燃油经济性的有效措施,该转子最高转速可达 240 kr/min,而转子质量约为 110 g,属于典型高速轻载型转子,但这类型转子在长周期、变转速、高温等复杂环境运行,往往因振动过大导致转子发生碰摩、断轴、叶轮损坏等非线性振动故障,随着市场需求,实现主动抑制振动响应的智能抗振转子系统已然成为当下涡轮增压器智能抗振的发展趋势,其中涡轮增压器入口油温的动态调控成为关键的影响因素。一般涡轮增压器设计的入口油温为 80~110 °C,但因发动机长周期运行以及变工况下的高温废气对涡轮增压器系统温度场的影响,从而传递不同热量给润滑油,使油温的变化范围为 50~130 °C,一方面改变浮环轴承的油膜黏度与动压润滑特性;另一方面影响浮环轴承的油膜力,使转子系统自激振动发生改变。故研究入口油温对高速轻载涡轮增压器转子系统振动影响规律成为转子设计过程中亟需解决的关键问题之一。

入口油温能改变浮环轴承的润滑特性,对转子系统的次同步振动造成影响,是引发转子系统非线性振动故障的主要来源,其中 SAN 与 GUO^[1-2]认为浮环轴承的温黏效应能降低环速比,影响轴承的稳定性。CHUN 等^[3]利用经典流体动力润滑理论发现轴颈转速与供油口类型对浮环轴承运行温度、油膜压力及摩擦特性有重要影响。张浩等^[4]基于浮环轴承贫油润滑机理,发现静载荷会影响浮动环偏心率、轴颈偏心率及内外油膜端泄量。李佳琪等^[5]建立了转轴-浮环-轴承座热量传递模型,研究轴承结构参数对浮环轴承润滑和散热性能的影响规律。池长青等^[6]采用动态雷诺润滑方程对浮环轴承的稳定性进行分析,揭示浮环轴承是单油膜失稳机制。SCHWEIZER 等^[7-9]研究含浮环轴承的涡轮增压器转子动力学特性,提出了次同步振动的三种模式,分析了入口油温、供油压力、不平衡量及结构参数变化对转子系统振动和分岔的影响。LEE 等^[10]通过仿真与实验相结合的方法,通过分析环速比、油膜涡动、轴心轨迹等表明进油压力与温度对涡轮增压器转子的动力学特性有较大影响。ZHANG 等^[11]发现转子在高转速与低转速范围内增加入口油温能降低涡轮增压器的功率损失。WANG 等^[12]研究浮环轴承极限公差间隙对涡轮增压器转子系统振动的影响规律。BIN 等^[13-14]研究了涡轮端和压叶轮端不平衡

大小与位置对高速涡轮增压器次同步振动抑制问题。张虹等^[15]研究入口油温和轴承间隙对涡轮增压器振动特性的影响。宾光富等^[16]研究了浮环轴向长度对高速轻载涡轮增压器转子系统油膜压力分布、偏心率 and 分频转速点等振动特性的影响。上述研究分析了入口油温、供油压力、轴承间隙等参数对转子系统润滑特性与稳定性的影响,但入口油温一般只考虑轴承温升所带来的影响,其变化范围相对比较稳定,而很少从因发动机自身工况与高温驱动燃料废气等因素影响角度出发,系统研究其较宽范围入口油温对这类长周期变转速下高速轻载涡轮增压器转子系统的涡动机理与振动特性。

根据浮环轴承的润滑机理,推导了转子-浮环轴承系统动力学方程,以浮环轴承力矩平衡和热平衡为基础建立浮环轴承有限元模型,分析入口油温对浮环轴承最小油膜厚度与偏心率的影响,构建涡轮增压器转子-浮环轴承系统动力学有限元模型,通过临界转速来验证有限元模型的正确性,并结合不同入口油温下转子系统有限元仿真分析与涡轮增压器升速实验,通过分析三维振动瀑布图与 Colormap 频谱图,探究入口油温对转子系统内油膜涡动、振荡及外油膜涡动的影响,揭示了入口油温与转子系统振动响应之间的关系。

