

考虑轴承热弹变形的增压器转子临界转速分析*

钟新利¹, 宾光富¹, 陈安华¹, 杨峰²

(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 针对不同入口油温下浮环轴承因受热变形而改变涡轮增压器转子系统振动特性的问题, 提出从浮环轴承的热弹性变形角度研究高速涡轮增压器转子系统的临界转速变化规律。首先, 实验测量 3 种典型入口油温下浮环轴承处的温度, 基于热固耦合分析得到浮环轴承热弹性变形后轴承的内外间隙值, 发现随着入口油温从 20℃ 增加到 70℃ 和 120℃, 内油膜间隙分别增大 13% 和 31%, 外油膜间隙分别减小 7% 和 15%; 其次, 研究浮环轴承间隙与油膜动力特性系数间的关系, 发现内油膜刚度和外油膜刚度都随着入口油温增加而减小; 然后, 基于有限元法构建了涡轮增压器转子系统动力学模型, 采用瞬态升速分析得到转子系统临界转速, 其与实验测试结果的误差仅为 1.5%, 表明仿真模型参数选取合理; 最后, 分析了 3 种入口油温下因浮环轴承发生热弹性变形而引发涡轮增压器转子系统临界转速变化的规律, 发现随着入口油温升高, 转子系统临界转速下降。该结论对高速涡轮增压器结构设计和故障诊断具有一定参考价值。

关键词 热弹性变形; 临界转速; 浮环轴承; 非线性转子系统; 涡轮增压器
中图分类号 TH113.1; O327

引言

高速涡轮增压器能显著提高汽油发动机燃油经济性, 得到广泛应用。由浮环轴承支撑的高速涡轮增压器转子系统具有强非线性动力学特性, 其工作转速为 10~160 kr/min, 准确计算分析临界转速是其设计中需首要解决的问题。影响增压器临界转速的因素有转子结构尺寸和材料属性、浮环轴承内外油膜间隙、润滑油特性及润滑油入口温度等。当发动机运行时, 转子系统润滑油入口温度从室温上升到 120℃ 左右, 浮环轴承热弹性变形导致内外油膜间隙发生变化, 为影响涡轮增压器转子系统临界转速的重要因素。

在浮环轴承特性和涡轮增压器转子系统动力学特性方面, 国内外学者做了大量的研究工作。San 等^[1]研究发现转子系统浮环轴承摩擦生热和润滑油黏度降低会引起环速比降低。Chun 等^[2]发现轴承进油孔几何形状和润滑油黏度会影响浮环轴承的油膜压力分布。张浩等^[3]分析了贫油条件下的浮环轴承, 发现大载荷会导致大的偏心率。史伟等^[4]分析了油膜间隙比对转子系统稳定性的影响。王军事

等^[5]采用有限差分法联立求解内、外油膜的 Reynolds 方程和浮环弹性变形方程, 得到浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响。师占群等^[6]研究了热效应影响下浮环轴承润滑静特性。彭立强等^[7]综合考虑了供油量和润滑油温黏效应对浮环轴承润滑特性的影响。文献[8-9]对涡轮增压器转子系统中油膜涡动、油膜振荡和转子系统稳定性进行了研究。Wang 等^[10]针对浮动环轴承制造公差和不平衡位置对涡轮增压器动态特性的影响进行了研究。宾光富等^[11]研究了浮环轴承轴向长度与转子系统振动特性之间的关系。李惠彬等^[12]研究了流固耦合场对涡轮增压器叶轮模态参数的影响, 发现其主要影响叶轮的固有频率, 而对振型的影响较小。以上研究多为弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响, 或为预应力、陀螺效应、材料属性和结构参数对转子系统动力学特性的影响, 但对于浮环轴承热弹性变形对高速涡轮增压器转子系统临界转速的研究鲜有报道。

笔者以某型高速涡轮增压器 3 种典型入口油温为例进行分析。首先, 通过实验测得浮环轴承处的温度, 基于热固耦合分析得到热弹性变形后浮环轴承的内外间隙值; 然后, 构建浮环轴承动力学模型,

