

文章编号:1000-8055(2016)10-2536-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2016.10.030

航空发动机附件传动齿轮辐板 动应力测试技术

江 平, 李 刚, 陈青兰, 肖新红, 雷敦财,
黄向阳, 陈大力, 饶 刚

(中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 基于高速转子结构动应力测量原理,研究在实际安装工况下的高速圆柱齿轮辐板动应力测试技术,并针对某型航空发动机附件传动圆柱齿轮辐板断裂故障实际工程问题,构建专门的附件传动齿轮动应力测试系统,测量得到该齿轮在实际工况下的动应力数据,分析结果表明:被测齿轮在实际工况下以 1 阶及 3 阶振动形式为主,最大分频幅值为 21 MPa,改进设计后齿轮辐板最大动应力值相比改进前降低 43.8%。

关 键 词: 航空发动机; 附件传动; 齿轮辐板; 动应力测试; 振动加速度测试

中图分类号: V231

文献标志码: A

Dynamic strain monitoring technique for the rim of cylinder gear in the aero-engine

JIANG Ping, LI Gang, CHEN Qing-lan, XIAO Xin-hong,
LEI Dun-cai, HUANG Xiang-yang, CHEN Da-li, RAO Gang

(Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The dynamic strain monitoring technique for the rim of cylinder gear was studied based on the principle of dynamic stress measurement for high speed rotor structure. The dynamic stress data of the gear was measured by using the test system designed specifically for the accessory gearbox in a certain aero engine. The analysis results showed that the gear had one order and three order vibration modes based on actual conditions, and the maximum frequency amplitude was 21 MPa. The dynamic stress of the rim of cylinder gear with improved design was decreased by 43.8% compared with that before improvement.

Key words: aero-engine; accessory gearbox; rim of cylinder gear;
dynamic strain monitoring; vibration acceleration test

航空发动机附件传动系统是发动机关键部件之一,附件传动齿轮的失效可能导致发动机断油、断电或停车,甚至酿成重大飞行事故。为满足现代航空发动机高功质比的发展需求,附件传动系统不断朝着高速小型化、集成一体化的方向发展,由此带来的齿轮振动及疲劳失效已成为制

约现代航空发动机附件传动系统发展的关键因素之一。在实际工况下测得的齿轮动应力不但表征了齿轮疲劳强度及寿命,而且可由其频谱分析齿轮实际振动情况。因此,开展航空发动机附件传动齿轮在实际工况下的动应力测试技术研究对于附件传动系统的故障分析及改进设计均具有重要指

收稿日期:2015-04-01

作者简介:江平(1967—),男,湖南桂阳人,研究员,硕士,主要研究方向为航空发动机附件传动系统设计及试验。

通讯作者:雷敦财(1988—),男,湖南邵阳人,工程师,硕士,主要研究方向为航空发动机附件传动系统设计及试验。

E-mail:leidunca2006@163.com

导意义。

据可见文献报导,国内外对于齿轮动应力的理论计算及试验测量等方面的相关研究已取得了一定成果。早在 20 世纪 70 年代, Houser, Ozguven 等采用试验测试的方式研究了齿轮转速与齿轮啮入冲击引起的动载荷之间的关系,并随之介绍了齿轮动力学分析中的数学建模方法^[1-2]。Blankenship, Kahraman 在其已有研究基础上^[3-4]构建了专门的试验台,采用加速度传感器测量得到单对齿轮副的动态传动误差,并以此来分析齿顶修形^[5]及传动比^[6]对渐开线圆柱齿轮动力学性能的影响规律,且进一步研究了单对齿轮副在柔性支撑系统下的动力学响应^[7]。Hotait 等又采用应变电测法测量得到单对齿轮副的齿根动应力,并同时测得的动态传动误差进行对比分析,研究齿根动应力与动态传动误差之间的关联规律^[8]。Liou 等同样采用应变电测法实测得到了单对齿轮副齿根动应力,并据此研究了重合度对圆柱齿轮动载荷的影响^[9]。刘更等采用微型应变片测得单对齿轮副的齿根动应力^[10]及辐板动应力^[11],不但验证了其所提出的斜齿轮齿根动应力数值计算方法,且进一步研究了齿轮支撑形式对齿轮结构动应力的影响规律。唐进元等^[12]给出了冲击载荷作用下齿根动应力的计算方法。王峰等^[13]提出了一种人字齿轮系统齿根动应力计算方法,并进行了试验验证。