1 转子-浮环轴承系统动力学建模

浮环轴承通过浮环把油膜分为内外双层油膜,使轴颈与轴瓦间的相对速度减少,降低摩擦功耗,提高转子系统的稳定性,其结构如图 1 所示。

图 1 浮环轴承结构剖面图

描述内外油膜动压的 Reynolds 方程为^[17]

$$\frac{1}{R_j} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{H_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial \theta_i} \right) + \frac{\partial}{\partial Z_i} \left(\frac{H_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial \theta_i} \right) = \frac{\Omega_j + \Omega_i}{2} \frac{\partial H_i}{\partial \theta_i} + \frac{\partial H_i}{\partial t} \quad (1)$$

$$\frac{1}{R_o} \frac{\partial}{\partial \theta_o} \left(\frac{H_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial \theta_o} \right) + \frac{\partial}{\partial Z_o} \left(\frac{H_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial p_o}{\partial Z_o} \right) = \frac{\Omega_r}{2} \frac{\partial H_o}{\partial \theta_o} + \frac{\partial H_o}{\partial t} \quad (2)$$

浮环轴承内外油膜厚度是内外油膜间隙和浮环位置矢量的函数为

$$\begin{aligned} H_i &= C_i + e_j \cos(\theta - \phi_i) \\ H_o &= C_o + e_r \cos(\theta - \phi) \end{aligned} \quad (3)$$

式中, i, o 分别表示内、外油膜; H 为油膜厚度; P 为油膜的动压力; R_o, R_j 为浮环外半径和轴颈半径; e_j 为轴颈到浮环中心的偏心距, e_r 为浮环到轴承中心的偏心距; ϕ_i, ϕ 为内外油膜偏位角^[18]; Ω_j, Ω_r 为轴颈转速与浮环转速。

考虑入口油温对浮环轴承油膜黏度的影响, 其润滑油的黏温方程为

$$\mu = \mu_o \exp(-\beta(T - T_o)) \quad (4)$$

式中, β 为黏温系数; μ_o 为 T_o 时的黏度值。

入口油温影响浮环的力矩平衡与热平衡, 使转子系统中的关键参数浮环转速与环速比处于动态变化过程。

其中浮环轴承的力矩平衡方程为^[19]

$$I_r \dot{\Omega}_r = M_i - M_o \quad (5)$$

$$M_i = 2\pi \frac{\mu_i R_{ri} L_i (\Omega_j - \Omega_r)}{c_i \sqrt{1 - \varepsilon_i^2}} + \frac{\bar{x} F_{iy} - \bar{y} F_{ix}}{2} \quad (6)$$

$$M_o = 2\pi \frac{\mu_o R_{ro} L_o \Omega_r}{c_o \sqrt{1 - \varepsilon_o^2}} + \frac{x_r F_{oy} - y_r F_{ox}}{2} \quad (7)$$

式中, M 为摩擦力矩; F 为非线性油膜力。

浮环轴承内外油膜热平衡方程为

$$2\pi R_j L_j \lambda_j (T_j - T_i) + W_i = E_{Qi} + 2\pi R_i L_i \lambda_r (T_i - T_R) \quad (8)$$

$$T_i = T_{import} + \Delta T_i \quad (9)$$

$$2\pi R_o L_o \lambda_r (T_r - T_o) + W_o = E_{Qo} + 2\pi R_B L_o \lambda_B (T_o - T_B) \quad (10)$$

$$T_o = T_{import} + \Delta T_o \quad (11)$$

内油膜摩擦做功所产生的热量一部分由内油膜端泄带走, 另一部分传递到浮环。同理, 外油膜摩擦做功所产生的热量一部分由外油膜端泄带走, 另一部分传递到轴承座。对于浮环本身, 其吸收的热量等于扩散的热量。式中, W_i, W_o 为内外油膜摩擦功耗; $\lambda_j, \lambda_r, \lambda_B$ 为润滑油与轴颈、浮环、轴承座之间的热传导率; E_{Qi}, E_{Qo} 为内、外端泄所带走的热量; T_i, T_o, T_j, T_r, T_B 为内、外油膜温度、轴颈温度、浮环温度及轴承座温度; $\Delta T_i, \Delta T_o$ 为内、外油膜温升; T_{import} 为入口油温。

考虑入口油温与轴承内外油膜温升对内外油膜黏度的影响, 则稳态条件下浮环处于力矩平衡与热平衡状态^[20], 即浮环转速 Ω_r 与环速比 γ 为

$$\gamma = \frac{\Omega_r}{\Omega_j} = \frac{1}{1 + \frac{\mu_o}{\mu_i} \left(\frac{R_o}{R_i} \right)^3 \frac{L_o}{L_i} \frac{C_i}{C_o}} \quad (12)$$

