文章编号:1000-8055(2021)09-1804-07 doi:10.13224/j.cnki.jasp.20210140

航空发动机转子轴向力动态特征测试技术

袁 雪，张岩松，邱大明，陈中刚
（中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所，沈阳 110015）

摘 要： 以航空发动机止推轴承轴向力为研究对象,基于应力环法的测量原理,发展出一种新的适用于转子轴向力动态特征测试技术。基于固支梁模型设计了扇形支点的应力环传感器,通过理论分析和有限元仿真验证结构设计的合理性,并对应力环传感器测量的灵敏度和静态特性指标进行量化表征。某型航空发动机整机轴向力试车结果表明:转子轴向力中存在不可忽略的动态交变载荷,其峰值与轴向力稳态值的比值为 6%～29%。频域分析发现,引起轴向力动态交变载荷的频率成分包括转速基频、转速 2 倍频及 34、68 Hz。相位分析表明,34 Hz 与 68 Hz 引起的动态交变载荷使应力环传感器周向测点的时域波形发生相位同步变化,符合轴向的振动特征;转速基频与 2 倍频引起的动态交变载荷则沿应力环传感器周向进动变化,符合转子不平衡特征。

关 键 词： 轴向力测试；应力环；传感器；动态特征；轴向振动；进动
中图分类号： V231 **文献标志码：** A

Test technique for dynamic characteristic of rotor axial force on aero-engine

YUAN Xue，ZHANG Yansong，QIU Daming，CHEN Zhonggang
（Shenyang Engine Research Institute，
Aero Engine Corporation of China，Shenyang 110015，China）

Abstract： Taking the axial force of thrust bearing on aero-engine as research object，and based on the measurement principle of stress ring method，a new testing technique applicable to dynamic characteristic of rotor axial force was developed. A stress ring transducer with fan-shaped fulcrum structure was designed on the basis of clamped beam model. The rationality of the special stress ring structure was validated by theoretical analysis and finite element simulation； and the measuring sensitivity and static characteristic index of stress ring transducer were quantified and represented. The trial run results of the aero-engine showed that non-negligible dynamic alternating load existed in rotor axial force，and its peak value accounted for 6%－29% of steady-state value. The results of frequency domain analysis indicated that the vibration source of axial force dynamic alternating quantity consisted of the fundamental frequency of rotating speed and the 2 times frequency of rotating speed，as well as 34，68 Hz. The phase analysis reveals that time domain waveform of stress ring circumference measuring points has phase synchronization change due to the dynamic alternating load caused by 34 Hz and 68 Hz，which met the manifestation of axial vibration，while the fundamental frequency and the 2 times frequency of rotating speed could have precessional motion changes along the stress ring circumference，meeting the manifes-

收稿日期： 2021-04-05
作者简介： 袁雪(1987－),女,工程师,学士,主要从事航空发动机应变测试及强度试验研究。

引用格式： 袁雪,张岩松,邱大明,等. 航空发动机转子轴向力动态特征测试技术[J]. 航空动力学报,2021,36(9):1804-1810. YUAN Xue,ZHANG Yansong,QIU Daming,et al. Test technique for dynamic characteristic of rotor axial force on aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power,2021,36(9):1804-1810.

tation of rotor imbalance failure.

Key words: axial force measurement; stress ring; transducer; dynamic characteristic; axial vibration; precession

航空发动机轴向力是由压力平衡系统产生并由止推轴承承担的轴向分力,与各级转子叶片排的进出口气流静压差、动量差及内部盘腔压力有关[1]。根据航空发动机通用规范要求[2],在航空发动机设计阶段需进行轴向力测定,验证主轴承满足设计使用寿命,确保转子推力换向只在没有大的径向载荷的瞬间发生。如果轴向力过大会引起轴承烧蚀,如果轴向力轻载或换向会导致轴承滑蹭损伤,均严重影响轴承寿命。因此,测量航空发动机工作包线内的轴向力并调节其处于合理范围内非常必要。

