

文章编号:1000-8055(2020)06-1149-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.06.004

航空发动机异型推力轴承轴向力 测试方法

欧阳运芳

(中国航空发动机集团有限公司

上海商用航空发动机制造有限责任公司 测控中心, 上海 201306)

摘 要: 某型航空发动机推力轴承外环与鼠笼弹支集成一体式,为满足该轴承轴向力测试要求,提出了一种新型轴向力测试改装设计和双向轴向力测试方法,给出了轴向力测试改装原则、等弯矩测力环结构设计方法及力学模型、强度计算对比分析、贴片引线设计、测试结果分析,并与现场测试结果进行了对比。理论计算与现场标定试验结果误差小于 5%;现场试车中,双向测力环同步准确判断出轴向力换向转折点,由此验证提出的轴向力测试方法具有很高的工程应用价值。

关 键 词: 推力轴承; 轴向力测试; 改装设计; 等弯矩; 测力环

中图分类号: V215

文献标志码: A

Measurement method for axial force of aero-engine special-shaped thrust bearing

OUYANG Yunfang

(Center for Measurement and Control,

Shanghai Commercial Aircraft Engine Manufacturing Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 201306, China)

Abstract: Thrust bearings of an aero-engine integrate outer ring of bearing and squirrel-cage as one part. For this special-shaped bearing, a new method for thrust bearing structure modification design and measurement method of bidirectional axial force was given. The modification principle of axial force measurement, equal bending moment structural design idea, structural mechanical model, strength calculation contrast analysis, strain gauge and full-bridge leading wire adhesion were introduced, and test result analysis of force-measuring ring was made. Results proved that the error between theoretical calculations and calibration test was less than 5%. In the field test run, bidirectional force-measuring rings could accurately identify the turning point for direction change of axial force simultaneously. This means the proposed axial force measurement method based on force-measuring ring has high value of engineering practicability.

Key words: thrust bearing; axial force measurement; modification design;
equal bending moment; force-measuring ring

收稿日期:2020-02-06

作者简介:欧阳运芳(1974—),女,高级工程师,硕士,主要从事航空发动机测试及故障诊断技术研究。

引用格式: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.

航空发动机转子由于气动结构原理和压力变化等因素产生轴向力,按照航空涡轮发动机通用规范的要求,其轴向力大小应在发动机所有工作状态下均保持在一个合适的范围内,从而确保推力轴承在规定寿命期安全可靠地工作^[1-3]。因此,推力轴承轴向力是发动机设计中的重要指标之一^[4-6]。简便的轴向力测量方法是间接测量法,该方法基于转子轴向力计算方法,根据实测发动机各部件主要气动截面参数以及空气系统腔压力,运用拟合的公式估算转子轴向力^[7-8]。若将该估算方法集成在发动机测试系统软件包中,则能在发动机台架试验时实时显示数据。这种测量方法简单,但准确性很差,而且有些腔压的测量管线布置较困难,甚至无法实现,需要进行大量的试验验证后,方可用于批量生产的发动机^[9-11]。对于新研制的发动机,该方法还受发动机试验条件和样机数量等方面的限制^[12-13]。尤其对长寿命发动机,如果轴向力不满足设计要求,其轴承将长期处于超负荷或轻载打滑工作状态,严重影响整机使用寿命和可靠性^[14-16]。由此可见,轴向力测量是发动机研制过程中的一项重要工作。现今较为先进的方法是使用弹性测力环或其他结构形式的测力传感器来测量轴向力,该方法精度高,同时对发动机结构没有大的改变,因此广泛应用于航空发动机轴向力测试^[17-19]。

某型航空发动机推力轴承因尺寸限制,采用了轴承外环与鼠笼弹支集成一体式结构,无法安装典型轴向力测试传感器,国内外尚鲜见此类结构推力轴承轴向力测试的成功案例报道。本文给出了该类异型推力轴承轴向力测试方法的整体框架,通过提出新型结构测力环设计、发动机局部结构改装、同时加温加载标定等一系列新方法,实现异型推力轴承高精度、高可靠性的双向轴向力测试。