* 国家自然科学基金资助项目(52075165, 52175091); 湖南省科技创新人才计划科技创新领军人才资助项目(2020RC4039); 湖南省自然科学基金资助项目(2019JJ40084); 湖南省教育厅科学研究重点资助项目(19A171); 中国航发自主创新专项基金资助项目(KY-1003-2021-0019)

收稿日期: 2020-10-16; 修回日期: 2020-12-19

分析浮环轴承内外间隙发生变化后的轴承油膜刚度;最后,构建浮环轴承-转子系统动力学有限元模型,采用瞬态升速分析得到涡轮增压器转子系统的振动响应瀑布图,找出转子系统的一阶临界转速值,并与瞬态升速实验测定的临界转速值进行对比,验证了考虑浮环轴承热弹性变形后转子系统动力学建模方法和模型参数的准确性,得到了随着浮环轴承入口油温增加,高速涡轮增压器转子系统临界转速下降的结论,以揭示浮环轴承热弹性变形对临界转速的影响规律。

1 浮环轴承热弹性变形

高速涡轮增压器工作时温度变化比较大。汽油机刚冷启动低负荷工作时,涡轮增压器润滑油入口油温在室温 20℃左右。当汽油机中等负荷工作时,涡轮增压器润滑油入口油温在 70℃左右。当汽油机高负荷工作时,涡轮增压器润滑油入口油温在 120℃左右。为研究不同工况时高速涡轮增压器浮环轴承处的温度变化情况,搭建如图 1 所示的涡轮增压器温度测试台。表 1 为不同入口油温时浮环轴承热弹变形后的参数。当润滑油入口油温分别为 20℃, 70℃和 120℃时,测量浮环轴承处温度如表 1 中第 2 列所示。

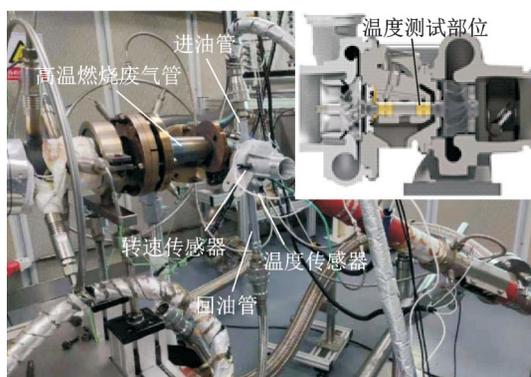


图 1 涡轮增压器温度测试台
Fig.1 Temperature test bench

表 1 不同入口油温时浮环轴承热弹变形后的参数

Tab.1 Parameters of floating ring bearing

入口油温/℃	轴承处温度/℃	轴颈直径/mm	浮环内径/mm	浮环外径/mm	轴承座孔直径/mm	内油膜双边间隙/mm	外油膜双边间隙/mm
20	32	6.000	6.016	9.540	9.600	0.016	0.060
70	79	6.003	6.021	9.549	9.605	0.018	0.056
120	123	6.006	6.027	9.557	9.609	0.021	0.052

为了获得不同入口油温下浮环轴承的尺寸,将图 1 中台架测得的轴承处温度添加到涡轮增压器浮环轴承的相应部位,得到如图 2 所示的有限元模型,进行热固耦合分析得到轴承各部分的热弹性变形量。

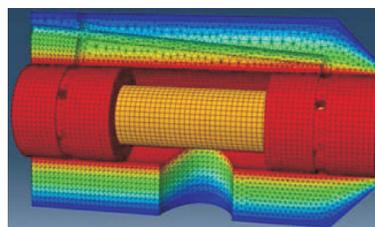


图 2 浮环轴承热弹性变形有限元模型

Fig.2 Analysis of thermoelastic deformation of floating ring bearing

由于轴颈材料为 42CrMo4,浮环为 CW713R,轴承座为球墨铸铁,故不同材料的热弹性系数各异。在不同入口油温时,热弹性变形导致涡轮增压器浮环轴承的内外间隙变化,如表 1 所示。可见,当入口油温从 20℃升高到 70℃,内油膜双边间隙增大 13%,外油膜双边间隙减小 7%;当入口油温升高到 120℃,内油膜双边间隙增大 31%,外油膜双边间隙减小 15%。