轴向力测量方法可分为间接法和直接法。间接法包括空气系统计算法[3-5]和滚珠接触印痕分析法[6],前者需进行全面的航空发动机参数测量,且受主流压力分布计算和空气系统计算精度的限制,测量误差较大;后者只能评估航空发动机分解状态的轴向力最大值。直接测量法是通过安装传感器直接测量转子轴向力的方法[7],其中应力环法应用最广。通过测量轴承受轴向力驱动而挤压应力环产生的弯曲应变,经过标定换算,获取实时的双向轴向力[8-10],其测量电路由应变计全桥或半桥组成,由于桥路内单一桥臂的应变计安装在周向不同相位角度的敏感梁上,因此只能测量应力环周向的平均应变[11]。

查阅国内外文献发现,以往对转子轴向力的研究只关注稳态值及方向,对其动态特征还鲜有研究。随着现代航空发动机的转速及推质比不断提升,转子不平衡、扭振等问题日益突出。航空发动机整机轴向振动研究表明[12]:剧烈的轴向同步振动会损坏转子轴及连接件,严重时会引发其他部件耦合振动,而轴向不规则振动会导致转、静子部件磨损。由于应力环传感器安装位置紧贴轴承外环,可直接反映航空发动机轴向振动特性。

本文以航空发动机止推轴承轴向力为研究对象,基于应力环法的测量原理,发展出一种新的适用于转子轴向力动态特征测试技术。基于固支梁模型设计了新型扇形支点结构的应力环传感器,通过理论分析和有限元仿真计算验证应力环结构设计的合理性,并对传感器的测量灵敏度及静态特性指标进行量化表征。航空发动机整机轴向力试车结果表明:本方案有效地获取了全转速范围内转子轴向力的动态交变载荷及其在稳态轴向力中的占比,识别出引起轴向力动态变化的频率成分包含轴向成分和周向成分,其中周向频率成分的产生原因是转子不平衡特性。

1　传感器设计

1.1　弹性元件设计

应力环是一种上下表面制有相互交错且均匀分布的若干凸台的环形弹性元件,在同侧两相邻凸台之间的敏感梁上粘贴应变计桥路组成应变式力传感器。本文设计了一种新型应力环结构,将单侧的承载凸台设计成矩形,另一侧的定位凸台设计成扇形,保证两扇形凸台之间的敏感梁上各处弦长相等,目的是令弧形敏感梁更接近经典直梁的力学模型。由于应力环的结构和载荷均沿周向对称,截取一组敏感梁等效为在中点处施加集中力的固支梁模型,如图1所示。

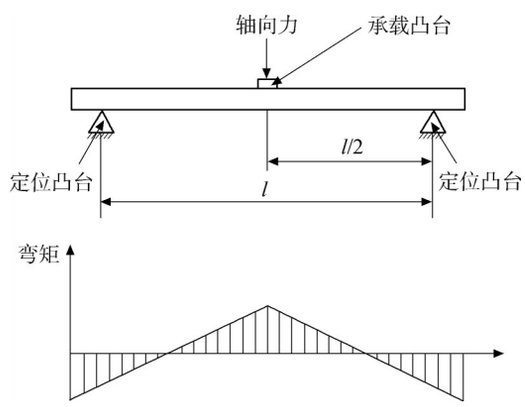

图1　应力环的等效力学模型及弯矩图

Fig.1　Equivalent mechanical model and bending moment diagram of stress ring

假设应力环单侧凸台数量为 n,外径为 r_o,内径为 r_i,敏感梁厚度为 h,敏感梁跨度为 l,转子轴向力最大设计值为 F_{max}。根据材料力学固支梁模型[13-14],敏感梁上最大弯矩 M_{max}、最大轴向变形 y_{max}、最大应力 σ_{max} 均发生在梁中点处,则

$$M_{max}=\frac{F_{max}l}{8n} \tag{1}$$

$$y_{max}=-\frac{F_{max}l^3}{16n(r_o-r_i)Eh^3} \tag{2}$$

$$\sigma_{\max}=\frac{6M_{\max}}{(r_{\mathrm{o}}-r_{\mathrm{i}})h^2} \tag{3}$$

式中E为材料弹性模量。

通过有限元仿真进行应力环结构分析，使用ANSA进行网格划分，ANSYS进行结构分析及数据后处理。如图2所示，约束应力环的周向位移，固定扇形凸台端面，沿矩形凸台端面施加轴向力50 000 N。有限元结果表明：敏感梁中点处的最大应力为1 278 MPa，最大轴向变形量为0.35 mm。各敏感梁的应力分布以周向为主，沿梁中心线呈线性变化，应力分布见图3。有限元仿真与理论计算结果仅相差4.2%，表明应力环结构符合固支梁模型，理论计算模型能够指导应力环结构设计。理论计算与有限元结果见表1。