1 异型推力轴承轴向力测试结构改装方法

为实现轴向力按照设计路线精准传递,需要对测力环安装位置处的推力轴承结构进行测试改装,以预留出测力环的安装空间。针对轴承外环与鼠笼弹支集成一体式的推力轴承,将轴承外环与弹性支座分成两个独立结构,改装前后结构图如图1所示。

测试改装原则:①轴承外环在轴承座中能够轴向自由移动,确保全部轴向载荷能传递给测力

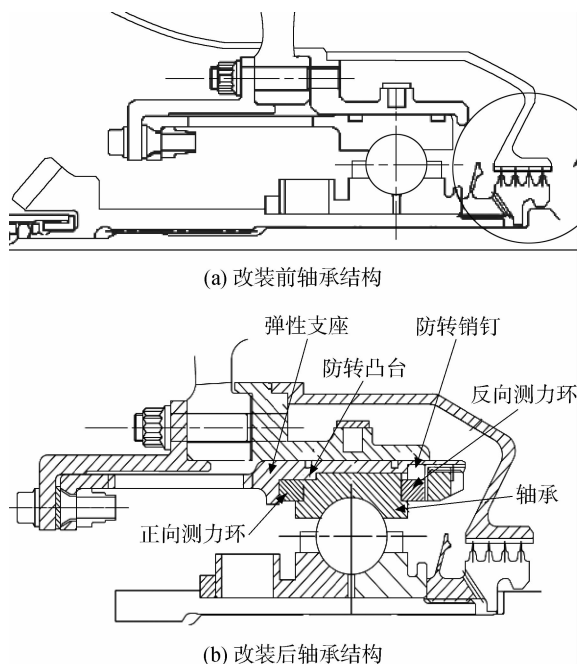


图1 推力轴承改装前后结构图

Fig. 1 Structure figure of thrust bearing before and after modification

环;②测力环外圈与轴承座之间保持合理间隙,保证测量结果不受摩擦力影响;③轴承座上设计周向止动凹槽及引线槽,防止轴承、测力环与轴承座之间的相对转动及引线折断。

2 新型结构测力环设计方法

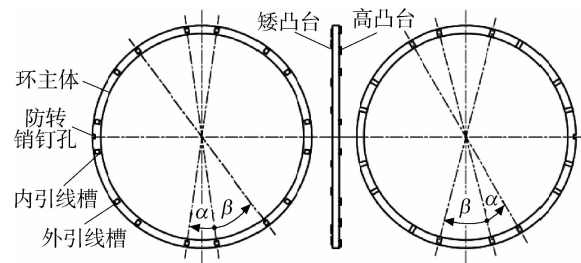
2.1 结构设计及其力学模型

在航空发动机轴向力测试中,目前广泛采用的测力环/应力环结构形式为单凸台线性弯矩结构^[20-21]。随着轴向力设计载荷的不断增大,在安装空间限制无法增加环臂厚度的情况下,单凸台结构测力环需要通过不断增加凸台数量来满足轴向力测试要求,而凸台数量的增多造成贴片区域应变梯度急剧增大,严重影响轴向力测量精度^[22-23]。现场测试结果表明:单凸台结构测力环仅适用于20 kN以下小载荷轴向力测试。为提高大载荷轴向力测量精度,本文提出了一种新型结构——双凸台等弯矩结构测力环设计方法。

现以40 kN测力环为例说明等弯矩结构设计思想。等弯矩结构测力环由弹性体和粘贴在弹性体上的应变计、热电偶和测试引线组成,其弹性体结构如图2所示。

结构设计中需要考虑的问题如下:

1) 测力环外圈与轴承座之间保持足够间隙,保证测量结果不受摩擦力影响,提高测量精度。



(a) 左视图 (b) 正等侧视图 (c) 右视图

图 2 测力环弹性体结构图

Fig. 2 Structure figure of force-measuring ring

2) 两侧各 8 对凸台,上下交错并沿周向均布,保证每侧等弯矩段贴片数量达到 12 个以上,提高测试可靠性。

3) 两侧凸台高度不同,相对变形达到 0.2 mm 时,矮凸台间的腹板会贴至轴承外环表面,测力环失去测试能力,实现对发动机转、静子轴向变形量的控制,确保发动机安全。