因浮环轴承内油膜动压力与 $\Omega_j + \Omega_r$ (轴颈转速与浮环转速之和)、浮环与轴颈的相对位移 $\bar{x} = x_j - x_r$, $\bar{y} = y_j - y_r$ 、相对速度 $\dot{\bar{x}} = \dot{x}_j - \dot{x}_r$, $\dot{\bar{y}} = \dot{y}_j - \dot{y}_r$ 相关; 同理, 浮环轴承外油膜动压力与浮环转速 Ω_r 、浮环的位移 x_r, y_r 、浮环速度 $\dot{x}_r, \dot{y}_r$ 相关, 则浮环轴承内、外油膜动压力为

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{3\mu_i}{H_i^3} \left(z^2 - \frac{L_i^2}{4} \right) [(\Omega_j + \Omega_r) \bar{x} \sin \theta_i - \\ &\quad (\Omega_j + \Omega_r) \bar{y} \cos \theta_i] - \\ &\quad \frac{6\mu_i}{H_i^3} \left(z^2 - \frac{L_i^2}{4} \right) (\dot{\bar{x}} \cos \theta_i + \dot{\bar{y}} \sin \theta_i) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} p_o &= \frac{3\mu_o}{H_o^3} \left(z^2 - \frac{L_o^2}{4} \right) (\Omega_r x_r \sin \theta_o - \Omega_r y_r \cos \theta_o) - \\ &\quad \frac{6\mu_o}{H_o^3} \left(z^2 - \frac{L_o^2}{4} \right) (\dot{x}_r \cos \theta_o + \dot{y}_r \sin \theta_o) \end{aligned} \quad (14)$$

由于转子系统的整体刚度和阻尼由浮环轴承的刚度与阻尼决定, 结合式(13)–(14), 则在微小摄动作用下转子系统刚度和阻尼的动力特性系数为

$$\begin{pmatrix} k_{xx} \\ k_{yx} \end{pmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{ix} \begin{pmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} k_{xy} \\ k_{yy} \end{pmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{iy} \begin{pmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} k_{xx} \\ k_{yx} \end{pmatrix}_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} -p_{ox} \begin{pmatrix} \cos \theta_o \\ \sin \theta_o \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} k_{xy} \\ k_{yy} \end{pmatrix}_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} -p_{oy} \begin{pmatrix} \cos \theta_o \\ \sin \theta_o \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} c_{xx} \\ c_{yx} \end{pmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{ix} \begin{pmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} c_{xy} \\ c_{yy} \end{pmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{iy} \begin{pmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} c_{xx} \\ c_{yx} \end{pmatrix}_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} -p_{ox} \begin{pmatrix} \cos \theta_o \\ \sin \theta_o \end{pmatrix} dx dz$$

$$\begin{pmatrix} c_{xy} \\ c_{yy} \end{pmatrix}_0 = \int_0^{L_0} \int_0^{2\pi} -p_{oy} \begin{pmatrix} \cos \theta_0 \\ \sin \theta_0 \end{pmatrix} dx dz \quad (15)$$

采用有限元法将转子轴简化为三段均匀梁, 将涡轮与压叶轮简化为转子两端的圆盘, 质点绕 X 、 Y 轴的转角分别为 Ψ 、 φ , 如图 2 所示。

图 2 转子-浮环轴承系统

根据涡轮增压器转子-浮环轴承系统模型, 则转子系统的运动微分方程^[21-22]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{D} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{K}_s + \mathbf{H})\mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (16)$$

$$\begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{pmatrix} = \mathbf{D} + \mathbf{G} \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{pmatrix} = \mathbf{K}_s + \mathbf{H} \quad (17)$$

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_{ub} + \mathbf{F}_s \quad (18)$$

式中, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{D}$ 为对称耗散阻尼矩阵; $\mathbf{G}$ 为反对称陀螺矩阵; $\mathbf{K}_s$ 为对称弹性刚度矩阵; $\mathbf{H}$ 为交叉刚度矩阵; $\mathbf{F}_i$ 为非线性轴承油膜力; $\mathbf{F}_{ub}$ 为不平衡激励力; $\mathbf{F}_s$ 为 Y 方向的静态力; $\mathbf{q}(t) = \{X_1, Y_1, \psi_1, \varphi_1, \dots, X_4, Y_4, \psi_4, \varphi_4\}$ 为振动位移矢量。