图2 应力环模型的边界条件

Fig.2 Stress ring model and boundary condition

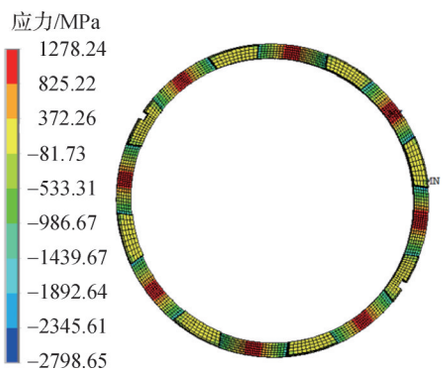

图3 扇形支点应力环的应力分布

Fig.3 Stress distribution of fan-shaped fulcrums on stress ring

表1 载荷为50 kN时敏感梁中点处的最大输出应力

Table 1 Maximum stress at the midpoint of the beam on 50 kN

理论计算/MPa	有限元仿真/MPa	差值/%
1 334	1 278	4.2

1.2 测量电路设计

根据理论计算结果，兼顾轴承腔环境选用WK-06-062AP-350系列应变计，此应变计在200 ℃内对合金钢具有良好的温度补偿效果[15]。在每组敏感梁上安装4枚应变计(R_1～R_4)组成全桥测试电路，如图4所示，V^+与V^-表示供电端正负，I^+与I^-表示信号端正负。沿应力环周向均布8组全桥电路，如图5所示。此电路布局可避免传统方案中由于应变计分散粘贴于不同敏感梁，各梁之间加工公差和轴承腔油气环境产生的温度梯度对测试真值的影响[16]，最重要的是每组应变全桥分别位于应力环周向不同的相位角度，其测试输出值能够反映出轴向力沿支点截面周向的实时动态分布特征。

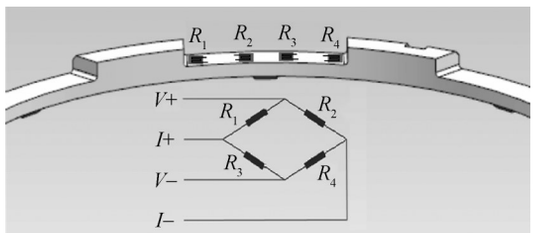

图4 应变计测试电路布局方案

Fig.4 Bridge arrangement of strain gages

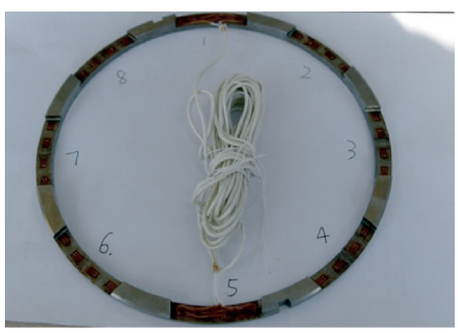

图5 应力环传感器

Fig.5 Stress ring transducer

2 传感器应用设计

2.1 传感器标定

选取两个应力环传感器进行标定试验，建立输入与输出的关系。本次标定在辽宁省计量科学院力学检定组进行，试验器(杠杆式力标准机、静重式力标准机)精度为0.03%，测试数据采集系统精度为0.05%。标定项目分为热输出标定、室温载荷灵敏度标定及装配轴承组合件的热加载标定，标定方案[17-18]见表2，“—”表示未进行，“√”表示已进行。为了提高标定准确性，在实际标定时

增加了小载荷的台阶密度。应力环传感器的载荷灵敏度标定曲线见图6。

表 2　标定方案

Table 2　Calibration scheme

载荷/N	热输出	载荷灵敏度	热负载
0	—	√	√
5 000	—	√	√
10 000	—	√	√
20 000	—	√	√
30 000	—	√	√
40 000	—	√	√
50 000	—	√	√