4) 设计周向止动凹槽及引线槽,防止测力环与轴承座之间的相对转动,保证测试引线完好。

5) 测力环与轴承外环周向定位采用同母线位置,保证装配工艺具有可操作性。

测力环位于轴承与弹性支座之间,通过测力环两侧凸台对测力环完成加载,其力学模型可简化为图 3 所示。图中 α 为小凸台夹角, β 为大凸台夹角,每一个载荷 P 对应 1 个凸台,若忽略结构中周向止动槽的影响,测力环的力学模型可视为轴对称结构。

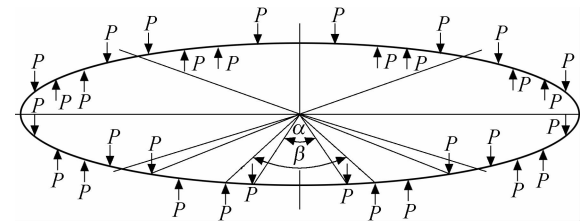


图 3 测力环的力学模型

Fig. 3 Mechanical model of force-measuring ring

为简化理论分析,取测力环 $2/n$ 段(n 为凸台个数)进行分析,将测力环简化为直梁进行理论计算,其弯矩如图 4 所示。

图 4 为测力环两侧均为 16 个(8 对)凸台的特殊情况。不失一般性,设 P 为单个凸台所受的轴向力,测力环单侧凸台个数为 n ,总的轴向力为 nP 。与图 4 中的直梁模型类似,设 a 为正反面相邻凸台最小间距, L 为正面或反面相邻凸台最大间距, b 为环截面的径向宽度, h 为环截面的轴向

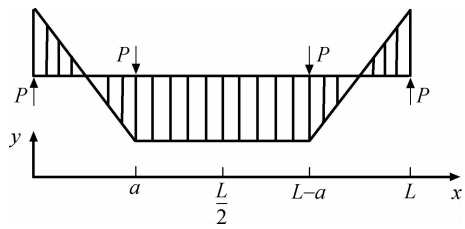


图 4 直梁力学模型弯矩图

Fig. 4 Bending moment diagram of mechanical model of straight beam

厚度, M 为弯矩, E 为弹性模量, I 为惯性矩,则

$$0 \leq x \leq a \text{ 时, } M_1 = P\left(-x + \frac{a}{2}\right) \quad (1)$$

$$a \leq x \leq L - a \text{ 时, } M_2 = -P \frac{a}{2} \quad (2)$$

由欧拉梁绕曲线近似微分方程

$$M = EIy'' \quad (3)$$

将式(1)、式(2)代入式(3)得

$$\begin{cases} EIy_1'' = P\left(-x + \frac{a}{2}\right) \\ EIy_2'' = -P \frac{a}{2} \end{cases} \quad (4)$$

式(4)积分两次,得

$$\begin{cases} y_1' = \frac{P}{EI}\left(-\frac{1}{2}x^2 + \frac{a}{2}x + c_1\right) \\ y_1 = \frac{P}{EI}\left(-\frac{1}{6}x^3 + \frac{a}{4}x^2 + c_1x + c_2\right) \\ y_2' = \frac{P}{EI}\left(-\frac{a}{2}x + c_3\right) \\ y_2 = \frac{P}{EI}\left(-\frac{a}{4}x^2 + c_3x + c_4\right) \end{cases} \quad (5)$$

利用边界条件

$$\begin{cases} x = 0, y_1' = 0 \\ x = a, y_1' = y_2', y_1 = y_2 \\ x = \frac{L}{2}, y_2' = 0 \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)代入式(5),可得

$$\begin{cases} y_1' = \frac{P}{EI}\left(-\frac{1}{2}x^2 + \frac{a}{2}x + \frac{aL}{4} - \frac{a^2}{2}\right) \\ y_1 = \frac{P}{EI}\left[-\frac{1}{6}x^3 + \frac{a}{4}x^2 + \left(\frac{aL}{4} - \frac{a^2}{2}\right)x\right] \\ y_2' = \frac{P}{EI}\left(-\frac{a}{2}x + \frac{aL}{4}\right) \\ y_2 = \frac{P}{EI}\left(-\frac{a}{4}x^2 + \frac{aL}{4}x - \frac{a^3}{6}\right) \end{cases} \quad (7)$$