由上述理论分析推导可知: 入口油温主要影响浮环轴承内外油膜黏度与油膜压力, 使油膜厚度、偏心率及环速比发生变化, 改变浮环轴承的润滑特性与动力特性系数, 从而影响涡轮增压器转子-浮环轴承系统的动力学特性。

2 入口油温对转子系统振动响应分析

2.1 入口油温对浮环轴承动压润滑特性影响

由于涡轮增压器涡轮端的轴承载荷远大于叶轮端的轴承载荷, 轴承失稳一般发生在涡轮端的浮环轴承上, 本文以某型汽油机用涡轮增压器的环轴承结构参数为例, 选取涡轮端的浮环轴承进行分析, 其浮环轴承结构参数如表 1 所示。

表 1 浮环轴承结构与运行参数

轴承参数	数值
转轴直径/mm	5.994
轴承座直径/mm	9.600
浮环质量/g	2.098
浮环内外直径/mm	$D_i=6.022$, $D_o=9.540$
浮环内外间隙/mm	$C_i=0.014$, $C_o=0.030$

以润滑油通过端泄带走 65% 的热量及供油流量为 1.2 L 作为边界条件, 以浮环内外表面的摩擦力矩平衡与浮环的热平衡作为分析条件, 结合表 1 的结构参数, 建立浮环轴承有限元模型, 如图 3 所示。

图 3 浮环轴承有限元模型

含有内外双层油膜结构的浮环轴承, 在运行过程中浮环轴承的偏心率与最小油膜厚度随入口油温与转速的改变而处于动态变化过程, 影响浮环轴承的动压润滑特性。通过有限元仿真计算, 分析不同入口油温工况下浮环轴承最小内油膜厚度与偏心率随转速的变化关系, 如图 4 所示。

(a) 不同入口油温下最小内油膜厚度随转速的变化

(b) 不同入口油温下内油膜偏心率随转速的变化

图 4 不同入口油温下内油膜偏心率与最小油膜厚度随转速的变化规律

最小内油膜厚度随轴颈转速升高而增加, 在高速范围内最小内油膜厚度逐渐趋于平稳, 并且最小内油膜厚度随入口油温升高而降低; 因存在自动对心作用, 浮环轴承内油膜偏心率随轴颈转速升高而降低, 其偏心率在高速范围内逐渐趋于平稳, 并且最小内油膜厚度因入口油温增加而减少, 导致内油膜的偏心率随入口油温升高而增加。

2.2 入口油温对转子系统振动谐波响应分析

根据图 2 的转子系统结构模型以及公式(16)中转子系统运动微分方程, 采用有限元思想将转子系统沿轴线划分多个单元^[23], 利用节点将各单元进行连接, 从而构建如图 5 所示的涡轮增压器转子-浮环轴承系统动力学有限元模型, 该有限元模型有 2 个轮盘, 22 个节点, 其中节点 9、12 为浮环轴承的支撑中心, 节点 19 为锁紧螺母, 节点 21、22 为浮环。

图 5 转子-浮环轴承系统有限元模型

为验证涡轮增压器转子-浮环轴承系统动力学有限元模型的正确性, 通过仿真计算与高速动平衡机上的 Bode 图对转子系统的临界转速进行对比验证, 如图 6、7 所示。

由图 6、7 可知, 仿真中转子系统振幅峰值的轴颈转速在 $58 \times 10^3 \text{ r/min}$ 左右, 相位差约为 120° , 动平

衡机上所测振幅峰值的轴颈转速在 $56 \times 10^3 \text{ r/min}$ 左右, 相位差约为 180° , 表明涡轮增压器转子的一阶临界转速约为 $56 \times 10^3 \text{ r/min}$, 并且仿真结果与实验较好的吻合, 从而验证了转子-浮环轴承系统有限元模型的正确性。