上述研究成果对齿轮动力学的发展作出了重要贡献,但若推广至航空发动机附件传动齿轮动应力测试尚有 3 点不足:①附件传动系统结构复杂,各零、部件之间相互干扰,激励源众多,同时其负载由所传动的发动机或飞机附件决定,且负载随转速频繁变化,现有的齿轮动应力理论计算模型及单对齿轮副试验台均不能完整模拟附件传动齿轮的实际载荷及振动环境;②航空发动机附件机匣一般位于进气机匣与压气机机匣之间,发动机转速高,结构紧凑,内部空间有限,在发动机整机中进行附件传动齿轮动应力测量不能采用高速滑环引电器等方式输出测试数据;③目前可见的齿轮动应力试验最高转速不超过 4 500 r/min,而航空发动机附件传动齿轮工作转速多可达 10 000 r/min 以上,且附件传动齿轮模数较小,附件传动系统结构紧凑,同时还有齿轮润滑油冲刷,给应变片的布置、粘贴、引线及数采、分析等技术提出了更高的要求。

本文基于高速转子结构动应力测量原理,参考应变电测法在发动机叶片动应力测量^[14-15]、水

轮机叶片动应力测量^[16-17]及发动机弹支动应力测量^[18]中的成功应用经验,研究航空发动机附件传动齿轮辐板动应力测试技术,并针对某型航空发动机附件传动圆柱齿轮辐板断裂故障实际工程问题,构建专门的附件传动齿轮动应力测试系统,模拟附件传动系统在发动机中的实际工况,测量得到附件传动系统振动加速度数据及被测齿轮辐板动应力数据。分析结果表明:振动加速度幅值及变化趋势与发动机整机振动测试结果一致,证明本文构建的动应力测试系统可以模拟被测齿轮在发动机整机中的实际工况及振动环境;被测齿轮在实际工况下以 1 阶及 3 阶振动形式为主。试验结果可为航空发动机附件传动齿轮故障分析及改进设计提供参考。

1 基本测量原理

将应变转换为电信号进行测量的方法即为应变电测法。当应变片栅长 l 、横截面积 A 或电阻率 ρ 发生改变时,应变片电阻随之发生变化。而衡量应变片性能的一项重要指标灵敏度系数 K 定义为

$$K = \frac{\frac{\partial R}{\partial l}dl + \frac{\partial R}{\partial A}dA + \frac{\partial R}{\partial \rho}d\rho}{\epsilon R} \quad (1)$$

式中 ϵ 为应变片轴向变形, R 为应变片标准电阻值。电阻的变化需要电路来实现检测,一般采用如图 1 所示的电桥。电桥平衡后,当电阻 ($R_1 \sim R_4$) 改变时,输出电压 U_{sc} 的变化量为

$$dU_{sc} = U_{sc} \cdot \frac{(R_1 + dR_1)(R_3 + dR_3) - (R_2 + dR_2)(R_4 + dR_4)}{(R_1 + dR_1 + R_2 + dR_2)(R_3 + dR_3 + R_4 + dR_4)} \quad (2)$$