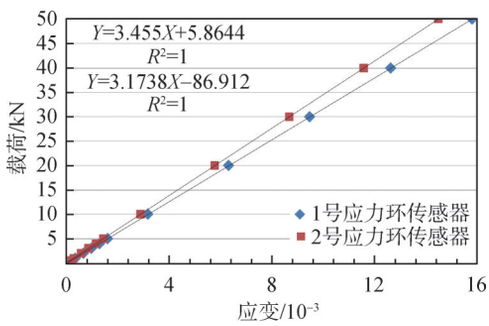

图 6　应力环传感器的载荷灵敏度标定结果

Fig.6　Calibration result of the load sensitivity of the stress ring transducers

按照式(4)～式(8)计算应力环传感器的热输出系数 e_t、线性度 L、滞后 H、重复性 R 和热负载系数 e_{rf}[19-20],将输出特性参数汇总列入表3。

$$e_t = \frac{e_{max}}{\theta_f} \times 100\% \tag{4}$$

$$L = \frac{\Delta\theta_L}{\theta_f} \times 100\% \tag{5}$$

$$H = \frac{\Delta\theta_H}{\theta_f} \times 100\% \tag{6}$$

$$R = \frac{\Delta\theta_R}{\theta_f} \times 100\% \tag{7}$$

$$e_{rf} = \frac{\Delta e_{rf}}{\theta_f} \times 100\% \tag{8}$$

式中 e_{max} 为桥路热输出最大值,θ_f 为室温全桥满量程输出平均值。$\Delta\theta_L$ 为实测曲线与拟合直线的最大偏差,$\Delta\theta_H$ 为实测值在加载、卸载行程间的最大差值。$\Delta\theta_R$ 为多次重复校准时满量程输出差值最大值。Δe_{rf} 为轴承腔最高温度对应的满量程输出与室温满量程输出的差值。

表 3　应力环传感器的特征参数

Table 3　Characteristic parameters of the stress ring transducers

特征参数	1号应力环传感器	2号应力环传感器
灵敏度/(N/10⁻⁶)	3.173 8	3.455
L/%	0.08	0.10
H/%	0.08	0.10
R/%	0.04	0.04
e_t/%	0.37	0.38
e_{rf}/%	3.09	3.28

按式(9)计算室温下的传感器静态精度 δ,按式(10)计算模拟轴承腔温环境的系统总精度 δ_s。

$$\delta = \sqrt{L^2 + R^2 + H^2 + e_s^2 + e_m^2} \tag{9}$$

$$\delta_s = \sqrt{\delta^2 + e_t^2 + e_{rf}^2} \tag{10}$$

式中 e_s 为测试仪器精度,e_m 为材料试验机精度。

经计算,1号和2号应力环传感器的室温静态精度分别为0.13%、0.15%。两应力环传感器在模拟轴承腔温度环境下标定精度分别为3.11%、3.31%。

2.2　传感器改装设计

某型航空发动机高压转子止推轴承安装在鼠笼型弹性支承内部,轴承座通过螺栓与弹性支承自由端固定。设计改装结构时,沿轴向加长轴承座,将1号应力环传感器安装于被测轴承前,2号应力环传感器安装于轴承后,测试改装结构见图7。

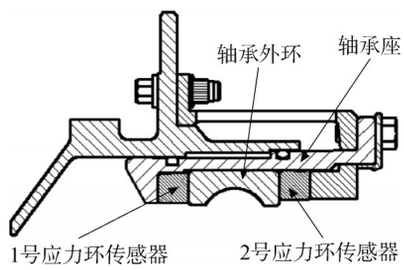

图 7　止推轴承测试改装结构

Fig.7　Schematic of modified thrust bearing unit

3　某型航空发动机测试结果分析

3.1　测试结果分析

在某型航空发动机地面台架试车过程中完成轴向力测试,测试包括从地面慢车至最大起飞状态的全转速范围。采用DEWESOFT STG系列动态应变测试采集系统,设置采样频率为2 kHz,

使用同系列分析软件进行后处理，得到航空发动机压气机转子轴向力测试曲线见图8，其中N_2为压气机换算转速百分比，$P_{1\text{-current}}$为前向（1号应力环传感器）全部测点的实时轴向力的平均值，$P_{2\text{-current}}$为后向（2号应力环传感器）全部测点的实时轴向力的平均值，$P_{1\text{-static}}$为对$P_{1\text{-current}}$进行0.1 s统计平均获得的轴向力稳态值。