$x = a$ 时两端位移 y_1, y_2 的差值为轴向相对位移

$$y_{re} = \frac{Pa^2(3L - 5a)}{12EI} \tag{8}$$

$x = \frac{L}{2}$ 处腹板位移 y_2 为最大位移

$$y_{max} = \frac{Pa(3L^2 - 8a^2)}{48EI} \tag{9}$$

最大应力应变在等弯矩段

$$\sigma_{max} = \frac{3Pa}{bh^2}, \quad \epsilon_{max} = \frac{3Pa}{Ebh^2} \tag{10}$$

2.2 强度及刚度分析

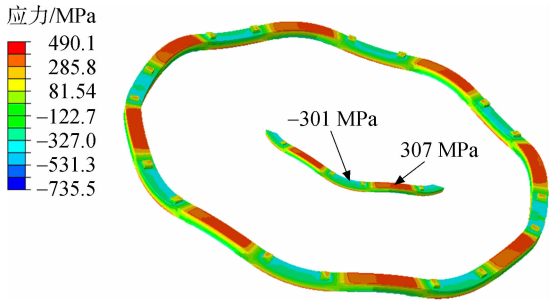
40 kN 测力环在满载时的理论计算和有限元(采用 ABAQUS 软件)分析以及两者的对比结果分别见表 1 及图 5。

表 1 测力环强度理论计算值

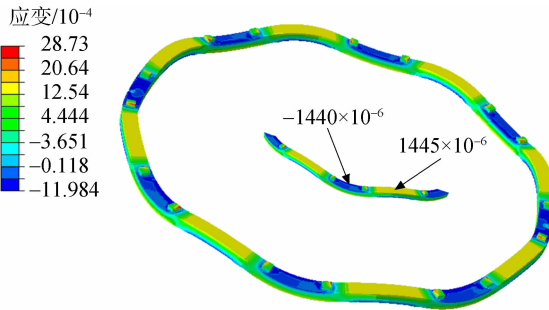
Table 1 Theoretical calculation of strength of force-measuring ring

腹板应力/ MPa	腹板应变/ 10^{-6}	腹板最大 位移/mm	最大轴向 变形/mm
305	1460	0.1218	0.104

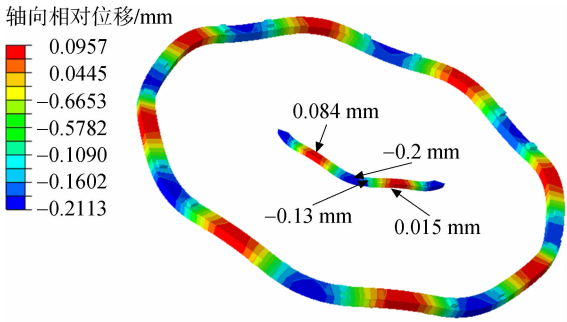
通过表 1 和图 5 发现,应力最大点都发生在凸台的角点处,主要原因是:①轴承外环/轴承座通过与测力环凸台角点的接触传递载荷;②角点处出现几何形状突变而产生应力集中;③模型主要用于研究等弯矩段的强度和刚度水平,未引入材料的塑性数据。在实际工作状态下,高应变区域因材料进入塑性而出现应力松弛,并不会出现



(a) 应力云图



(b) 应变云图



(c) 变形云图

图 5 测力环有限元分析

Fig. 5 Finite element analysis of force-measuring ring

如此高的应力水平。

从表 2 中的数据可以看出,测力环贴片位置应力应变的理论解与有限元结果吻合良好,其对应的理论公式可以直接用于测力环设计。轴向相对位移的理论解和有限元结果偏差较大,这主要是因为测力环两侧凸台端面相对位移的计算中不能忽略凸台的影响,而理论模型中却无法考虑凸台结构。