研究不同入口油温下转子-浮环轴承系统的振动响应规律, 在有限元模型节点 16、18 处(叶轮前、后缘)各施加 $0.05 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 的不平衡量作为系统初始激励, 转子系统的升速范围为 $10 \sim 240 \times 10^3 \text{ r/min}$, 在此工况下运行入口油温 50°C 、 70°C 、 90°C 、 110°C 、 130°C 五种情况的转子系统, 根据各单元分析, 建立节点力与节点位移的关系, 通过 Newmak 积分法进行分析, 得到不同入口油温下叶轮端节点 19 处的振动三维瀑布图, 如图 8 所示。

图 6 转子-浮环轴承系统有限元模型的波德图

图 7 动平衡机的波德图

(a) 入口油温 50°C

(b) 入口油温 70°C

图 8 不同入口油温对转子-浮环轴承系统振动响应与环速比的影响

从图 8a~8e 发现, 入口油温为 50 °C 时, 转子系统出现同频振动、内油膜涡动及振荡, 无外油膜涡动出现, 而入口油温为 70~130 °C 时, 转子系统出现同频振动和内油膜涡动、振荡及外油膜涡动现象, 其内油膜振荡的振幅随入口油温升高而降低, 外油膜涡动幅值随入口油温升高而增加; 根据表 2 所示的出现内油膜涡动、振荡及外油膜涡动的轴颈转速点变化范围, 当入口油温从 50 °C 增加到 130 °C, 出现内油膜振荡的轴颈转速点从 142×10^3 r/min 降低至 100×10^3 r/min, 出现外油膜涡动的轴颈转速点从 202×10^3 r/min 降低至 136×10^3 r/min, 即出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速点都提前了约 30%, 表明增加入口油温, 虽降低了内油膜振荡幅值, 但却增加了外油膜涡动幅值, 并且出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速点随入口油温升高而提前, 影响转子系统的稳定性。出现其原因一方面在于入口油温对环速比影响较大, 而环速比又与内外油膜涡动或振荡密切相关, 当入口油温升高, 环速比增加, 浮环与轴颈之间的相对转速略微减少, 但浮环与轴瓦之间的相对速度增加较大, 使外油膜涡动幅值增加, 并且油膜黏度因入口油温增加而降低,

导致浮环轴承的阻尼下降, 对油膜流体力所引起的自激振动的抑制能力降低, 使转子系统更容易触发内油膜振荡与外油膜涡动。另一方面, 外油膜涡动可充当内油膜低频振动的阻尼器, 可提供有效承载来抑制内油膜振荡, 并结合 2.1 节所述内容, 增加入口油温, 可减少内油膜厚度, 加大其偏心率, 从而降低内油膜振荡幅值。当入口油温约为 90 °C 时, 内油膜涡动与振荡幅值较小, 且外油膜涡动幅值相对较低, 对比入口油温为 50 °C、90 °C、130 °C 时转子的振幅情况, 发现油温为 90 °C 时转子振幅下降约 35%, 表明油温约为 90 °C 时转子振动情况较好。图 8f 为不同入口油温下环速比随转速的变化规律。

表 2 出现内外油膜涡动/振荡的轴颈转速变化范围

入口油温/°C	内油膜涡动时轴颈转速范围/($\times 10^3$ r/min)	内油膜振荡时轴颈转速范围/($\times 10^3$ r/min)	外油膜涡动时轴颈转速范围/($\times 10^3$ r/min)
50	10~142	142~240	—
70	10~130	130~240	202~240
90	10~118	118~240	190~240
110	10~106	88~240	160~240
130	10~100	100~240	136~240

3 入口油温对转子振动响应试验分析

搭建涡轮增压器系统实验台如图 9 所示,在蜗壳上打孔将光电传感器与两个电涡流传感器放置在蜗壳内,电涡流传感器垂直放置在压叶轮端离锁紧螺母 0.3 mm 处安装固定,如图 9a 所示。试验测试

为两种极限工况,即入口油温为 50 ℃ 与 130 ℃ (入口油温误差 ± 5 ℃),涡轮端燃料废气的入口温度约 600 ℃,转速范围约 $35 \times 10^3 \sim 250 \times 10^3$ r/min,在升速工况下通过电涡流传感器对转子系统的振动数据进行采集,得到如图 10 所示的涡轮增压器转子系统振动 Colormap 频谱图。