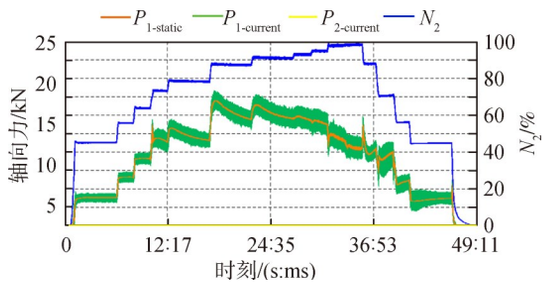

图8 高压转子止推轴承轴向力测试曲线

Fig.8 Measured axial load of high pressure rotor thrust bearing during test

从图8可以看出，压气机转子轴向力全程向前，后向应力环传感器的实时输出$P_{2\text{-current}}$全程为零。随航空发动机转速上升，轴向力稳态值不断增大，在87.4%转速状态，轴向力达到最大，稳态值为16 641 N。随后转速继续上升至设计点，轴向力表现出减小趋势，设计点状态轴向力稳态值为10 562 N。在航空发动机转速下降过程中轴向力均减小，在慢车状态轴向力稳态值为3 465 N。

同时发现，测试结果由稳态值和动态交变量共同组成，轴向力交变量峰值（P_{peak}）与稳态值比值γ为6%～29%。表4给出了各转速状态下轴向力动态交变量峰值与稳态值的比例。图9给出了轴向力交变量峰值及其占比在转速升高过程中的变化趋势。图10给出了轴向力动态交变量峰值及其占比在转速降低过程中的变化趋势。

3.2 动态交变载荷的成分分析

对1号应力环传感器的全部测点（A_1～A_8）测试数据进行频域分析，取A_4测点输出信号的频域分析结果，如图11所示。可以看出全转速范围内轴向力的动态交变载荷共存在4种频率成分。

对转速下降段N_2=73%（T_0时刻）进行傅里叶快速变换分析，结果见图12。结果表明，引起轴向力产生动态交变载荷的频率（f）分别是转速基频（122 Hz）、转速2倍频（244 Hz）、34 Hz和68 Hz。其中转速基频及2倍频在测试全程一直存在，而34 Hz与68 Hz只在下降转速段的T_0时刻

表4 全转速高压转子轴向力测试结果

Table 4 Test results for axial load of the high pressure rotor at full rotating speed

N_2/%	$P_{1\text{-static}}$/N	P_{peak}/N	γ/%
45.2	3 837	524	13.0
55.7	6 591	598	9.5
63.5	9 150	691	7.5
73.5	11 822	1 190	10.0
78.6	12 688	1 051	8.0
87.4	16 641	975	6.0
91	16 231	1 131	7.0
92.7	14 726	1 106	7.5
94.6	14 076	1 375	10.0
97.7	11 842	1 649	13.0
98.4	10 562	1 254	12.5
88	9 805	962	9.8
70.5	9 325	2 029	21.0
56	5 923	1 071	18.0
44.8	3 465	998	29.0