表 2 有限元解与理论解的对比

Table 2 Contrast of finite element analysis and theoretical calculation

强度参数	有限元解	理论解	误差/%
贴片位置应力/MPa	307	305	0.65
贴片位置应变/ 10^{-6}	1445	1460	-1.04
轴向相对位移/mm	0.145	0.104	28.2

2.3 贴片引线设计

为消除测力环受偏心载荷和热效应的影响,方便测试引线,测力环采用单面贴片,在 16 个高凸台之间,共粘贴 12 片应变计,组成 3 组全桥,并在引线汇集处点焊 1 个热电偶。应变计丝栅沿测力环周向粘贴于 2 个凸台间的等弯矩段,连续 4 个应变计组成 1 个全桥,即 2 个应变计承受拉应变,另 2 个应变计承受压应变,实现 4 倍单片应变值的全桥输出,提高了测力环的灵敏度和测试精度。

2.4 测力环标定

测力环在使用之前,需要对测力环的应变和轴向力关系、应变和温度关系进行标定,得到测力环灵敏度系数标定曲线。热输出是测力环特性参数之一,指测力环不受外力作用,由温度变化引起的指示应变。为提高测量精度,需至少进行以下

3 种标定试验项目:①热输出试验,用于贴片工艺验证,并进行温度引起的测试误差分析;②室温环境下的对中及偏心加载标定试验,用于考核测力环输出应变的线性度、超载能力和偏心响应分析;③热油环境下的组合标定试验,用于测力环与轴承组件安装在一起后,热油环境引起的温度误差分析,并作为最终用于发动机实测的标定数据。

40 kN 测力环热油环境下的组合标定试验结果如图 6。

由图 6 可见,测力环的 3 组载荷-应变标定曲线几乎重叠,相关系数 R^2 最高达 0.9999,表明传感器标定精度、线性度均很好,完全满足 $R^2 \geq 0.995$ 的设计要求。

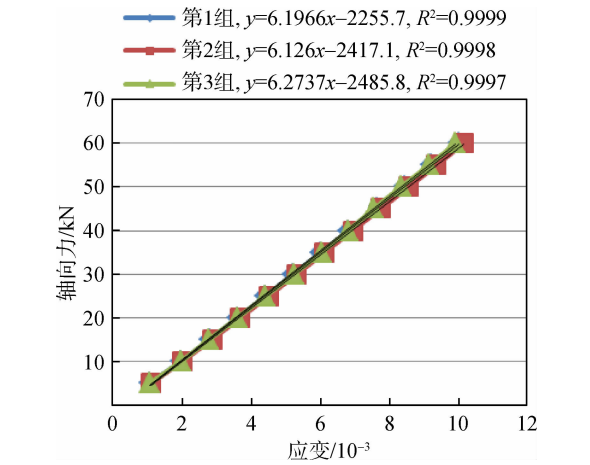


图 6 热油环境下轴向力组合标定结果
Fig. 6 Axial force assembling calibration under heat oil environment

2.5 测试误差分析

对 40 kN 测力环标定试验数据进行误差分析,结果如表 3~表 7 所示,有限元与试验对比结果如表 8 所示。

综合各项,热输出引起的测力环满量程状态误差在 1.72%以内,符合 2%以内的设计要求;偏心测试结果显示,在 20%的偏心率下误差达到 6.18%,但实际测试不可能有如此大偏心;灵敏度

表 3 热输出误差 ($t=170\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Table 3 Thermal test output error ($t=170\text{ }^{\circ}\text{C}$)

应变组	热输出应变/ 10 ⁻⁶	满量程输出 应变/10 ⁻⁶	误差/%
第 1 组	89	5 164	1.72
第 2 组	—51	5 490	—0.93
第 3 组	54	5 131	1.05

表 4 偏心载荷导致的误差 (20%偏心率)
Table 4 Error caused by un-axial load
(20% eccentricity ratio)