2 涡轮增压器转子系统动力学建模

2.1 浮环轴承动力学特性

浮环轴承与普通滑动轴承的不同点是有一个浮环处在轴颈与轴承座之间,浮环的内外侧各有一层油膜。在同等条件下,浮环轴承比普通滑动轴承的摩擦功耗小,可提高转子系统的稳定性。浮环轴承结构剖面如图 3 所示。

浮环以一定环速比随轴颈转动,设环速比 γ 为浮环转速 ω_r 与轴颈转速 ω_j 的比值,即

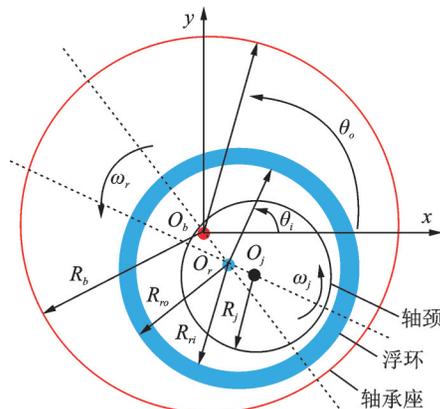


图 3 浮环轴承结构剖面图

Fig.3 Float ring bearing structure plane

$$\gamma = \omega_r / \omega_j \quad (1)$$

浮环轴承的外油膜压力与浮环位移 (x_r, y_r) 、浮环速度 (\dot{x}_r, \dot{y}_r) 以及浮环转速 (ω_r) 相关。浮环轴承的内油膜压力跟轴颈与浮环转速和 $(\omega_j + \omega_r)$ 、轴颈与浮环的相对位移 $(\bar{x} = x_j - x_r, \bar{y} = y_j - y_r)$ 以及相对速度 $(\bar{\dot{x}} = \dot{x}_j - \dot{x}_r, \bar{\dot{y}} = \dot{y}_j - \dot{y}_r)$ 相关。浮环轴承的内、外油膜压力^[13-14]分别为

$$p_i = \frac{3\mu_i}{H_i^3} \left(z^2 - \frac{L_i^2}{4} \right) \left[\omega_j (1 + \gamma) \bar{x} \sin \theta_i - \omega_j (1 + \gamma) \bar{y} \cos \theta_i \right] - \frac{6\mu_i}{H_i^3} \left(z^2 - \frac{L_i^2}{4} \right) (\bar{\dot{x}} \cos \theta_i + \bar{\dot{y}} \sin \theta_i) \quad (2)$$

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

其中:下标*i, o*分别表示内、外油膜;*H*为轴承间隙;*P*为内外油膜压力; μ 为内外油膜黏度,考虑黏温效应, μ 随油温升高而降低。

由式(2),(3)可知,内外油膜压力*P*为轴承间隙*H*的函数。结合式(2),(3)中的内外油膜动压力,可计算出浮环轴承的8个刚度系数和8个阻尼系数,分别如式(4)和式(5)所示

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} k_{xx} \\ k_{yy} \end{bmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{ix} \begin{bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{bmatrix} dx dz \\ \begin{bmatrix} k_{xy} \\ k_{yy} \end{bmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{iy} \begin{bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{bmatrix} dx dz \end{cases} \quad (4)$$

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

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} c_{xx} \\ c_{yy} \end{bmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{ix} \begin{bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{bmatrix} dx dz \\ \begin{bmatrix} c_{xy} \\ c_{yy} \end{bmatrix}_i = \int_0^{L_i} \int_0^{2\pi} -p_{iy} \begin{bmatrix} \cos \theta_i \\ \sin \theta_i \end{bmatrix} dx dz \\ \begin{bmatrix} c_{xx} \\ c_{yy} \end{bmatrix}_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} -p_{ox} \begin{bmatrix} \cos \theta_o \\ \sin \theta_o \end{bmatrix} dx dz \\ \begin{bmatrix} c_{xy} \\ c_{yy} \end{bmatrix}_o = \int_0^{L_o} \int_0^{2\pi} -p_{oy} \begin{bmatrix} \cos \theta_o \\ \sin \theta_o \end{bmatrix} dx dz \end{cases} \quad (5)$$