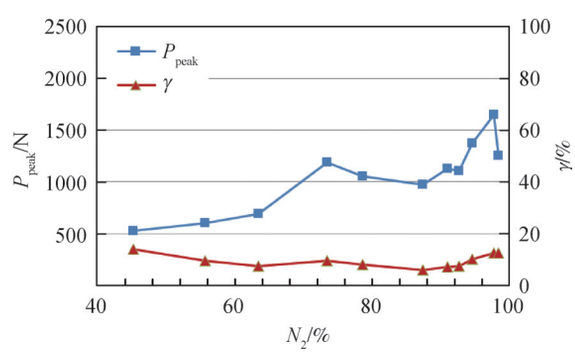

图9 P_{peak}和γ随转速升高的变化趋势

Fig.9 Variation of P_{peak} and γ with increasing rotating speed

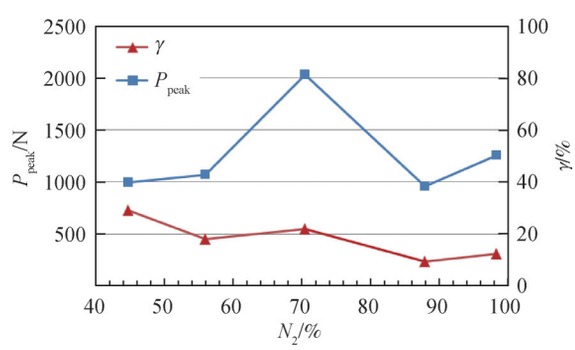

图10 P_{peak}和γ随转速降低的变化趋势

Fig.10 Variation of P_{peak} and γ with decreasing rotating speed

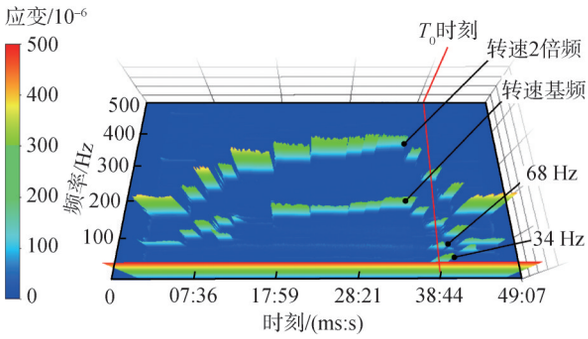

图 11　轴向力测试结果的频域分析

Fig.11　Frequency domain analysis of axial load test results

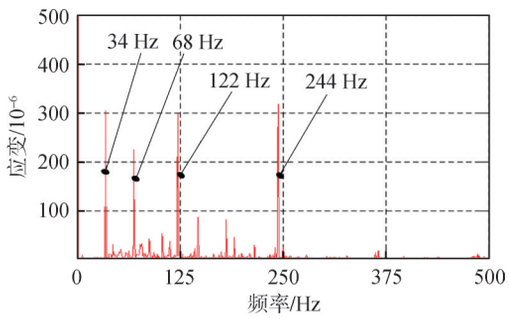

图 12　轴向力动态交变量频谱

Fig.12　Frequency spectrum of dynamic alterating axial load

出现。

通过滤波对以上 4 种频率成分的时域信号波形单独分析,根据图 13 与图 14 所示的 34 Hz 与 68 Hz 频率成分的时域波形图可以看出,沿应力环传感器周向不同相位角度的测点的时域波形相位基本重合,即沿应力环传感器周向均布的不同测点表现出沿轴向的同步振动特征。

图 15 为转速基频成分的时域波形图,可以看出应力环传感器上各测点的时域波形均呈周期性变化。图 16 为转速基频引起的周向 A_1 测点~A_8

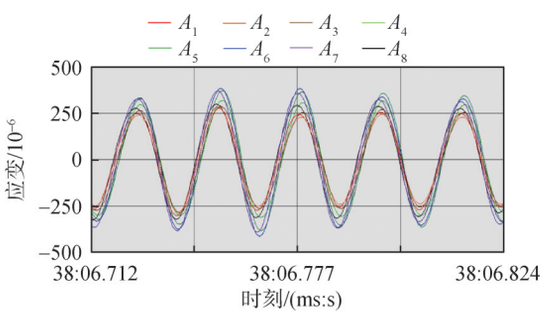

图 13　应力环传感器上各周向测点 A_1~A_8 的时域输出波形(f=34 Hz)

Fig.13　Time-domain waveform of stress ring transduer output at different circumferential positions A_1-A_8 (f=34 Hz)

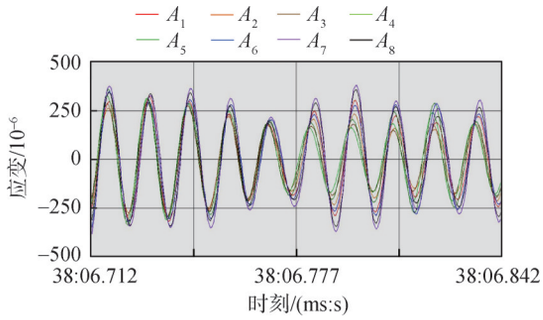

图 14　应力环传感器上各周向测点 A_1~A_8 的时域输出波形(f=68 Hz)

Fig.14　Time-domain waveform of stress ring transducer output at different circumferential positions A_1-A_8 (f=68 Hz)