(a) 涡轮增压器转子传感器安装图

(b) 涡轮增压器升速实验台

图 9 涡轮增压转子系统实验台

图 10 50 ℃ 与 130 ℃ 下涡轮增压器转子振动 Colormap 频谱图

从图 10 可以看出,入口油温为 50 ℃ 时,轴颈转速约在 $35 \sim 130 \times 10^3$ r/min 范围内出现内油膜涡动,轴颈转速约在 $130 \sim 255 \times 10^3$ r/min 范围内出现内油膜振荡,并且其振荡幅值逐渐增加,转子系统主要表现为内油膜涡动与振荡,无外油膜涡动出现;入口油温为 130 ℃ 时,轴颈转速约在 $35 \sim 80 \times 10^3$ r/min 范围内出现内油膜涡动,轴颈转速约在 $80 \sim 240 \times 10^3$ r/min 范围内出现内油膜振荡,其振荡幅值在高速转速范围内逐渐减少,而外油膜涡动存在于整个转

速范围内,并且其涡动幅值随轴颈转速升高而增加,转子系统的内油膜振荡与外油膜涡动表现较为强烈。与上节的仿真相比,存在以下两点差异:① 试验中同步振动幅值较大。这是因为涡轮增压器在运行过程中因涡轮端燃料废气的入口温度高达 600 ℃ 使转子发生热变形与热弯曲,导致转子系统产生新的不平衡力,并且涡轮增压器转子的涡轮与轴是通过摩擦焊进行连接,而摩擦焊连接位置会在转子高速运转过程中释放应力,这对已动平衡处理的涡轮

增压器转子产生新不平衡量；② 在试验与仿真中，出现内油膜涡动、振荡及外油膜涡动的轴颈转速存在差异。这是由于实验中高温燃料废气通过转子热传递使润滑油温度升高，进一步降低其油膜黏度与阻尼，使转子系统出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速相较于仿真有所提前。从以上论述可看出，仿真与试验虽存在一定差异，但其内油膜涡动、振荡及外油膜涡动变化规律与仿真结果基本一致，进一步说明本文所构建的有限元模型与采用的研究方法合理。

4 结 论

(1) 研究入口油温对高速轻载涡轮增压器转子系统振动特性的影响，分析入口油温对浮环轴承最小内油膜厚度和内油膜偏心率的影响，构建涡轮增压器转子-浮环轴承动力学有限元模型，通过临界转速验证了有限元模型的正确性，并结合转子系统有限元仿真与涡轮增压器升速实验对转子系统的非线性振动响应进行分析，发现不同入口油温对转子系统出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速点以及振动幅值有明显区别。

(2) 增加入口油温，最小内油膜厚度减少，内油膜偏心率增加，可降低内油膜的振荡幅值，而环速比因入口油温上升而增加，使外油膜的涡动幅值增加，并结合内外油膜涡动与振幅情况，发现入口油温约为 90℃ 时转子系统的振动情况较好；增加入口油温使转子系统出现内油膜振荡与外油膜涡动的轴颈转速提前了约 30%，影响转子系统的稳定性。

(3) 涡轮增压器转子-浮环轴承系统有限元仿真分析与实验结果虽存在一定的差异，但实验的临界转速与内外油膜涡动、振荡变化规律与仿真结果基本一致，说明构建的有限元模型与采用的研究方法合理。由于涡轮增压器工作转速范围宽，浮环轴承结构参数与运行参数多、高温下零部件热效应产生变形大，导致转子系统非线性振动特性复杂，本文研究入口油温对高速轻载涡轮增压器转子系统振动机理的影响，今后还需要进一步考虑以上多重影响因素，为涡轮增压器智能抗振性的发展提供理论支撑。