载荷/ kN	偏心输出 应变/10 ⁻⁶	对中输出 应变/10 ⁻⁶	误差/%
10	1516	1616	6.18
20	2877	2910	1.13
30	4 235	4 180	—1.31
40	5 600	5 452	—2.71

表 5 热油环境引起的误差
Table 5 Error caused by heat oil environment

载荷/ kN	常温输出 应变/10 ⁻⁶	热油输出 应变/10 ⁻⁶	误差/%
10	1616	1518	6.06
20	2910	2790	4.12
30	4 180	4 013	4.00
40	5 452	5 261	3.50

表 6 不同间隙引起的误差 ($t=150\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Table 6 Error caused by different clearances ($t=150\text{ }^{\circ}\text{C}$)

载荷/ kN	0.09~0.11 mm 间隙输出应变/10 ⁻⁶	0.03~0.05 mm 间隙输出应变/10 ⁻⁶	误差/%
10	2 044	1 724	15.66
20	3 662	3 366	8.11
30	5 257	5 017	4.57
40	6 850	6 639	3.08

表 7 总误差分析
Table 7 Overall error analysis of calibration data

载荷/ kN	误差/%				总误差/ %
	热输出	偏心	热油	间隙	
10	5.3	6.18	6.06	15.66	18.7
20	3.0	1.13	4.12	8.11	9.6
30	2.1	—1.31	4.00	4.57	6.5
40	1.7	—2.71	3.50	3.08	5.7

表 8 有限元解与试验结果的对比
Table 8 Contrast of finite element analysis and test result

载荷/ kN	有限元应变/ 10 ⁻⁶	试验应变/ 10 ⁻⁶	误差/%
40	1 445	1 468	1.57

系数及材料弹性模量测试误差最大值为 6.06%，这主要是由热油环境引起的；轴承与轴承座之间间隙设置不当将导致较大的摩擦力，其随被测载荷增加而减小，随工作温度(t)升高而增大，最大可达 15.7%；10 kN 时的总误差最大，达 18.7%；总测试有限元应变与试验值对比误差为 1.57%。

轴向力测试误差主要有：应变计灵敏度系数、长导线、测力环材料弹性模量随温度变化、热输出、轴向力偏心、摩擦力等因素引起的测试误差，其中后 3 项影响较大。提高测量精度的方法：通过热油浸状态标定，并保证标定边界与实际测试边界一致，可解决应变计灵敏度系数、长导线、测力环材料弹性模量随温度变化影响；通过热输出和偏心标定试验并进行试验后数据修正，可减小热输出和偏心误差；通过合理设置轴承与轴承座之间的间隙和装配预紧力，可降低摩擦力的影响。

3 工程应用实例

3.1 发动机轴向力实测数据

将本文开发的轴向力传感器应用于某型航空发动机核心机试车，正向轴向力采用 60 kN 测力环测量，反向轴向力采用 40 kN 测力环测量，推力轴承轴向力测试数据曲线如图 7~图 10 所示。

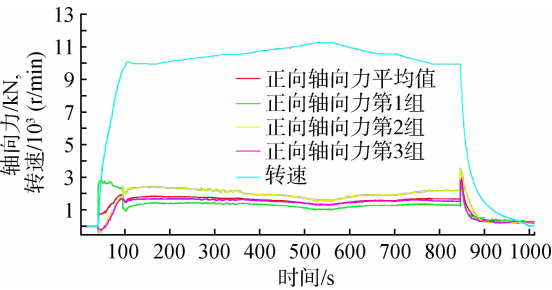


图 7 发动机某次慢车下正向轴向力实测数据
Fig. 7 Measurement data for forward axial force of an engine in idle

3.2 实测数据分析

发动机实测结果表明，轴向力测试数据与转速跟随性、重复性好，测试结果可信。图 7 表明，发动机某次慢车时，发生了转子异常(转子动应力信号瞬间超载)，正向轴向力 3 组分量均出现波动，表明可通过轴向力传感器判断发动机转子轴向异常。