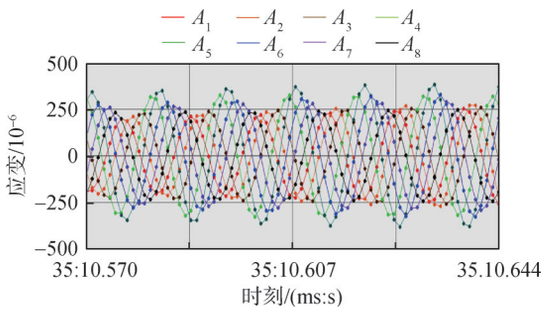

图 15　应力环传感器上周向测点 A_1~A_8 的时域输出波形(转速基频)

Fig.15　Time-domain waveform of stress ring transducer output at different circumferential positions A_1-A_8 (fundamental frequency of rotating speed)

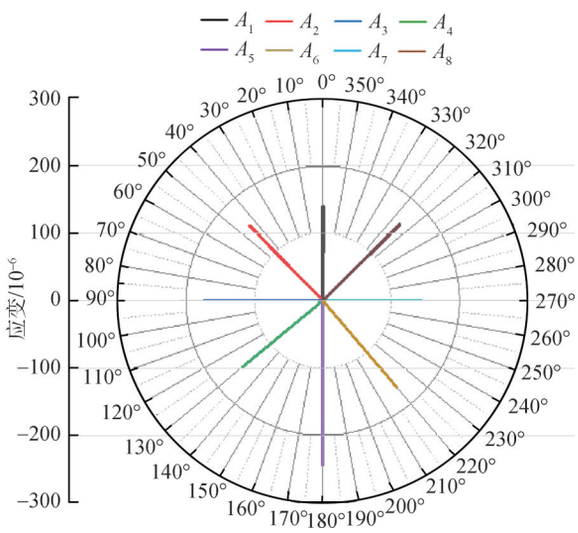

图 16　T_0 时刻应力环传感器上周向 A_1~A_8 测点的时域输出波形相位分布(转速基频)

Fig.16　Phase distribution of time-domain waveform of stress ring transduer output at different circumferential positions A_1-A_8 at T_0 (fundamental frequency of rotating speed)

测点的时域波形相位分布。如图16所示，在同一采集时刻，沿周向均布的8支测点之间的时域波形相位差均为45°，与测点的周向物理分布角度吻合，这表示应力环传感器的8支测点表现出沿周向进动变化特征，进动变化频率与转速基频吻合，相位变化与测点的物理角度统一。

由于转速基频及其2倍频引起的轴向力动态交变量在全转速范围内一直存在明显振幅，且测试信号中沿应力环传感器周向进动变化的频率成分与转子转速吻合，周向测点之间的时域波形相位差与测点物理分布角度吻合，可以判定转速基频及其2倍频成分是由于转子系统不平衡引起的。

4 结 论

本文基于应力环法的测量原理，发展出一种新型适用于转子轴向力动态特征测试技术，成功应用于某型航空发动机高压转子轴向力测试中。通过本文工作得出以下结论：

1）通过系统评价应力环传感器的静态性能指标，本文设计应力环传感器可达到较高测试精度。

2）本文提出的转子轴向力动态特征测试技术能够获取止推轴承轴向力的有效动态数据，整机试车结果表明全转速范围内轴向力的动态交变载荷峰值为524～2 029 N，动态交变载荷峰值与轴向力稳态值的比值为6%～29%。

3）引起轴向力动态交变载荷的频率成分主要由转速基频及2倍频、34、68 Hz共同组成。通过应力环传感器周向测点的时域波形相位分析表明，转速基频及其2倍频成分引起的动态交变载荷会沿应力环周向传感器进动变化，符合转子不平衡特征的表现形式，而34 Hz与68 Hz频率成分引起的动态交变载荷使应力环传感器周向测点的时域波形相位同步变化，符合沿轴向的振动特征。

参考文献：

[1] 陈光，洪杰，马艳红．航空燃气涡轮发动机结构[M]．北京：北京航空航天大学出版社，2010.

[2] 程卫华，杨士杰，魏德明，等．航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范：GJB 241A-2010[S]．北京：总装备部军标出版发行部，2010：1-132.