可见,油膜动压力与轴承间隙直接相关,故浮环轴承内外油膜刚度和阻尼系数是轴承间隙的函数。

2.2 不同入口油温时浮环轴承刚度

采用有限元法,按照表1构建浮环轴承分析模型。其中:润滑油牌号为5W30;轴承载荷为0.9 N;流入轴承的润滑油温度分别为20℃,70℃和120℃。分析得到该汽油机高速涡轮增压器工作转速范围内任一转速下内外油膜压力剖面图及动力特性系数。当入口油温为20℃、转子转速为40 kr/min时,内外油膜压力剖面图如图4所示。

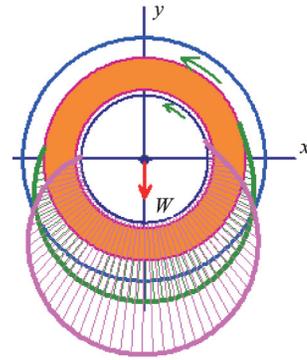


图4 油膜压力剖面图(20℃,40kr/min)

Fig.4 Oil film pressure profile (20℃, 40kr/min)

图5为不同温度时典型转速下的刚度。可见:该涡轮增压器浮环轴承的内油膜刚度为外油膜刚度的10倍左右;内油膜刚度在同一转速下随着入口油温升高而迅速减小。

2.3 转子系统有限元建模

根据振动理论可知,涡轮增压器转子-浮环轴承系统的振动微分方程为

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) \quad (5)$$

其中:*M*为质量矩阵;*C*为阻尼矩阵;*K*为弹性刚度矩阵;*F*(*t*)为激励力;*q*(*t*)为振动位移矢量。

根据某型高速涡轮增压器转子系统的结构参数,采用有限元法构建该涡轮增压器转子系统的有限元模型,如图6所示。图中:节点1~6为涡轮;节点6~18为轴;节点14~17的轴上装有压叶轮;节点17~18的轴上装有锁紧螺母;节点4,15分别为涡轮、压叶轮的重心;节点19,20为2个浮环。涡轮和压涡轮的质量及转动惯量通过三维辅助设计软件计算后添加在各自的重心上。