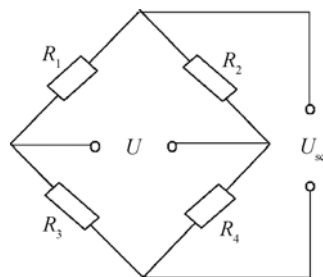


图 1 电桥

Fig. 1 Bridge

测得的电压经直流放大器放大后即可进入数采,再经式(1)~式(2)换算即可输出实测的应变值。

2 齿轮动应力测试技术

2.1 应变片选型

半导体应变片利用了半导体材料的“压阻效应”,从而可以获得比一般金属丝电阻应变片大(50倍~70倍)的灵敏度系数,但由此也导致其温度稳定性较差.采用光刻技术制造的金属箔式应变片,线条均匀,尺寸精确,阻值一致性好,其较薄的应变片不但具有良好的散热性,且易于黏接.同时,其温度稳定性相对较好.温度变化 Δt 引起的金属箔式应变片电阻变化 ΔR_t 主要包含两个方面:温度变化导致应变片材料电阻率改变;温度变化时由于应变片材料与试件材料线膨胀系数不一致而产生的附加应变,可按式(3)计算.

$$\Delta R_t = R[\alpha + K(\beta_g - \beta_s)]\Delta t \quad (3)$$

式中 α 为电阻材料的电阻率温度系数; β_g, β_s 分别为试验材料及应变片材料的线膨胀系数.由于本次测试所关注转速范围内试验齿轮辐板温度较低(80℃以内),温度变化范围较小(5℃以内),同时考虑到故障齿轮尺寸较小,且滑环引电器通道数量有限,因此本次试验不设置温度补偿片.为了降低温度影响,选用具有自补偿作用的应变片.

此外,为了避免在应变片栅长范围内的应变波形变化过大,综合考虑后选用栅长为(1 mm×1 mm)的KFH-1-120-C1-11型箔式应变片.本次试验所关注的最高频率为9 935 Hz,此时栅长仅为应变波长的2%.

2.2 应变片布置及粘贴

受限于现有高速滑环引电器的通道数量,最多仅能在待测齿轮辐板布置6个测点.为了尽可能的找出最大应力点,采用MSC. PATRAN对如图2所示的待测齿轮进行模态仿真分析,约束待

测齿轮轴孔旋转自由度及轴向平移自由度,计算得到待测齿轮的前3阶振动应力分布如图3所示.

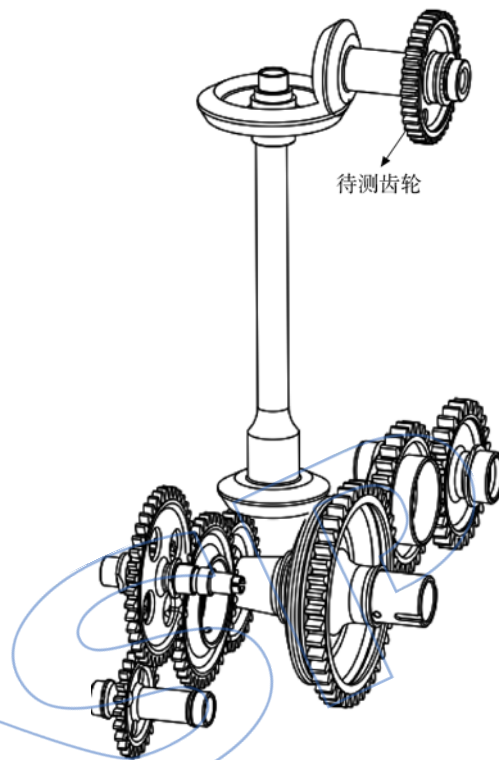


图2 传动链

Fig. 2 Transmission chain

分析待测齿轮辐板在前3阶模态中的振动应力分布,最大振动应力均出现在靠近内花键孔的辐板边缘位置,由此确定6个应变片的布置如图4所示.