图 8、图 9 表明，慢车后，轴向力随转速上升

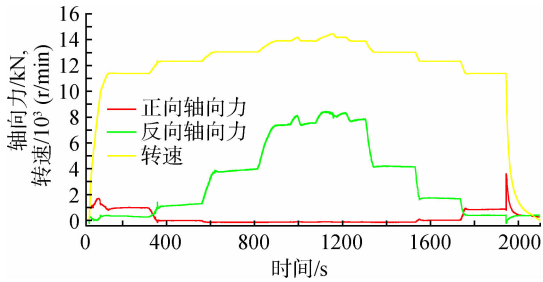


图 8 发动机全转速下轴向力实测数据
Fig. 8 Measurement data for axial force of an engine in full speed

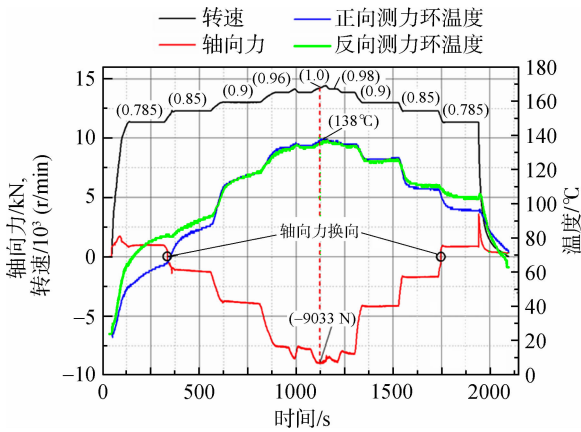


图 9 发动机全转速下轴向力修正结果
Fig. 9 Correction for axial force measurement data of an engine in full speed

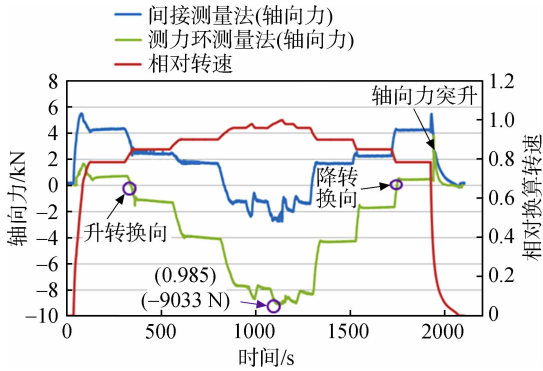


图 10 发动机全转速下测力环法与间接测量法对比
Fig. 10 Contrast of measurement data of force-measuring ring and indirect measurement data for an engine in full speed

逐渐减小，至 0.85 状态，反向轴向力大于正向轴向力，修正轴向力出现负值，确定轴向力已发生换向。0.85~1.0 状态，轴向力方向为逆航向，先升后降，最大轴向力发生在相对转速为 0.985 状态，测量值为反向 9033 N。

图 9 表明,测力环温度随转速升高而升高,且正向测力环比反向测力环温度低 2~10 ℃,减速过程相对转速为 0.985 状态温度最高,说明相对转速为 0.985 状态轴承负荷最大。

图 10 将测力环法与间接测量法的数据进行了对比分析:测力环法与间接测量法(测量腔压再通过公式拟合得到轴向力)的轴向力数据趋势较为接近,但数值差别较大(测力环最大读数为反向 9 033 N,间接测量法最大读数为反向 2 500 N),轴向力换向点位置不同(测力环换向点的相对转速为 0.8 状态,间接法换向点的相对转速为 0.92 状态)。在相对转速为 0.8 状态,同步测量的转子动应力等信号均出现异常,同台安装的滑环转子被从后拉出脱离轴承并损坏,可证明相对转速为 0.8 状态为轴向力换向点,因此可判断测力环法准确。

4 结 论

本文提出了一种适用于异型推力轴承大载荷轴向力测试的双凸台等弯矩结构测力环设计方法,现场试车结果表明了该类型测力环的高精度及有效性,主要结论如下:

- 1) 等弯矩结构的测力环能增强不同轴承结构适应性,提高测量范围,并大幅增强轴向力测试过程中的稳定性和数据可靠性。
- 2) 间接测量法、有限元模拟与试验结果的一致性表明了本文给出的理论公式推导正确,标定方法可靠。
- 3) 发动机实测数据表明,异型轴承改装设计方案合理,轴向力传递路径准确,测试数据可靠有效。
- 4) 测力环结果更加准确可靠,精度远远高于间接测量法。

参考文献:

[1] LIU F, SIRIGNANO W A. Turbojet and turbofan engine performance increases through turbine burners[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(3): 695-705.