3 轴承热弹变形时转子临界转速

3.1 入口油温为20℃时的转子系统临界转速

采用数值方法求解图6模型中的轴承雷诺方程和

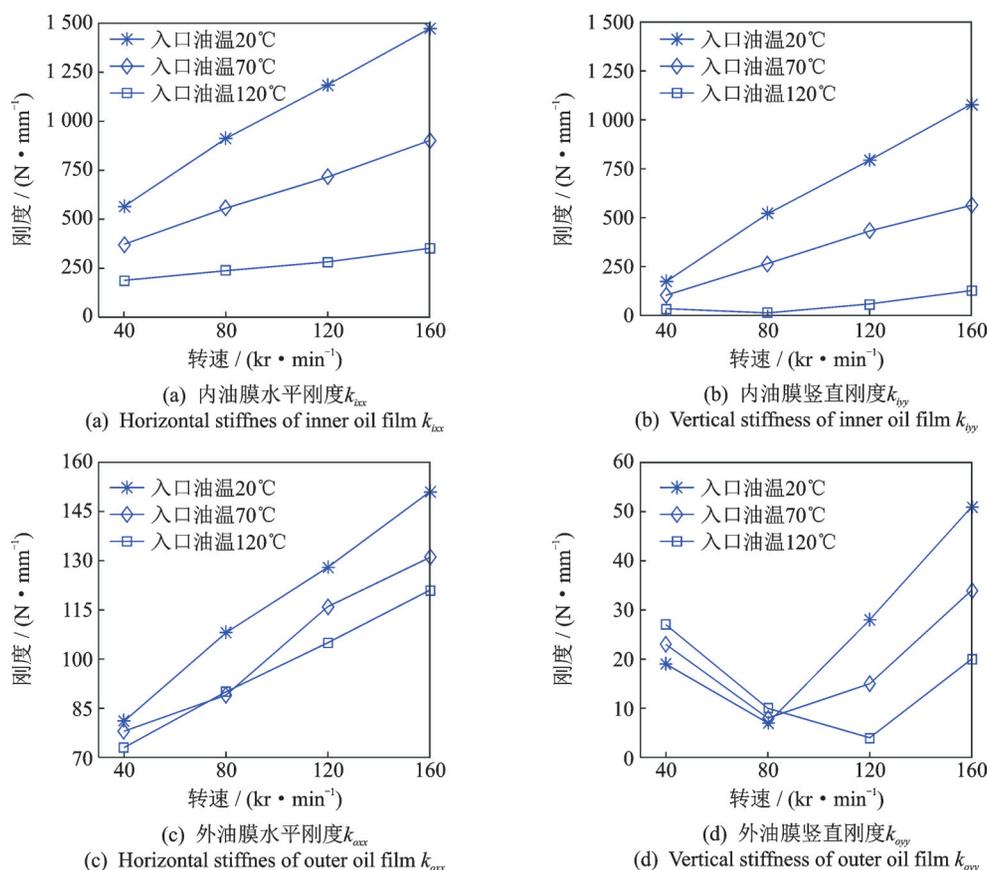


图 5 不同温度时典型转速下的刚度

Fig.5 Stiffness of typical speeds at different temperatures

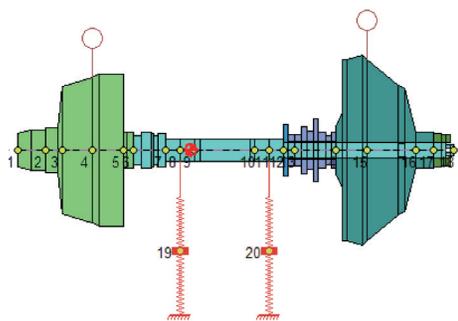


图 6 转子系统有限元模型

Fig.6 Finite element model of rotor

转子系统动力学方程,不平衡量加载在图 6 中的 17 号节点所对应的锁紧螺母上,对其进行瞬态升速仿真。

图 7 为 20°C 时浮环与轴承座作用力瀑布图。实验时,由于高速动平衡机是测量轴承座的振动加速度,所以从图 6 所示涡轮增压器转子系统有限元模型中导出浮环与轴承座之间的作用力。由于涡轮增压器轴承座的质量不变,所以浮环与轴承座之间的作用力与轴承座的振动加速度成正比例关系。以此类推,该浮环与轴承座之间作用力的 1X 倍频幅值与实验时动平衡机测量得到的轴承座振动加速度 1X 倍频幅值具有相同的变化规律。图 8 为 20°C 时浮环

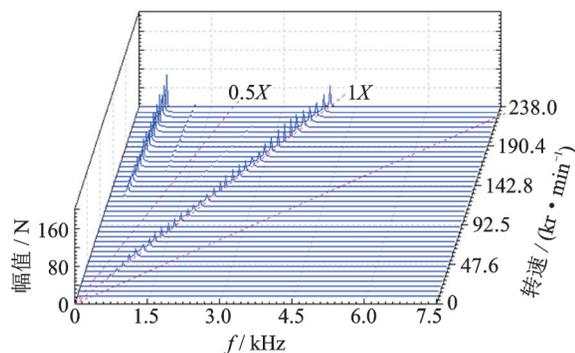


图 7 20°C 时浮环与轴承座作用力瀑布图

Fig.7 Force waterfall between floating ring and bearing seat at 20°C

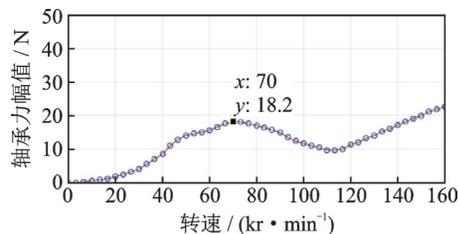


图 8 20°C 时浮环与轴承座作用力 1X 倍频幅值图

Fig.8 1X frequency amplitude of force between floating ring and bearing seat at 20°C