参 考 文 献

- [1] SAN ANDRES 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.
- [2] GUO H, YANG S, ZHANG S L, et al. Influence of temperature – viscosity effect on ring-journal speed ratio and stability for a hydrodynamic floating ring bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71 (4): 540-547.
- [3] CHUN S M. Aeration effects on the performance of a turbocharger journal bearing[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 296-306.
- [4] 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 Hao, SHI Zhanqun, ZHANG Shunxin, et al. A theoretical investigation on starved lubricating characteristics of the floating ring bearing based on jakobsson-floberg-olsson boundary condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 100-107.
- [5] 李佳琪, 倪计民, 石秀勇, 等. 增压器浮环轴承润滑和散热性能的影响因素研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17): 141-148.
LI Jiaqi, NI Jimin, SHI Xiuyong, et al. Study on static thermo-hydrodynamic lubrication of floating ring bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(23): 108-115.
- [6] 池长青, 赵丕智. 浮环轴颈轴承的稳态特性[J]. 北京航空航天大学学报, 1990(2): 103-110.
CHI Changqing, ZHAO Pizhi. Performance of floating ring journal bearings[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1990(2): 103-110.
- [7] SCHWEIZER B. Dynamics and stability of turbocharger rotors[J]. Archive of Applied Mechanics, 2010, 80(9): 1017-1043.
- [8] SCHWEIZER B, SIEVERT M. Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 321(3-5): 955-975.
- [9] SCHWEIZER B. Total instability of turbocharger rotors—physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 328(1-2): 156-190.
- [10] LEE I B, HONG S K. Effects of oil inlet pressure and temperature on the dynamic behaviors of a full-floating ring bearing supported turbocharger rotor[J]. The KSFM Journal of Fluid Machinery, 2017, 20(2): 53-62.
- [11] ZHANG C, MEN R, WANG Y, et al. Experimental and numerical investigation on thermodynamic performance

- of full-floating ring bearings with circumferential oil groove[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2019: 1350650119826421.
- [12] WANG L K, BIN G F, LI X J, et al. Effects of floating ring bearing manufacturing tolerance clearances on the dynamic characteristics for turbocharger[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(3): 530-540.
- [13] BIN G F, HUANG Y, GUO S P, et al. Investigation of induced unbalance magnitude on dynamic characteristics of high-speed turbocharger with floating ring bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31(1): 88.
- [14] WANG L K, BIN G F, LI X J, et al. Effects of unbalance location on dynamic characteristics of high-speed gasoline engine turbocharger with floating ring bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(2): 271-280.
- [15] 张虹, 刘张飞. 基于船用涡轮增压器转子系统非线性振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(9): 213-218.
- ZHANG Hong, LIU Zhangfei. Nonlinear vibration characteristics of a marine turbocharger rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(9): 213-218.
- [16] 宾光富, 黄源, 钟新利, 等. 浮环轴向长度对高速轻载涡轮增压器转子系统振动特性影响研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(23): 173-181.
- BIN Guangfu, HUANG Yuan, ZHONG Xinli. Study on the influence of floating ring axial length on vibration characteristics of high-speed and light-load turbocharger rotor system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(23): 173-181.
- [17] 裴世源, 徐华, 石放辉. 浮环轴承稳态热流体动力润滑分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 108-115.
- PEI Shiyuan, XU Hua, SHI Fanghui. Study on static thermo-hydrodynamic lubrication of floating ring bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(23): 108-115.
- [18] LÜ Y J, ZHANG Y F, YU Y B, et al. Nonlinear dynamics of flexible rotor system supported on fixed-tilting pad combination journal bearing[J]. Journal of Central South University of Technology, 2011, 18(3): 610-617.
- [19] TIAN L, WANG W J, PENG Z J. Dynamic behaviours of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(20): 4851-4874.
- [20] CHEN W J. Practical rotordynamics and fluid film bearing design[M]. Eigen Technologies, Incorporated, 2015.
- [21] 李启行, 王维民, 刘宾宾, 等. 基于电磁激励的柔性转子系统轴承等效参数辨识[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 1-6.
- LI Qihang, WANG Weimin, LIU Binbin, et al. Electromagnetic-excitation-based identification method for identical rotor-bearings system parameters[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(23): 1-6.
- [22] 刘杨, 李炎臻, 石拓, 等. 转子-滑动轴承系统不对中-碰摩耦合故障分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(13): 79-86.
- LIU Yang, LI Yanzen, SHI Tuo, et al. Study on misalignment-rubbing coupling fault of rotor system supported by oil film force[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(13): 79-86.
- [23] 罗忠, 刘昊鹏, 朱云鹏, 等. 基于 REFOR 算法的多输出非线性系统动态参数化建模方法研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(23): 73-81.
- LUO Zhong, LIU Haopeng, ZHU Yunpeng, et al. Dynamic parametrical modeling method of nonlinear aystems with multiple outputs based on REFOR algorithm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(23): 73-81.

作者简介: 宾光富(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为高速涡轮机械动力学与非线性振动特性。
E-mail: abin811025@163.com