[2] SIRIGNANO W A, DELPLANQUE J P, LIU F. Selected challenges in jet and rocket engine combustion research [R]. AIAA 97-2701, 1997.

[3] SIRIGNANO W A, LIU F. Performance increases for gas turbine engines through combustion inside the turbine[J]. Journal of Propulsion and Power, 1999, 15(1): 111-118.

[4] HAI P M, BONELLO P. An impulsive receptance technique for the time domain computation of the vibration of a whole aero-engine model with nonlinear bearings[J]. Jour-

nal of Sound and Vibration, 2008, 318(3): 592-605.

[5] 刘长福, 邓明. 航空发动机结构分析[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006.

[6] LACARBONARA W, ARENA A, ANTRMAN S S. Flexural vibrations of nonlinearly elastic circular rings[J]. Meccanica, 2015, 50(3): 689-705.

[7] 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)

[8] 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)

[9] 母红梅, 张亚, 张浩. 航空发动机轴向力测试技术研究[C]//中国航空学会动力分会试验与测试专业委员会第八届学术交流会论文集. 北京: 中国航空学会, 2006: 203-211.

[10] LADEVEZE P, SIMMONDS J. New concepts for linear beam theory with arbitrary geometry and loading[J]. European Journal of Mechanical: A Solids, 1998, 17(3): 377-402.

[11] CHEN W Q, LIU C F, BIAN Z G. A semi-analytical method for free vibration of straight orthotropic beams with rectangular cross-sections[J]. Mechanics Research Communications, 2004, 31(6): 725-734.

[12] MOHYEDDIN A, FEREIDOOON A. An analytical solution for the large deflection problem of Timoshenko beams under three-point bending[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, 78: 135-139.

[13] ATANACKOVIC T M, SPASIC D T. A model for plane elastica with simple shear deformation pattern[J]. Acta Mechanica, 1994, 104(3): 241-253.

[14] GAO Y, WANG M Z, ZHAO B S. The refined theory of rectangular curved beams[J]. Acta Mechanica, 2007, 189(3/4): 141-150.

[15] DARILMAZ K. A hybrid 8 node hexahedral element for static and free vibration analysis[J]. Structural Engineering and Mechanics, 2005, 21(5): 571-590.

[16] SEO H, HUNDLEY J, HAHN H T, et al. Numerical simulation of glass-fiber reinforced aluminium laminates with diverse impact damage[J]. AIAA Journal, 2010, 48(3): 676-687.

[17] ZHANG C, WANG S. Structure mechanical modeling of thin walled closed section composite beams: Part 1 single cell cross section[J]. Composite Structures, 2014, 113(1): 12-22.

[18] HWU C, LIANG Y C. Evaluation of stress concentration factors and stress intensity factors from remote boundary

data[J]. International Journal of Solids and Structures, 2000, 37(41):5957-5972.

[19] HILL R. The mathematical theory of plasticity[M]. Oxford, UK: Oxford University Press, 1950.

[20] SLATER R A C. Engineer plasticity theory and application to metal forming processes[M]. London: Macmillan Press Limited, 1977.

[21] ANDREWS J P. The variation of Young's modulus at high temperatures[J]. Proceedings of the Physical Society of London, 2002, 37(1):169-177.

[22] DODGE H L. Young's modulus of drawn tungsten and its variation with change of temperature, including a determination of the coefficient of expansion[J]. Physical Review, 1918, 11(4):311-315.

[23] HILL K D. Strain-gauge transducer signal conditioning with square-wave ac excitation and thermal error compensation[J]. Review of Scientific Instruments, 1985, 56(7): 1413-1416.

(编辑:叶 青、陈 越)