与轴承座作用力1X倍频幅值图。图8中,轴承作用力1X倍频幅值说明该涡轮增压器转子系统的一阶临界转速为70.0 kr/min左右。

由于浮环轴承的结构参数和内外间隙对涡轮增压器的动力学特性有重要影响,因此在瞬态升速实验时采用和仿真结构参数一致的涡轮增压器在高速动平衡机上进行升速实验。本升速实验在Schenck TBsonio涡轮增压器高速动平衡机上进行,如图9所示。增压器涡轮安装在动平衡机的涡轮驱动箱中,采用压缩空气对其进行驱动。保护筒内装有加速度传感器和转速传感器,分别用于测量轴承座的振动加速度和转轴转速。测试时保护筒向左移动,紧压在轴承座的右端面上。该涡轮增压器高速动平衡机保护筒内的压电式加速度传感器的工作频率范围为0~10 kHz,峰值量程为 $\pm 200 g$,冲击极限为 $\pm 2 kg$,灵敏度为25 mV/g,横向灵敏度 $\leq 5\%$ 。涡轮增压器高速动平衡机上的霍尔式转速传感器量程为0~450 kr/min,误差为0.01%。对涡轮增压器转轴右端面圆周上的某个点进行充磁,当转轴转动时,处在转轴附近的霍尔传感器在转轴右端面圆周上的充磁点通过时产生一个相应的脉冲,检测出现单位时间的脉冲数,便可知被测转速。

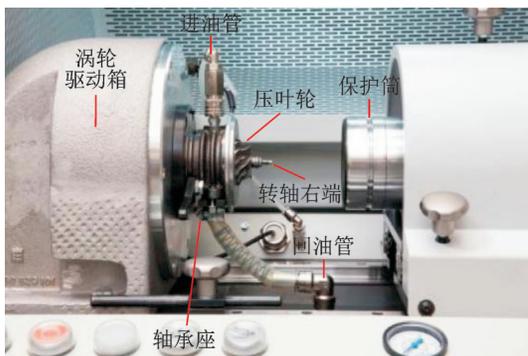


图9 Schenck TBsonio涡轮增压器高速动平衡机

Fig.9 Schenck TBsonio turbocharger high-speed dynamic balancing machine

通过加速度传感器测得轴承座上的加速度。对该加速度信号进行频谱分析,提取1X倍频幅值,得到该1X倍频幅值随转子转速的变化规律如图10所示。对比实验测试所得图10中轴承座振动加速度1X倍频幅值与仿真所得图8中浮环与轴承座作用力1X倍频幅值,发现两者的变化规律基本相同。图10中,高速动平衡机上测得该涡轮增压器的第1阶临界转速为69.0 kr/min左右。图8中,仿真结果反映该转子系统第1阶临界频率为70.0 kr/min左右。仿真结果与实验结果相差1.5%,验证了该有限元模型中参数选取的合理性。

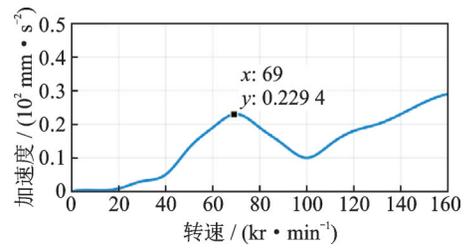


图10 涡轮增压器轴承座振动加速度1X倍频幅值

Fig.10 1X frequency amplitude of vibration acceleration of turbocharger bearing seat

3.2 入口油温为70℃和120℃时的临界转速

对入口油温为70℃和120℃2种情况下发生热弹性变形时的浮环轴承转子系统进行瞬态升速仿真,得到浮环轴承中浮环与轴承座之间的相互作用力一倍频随转速的变化规律。入口油温为70℃时,系统的临界转速为66.6 kr/min;入口油温为120℃时,系统的临界转速为63.6 kr/min。表2为临界转速。由表2可知:当浮环轴承温度升高发生热弹性变形时,系统临界转速呈逐渐降低的趋势。入口油温从20℃升高到70℃,转子系统临界转速降低5%;入口油温升高到120℃,转子系统临界转速降低9%。这与本研究内油膜刚度在同一转速下随入口油温升高而迅速减小的结论相吻合。

表2 临界转速

Tab.2 Critical speed

入口油温/℃	轴承处温度/℃	临界转速/(kr·min ⁻¹)
20	32	70.0
70	79	66.6
120	123	63.6

4 结论

1) 针对涡轮增压器在不同入口油温下导致转子系统振动特性发生变化的问题,通过热固耦合方法分析浮环轴承发生热弹性变形后的内外间隙值,采用有限元法构建涡轮增压器转子系统动力学模型,分析转子系统的瞬态频域振动响应,获得不同入口油温下因浮环轴承发生热弹性变形引发涡轮增压器转子系统临界转速的变化规律。