[3] 林磊，伏宇．航空发动机滚珠轴承轴向载荷的间接测量方法[J]．航空涡轮试验与研究，2011，24(3)：38-40.
LIN Lei，FU Yu．Indirect measurement of the axial ball bearing of aero-engine[J]．Gas Turbine Experiment and Research，2011，24(3)：38-40.(in Chinese)

[4] 蔡毅，朱惠人，张丽，等．影响某型燃机转子轴向力关键因素分析[J]．航空工程进展，2013，4(1)：66-70.
CAI Yi，ZHU Huiren，ZHANG Li，et al．Factors investigation on the rotors axial thrust of a gas turbine[J]．Advance in Aeronautical Science and Engineering，2013，4(1)：66-70.(in Chinese)

[5] 张立超，何建元，彭涛，等．燃气轮机空气系统计算方法研究及验证[J]．舰船科学技术，2011，33(11)：71-75.
ZHANG Lichao，HE Jianyuan，PENG Tao，et al．Gas turbine air system calculation research and verification[J]．Ship Science and Technology，2011，33(11)：71-75.(in Chinese)

[6] 杨宇，刘秀海，郑凯，等．基于接触印痕的航空球轴承轴向力分析及试验验证[C]//第十五届中国科协年会论文集．贵阳：中国科学技术协会，2013：546-551.

[7] BURGHOLZER B．Evaluation of a bearing thrust load measurement device under flight conditions[R]．ASME Paper 2000-GT-0445，2000.

[8] 欧阳运芳．航空发动机异型推力轴承轴向力测试方法[J]．航空动力学报，2020，35(6)：1149-1156.
OUYANG Yunfang．Measurement method for axial force of aero-engine special-shaped thrust bearing[J]．Journal of Aerospace Power，2020，35(6)：1149-1156.(in Chinese)

[9] 卢艳辉，张春月，边杰．弹性环法在测量航空涡轴发动机角接触球轴承轴向力中的应用[J]．轴承，2013(11)：48-50.
LU Yanhui，ZHANG Chunyue，BIAN Jie．Application of elastic ring method in measurement of axial load of angular contact ball bearings in turboshaft engine[J]．Bearing，2013(11)：48-50.(in Chinese)

[10] 张春月，边杰．航空发动机轴向力测量传感器设计及应用[J]．仪表技术与传感器，2014(6)：13-15.
ZHANG Chunyue，BIAN Jie．Design and application of sensor for rotor axial force measurement of aeroengine[J]．Instrument Technique and Sensor，2014(6)：13-15.(in Chinese)

[11] 杨东，刘忠华，马群．燃气轮机轴向力测试技术研究[J]．测控技术，2004，23(1)：8-10.
YANG Dong，LIU Zhonghua，MA Qun．Study of measuring technology of the axial force of a gas turbine[J]．Measurement and Control Technology，2004，23(1)：8-10.(in Chinese)

[12] SHU G Q，LIANG X Y，LU X C．Axial vibration of high-speed automotive engine crankshaft[J]．Vehicle Design，2007，45(4)：542-554.

[13] 刘鸿文．材料力学[M]．北京：高等教育出版社，2010.

[14] 闻邦椿，鄂中凯．机械设计手册：第1卷[M]．第5版．北京：机械工业出版社，2014.

[15] LEIGHTON P J．Bearing load measurements on a 3-shaft gas turbine[J]．Applied Mechanics and Materials，2004，1(2)：225-232.

[16] 伏宇，赵丹，惠广林．航空发动机转子轴向力的试验及计算方法改进[J]．燃气涡轮试验与研究，2020，33(5)：1-5.
FU Yu，ZHAO Dan，HUI Guanglin．Experimental and calculation improvement on axial force of aero-engine[J]．Gas Turbine Experiment and Research，2020，33(5)：1-5.(in Chinese)

[17] 秦海峰，张智敏，王磊，等．力传感器：JJG 391-2009[S]．北京：中国标准出版社，2005：7-8.

[18] 颜志红，刘日喜，张冒金．电阻应变式压力传感器总规范：GB/T 18805-2002[S]．北京：中国标准出版社，2003：1-17.

[19] 马良理，冯仁贤，徐德炳，等．应变电测与传感技术[M]．北京：中国计量出版社，1993.

[20] 张如一，沈观林，李朝弟．应变电测与传感器[M]．北京：清华大学出版社，1999.

（编辑：陈 越）