2) 通过分析发现,随着浮环轴承入口油温从20℃增加到70℃和120℃,内油膜间隙分别增大13%和31%,外油膜间隙分别减小7%和15%,内油膜刚度值呈现相应减小的趋势,转子系统的临界转速值分别降低5%和9%。即当入口油温升高,黏温效应导致润滑油黏度降低,热弹变形导致浮环轴承内间

隙增大、外间隙减小。综合起来导致轴承刚度降低,系统临界转速呈现逐渐降低的趋势。

3) 通过浮环轴承热弹性变形来研究转子系统临界转速的变化规律时,利用台架测量获得涡轮增压器轴承处某点的温度值作为轴颈、浮环和轴承座孔的温度,与实际情况下不均匀分布的温度场还存在一定的差异,后续研究中需进一步完善温度测试方法,以获得更精准的临界转速变化规律。

参 考 文 献

- [1] SAN A, KERTH J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers [J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2004, 218(5): 437-450.
- [2] CHUN S. Aeration effects on the performance of a turbocharger journal bearing [J]. *Tribology International*, 2008, 41(4): 296-306.
- [3] 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. (in Chinese)
- [4] 史伟,魏道高,朱磊,等. 内外油膜间隙比对涡轮增压器转子系统失稳影响研究[J]. *汽车工程学报*, 2014, 4(2): 130-136.
SHI Wei, WEI Daogao, ZHU Lei, et al. Study on effects of clearance ratio of Inner to outer oil film on turbocharger rotor instability [J]. *Chinese Journal of Automotive Engineering*, 2014, 4(2): 130-136. (in Chinese)
- [5] 王军事,康洋,秦超,等. 浮环弹性变形对浮环轴承润滑特性的影响[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(7): 89-94.
WANG Junshi, KANG Yang, QIN Chao, et al. Effect of floating ring elastic deformation on lubrication characteristics of floating ring bearing [J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(7): 89-94. (in Chinese)
- [6] 师占群,康洋,王军事,等. 热效应影响下浮环轴承润滑静特性研究[J]. *润滑与密封*, 2019, 44(1): 36-41.
SHI Zhanqun, KANG Yang, WANG Junshi, et al. An investigation on static lubricating characteristics of floating ring bearing considering thermal effects [J]. *Lubrication Engineering*, 2019, 44(1): 36-41. (in Chinese)
- [7] 彭立强,郑惠萍,师占群. 浮环轴承贫油润滑温度预测模型研究[J]. *润滑与密封*, 2019, 44(3): 80-84.
PENG Liqiang, ZHENG Huiping, SHI Zhanqun. Research on temperature prediction model of starvation lubrication for floating ring bearings [J]. *Lubrication Engineering*, 2019, 44(3): 80-84. (in Chinese)
- [8] SCHWEIZER B. Oil whirl, oil whip and whirl/whip synchronization occurring in rotor systems with full-floating ring bearings [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2009, 57(4): 509-532.
- [9] SCHWEIZER B. Dynamics and stability of turbocharger rotors [J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2010, 80(9): 1017-1043.
- [10] 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.
- [11] 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, et al. Effect of axial length of floating ring on vibration characteristics of high-speed and light-loaded turbocharger rotor system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(23): 173-181. (in Chinese)
- [12] 李惠彬,周鹏麟,孙恬恬,等. 涡轮增压器叶轮流固耦合模态分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2008, 28(3): 252-255.
LI Huibin, ZHOU Lilin, SUN Tiantian, et al. Modal analysis of fluid-solid coupling of turbocharger impeller [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2008, 28(3): 252-255. (in Chinese)
- [13] 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. Analysis of steady thermal hydrodynamic lubrication of floating ring bearing [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(23): 108-115. (in Chinese)
- [14] 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.



第一作者简介:钟新利,男,1982年7月生,博士生、讲师。主要研究方向为转子机械动力学、机械动态测试。曾发表《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》(《机械工程学报》2019年第55卷第23期)等论文。
E-mail: zhongxinli0709@163.com

通信作者简介:宾光富,男,1981年10月生,博士、教授。主要研究方向为旋转机械动力学、机械动态测试和轴系动平衡。
E-mail: abin811025@163.com