此外,对于高速圆柱齿轮辐板动应力测量,应变片的粘贴工艺尤为重要.在离心载荷、滑油冲刷及振动载荷等因素作用下,应变片可能松动或剥

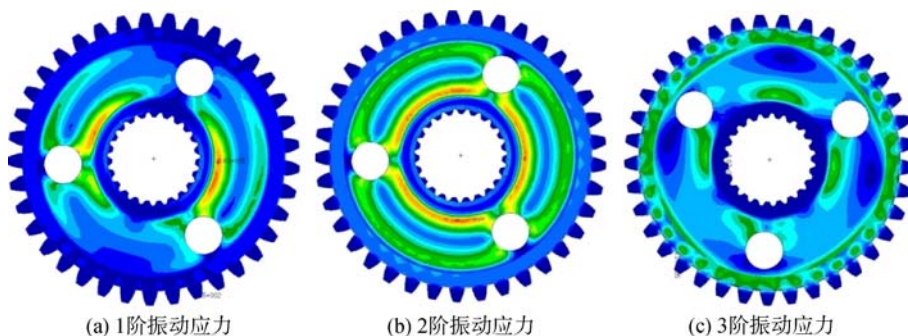


图3 待测齿轮前3阶振动应力分布

Fig. 3 Distribution of vibration stress in the tested gear for the three modes

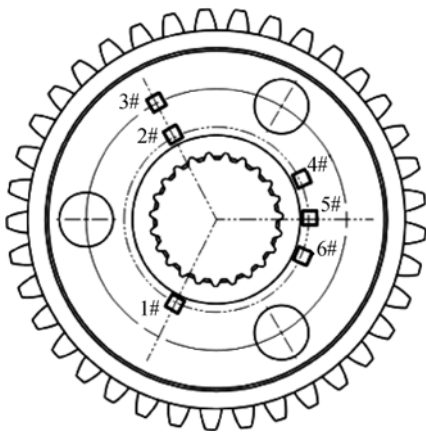


图 4 应变片布置

Fig. 4 Layout of strain gauges

离,从而导致整个测试系统失效.划线确定粘贴位置后,使用合适的砂布在与应力成 45° 角方向交叉打磨,去除锈斑、漆层和镀层等.打磨光滑的表面需用丙酮按一个方向清洗,清洗干净的标准为棉球不变色.涂胶应薄而均匀,空置(0.5~1.0 min)后盖上特氟隆薄膜,快速完成应变片粘贴,并按特定程序对试验件上的应变片加温固化.应变片引线分为两步:焊接引线和固定引线,完成后检查应变片电阻是否在 $120\ \Omega$ 左右.

2.3 测试系统设计

在发动机整机中进行附件传动齿轮动应力测量可以得到齿轮在真实工况下的动应力数据.但航空发动机附件机匣一般位于进气机匣与燃烧室机匣之间,发动机内部空间有限,不能采用滑环引电器等方式输出测试数据,因此难以实现附件传

动齿轮动应力的整机测量.

为尽可能的模拟附件传动系统在发动机上的真实工况,针对某型航空发动机附件传动圆柱齿轮辐板断裂故障实际工程问题,构建专门的附件传动系统试验器.电动机输出转速经高速增速器增速后达到试验转速要求,位于增速箱后端的转矩转速传感器测得试验件输入转速后反馈给电动机变频调速系统,实现试验件输入转速的闭环控制.高速端采用进口高速膜片联轴器连接,利于隔振,同时考虑到航空发动机附件传动系统负载由所传动的发动机或飞机附件决定,且随转速频繁变化,因此,针对各附件的工作要求,分别设计专门的附件加载系统,模拟各附件在发动机上的工作形式,实现附件传动系统的加载.此外,配备故障监测诊断与报警监控系统、设备消音、通风排油雾装置等设备,以保证试验的顺利完成.

待测齿轮为从动轮,应变片引线通过中空的齿轮轴后与高速滑环引电器相连,滑环引电器输出信号进入振动应变测量仪,振动应变测量仪对信号进行放大后输出到包含动态应变分析系统的计算机中进行存储及分析,计算机屏幕实时显示振动应变变量单峰值.同时,为考量本文所述测试系统中待测齿轮实际工况及振动环境与发动机整机试验中的差别,监测待测齿轮轴承座振动加速度.试验过程中采用专用的滑环冷却系统对滑环引电器进行冷却,试验前对整个测试系统进行校准,完整的测试系统如图 5 所示.

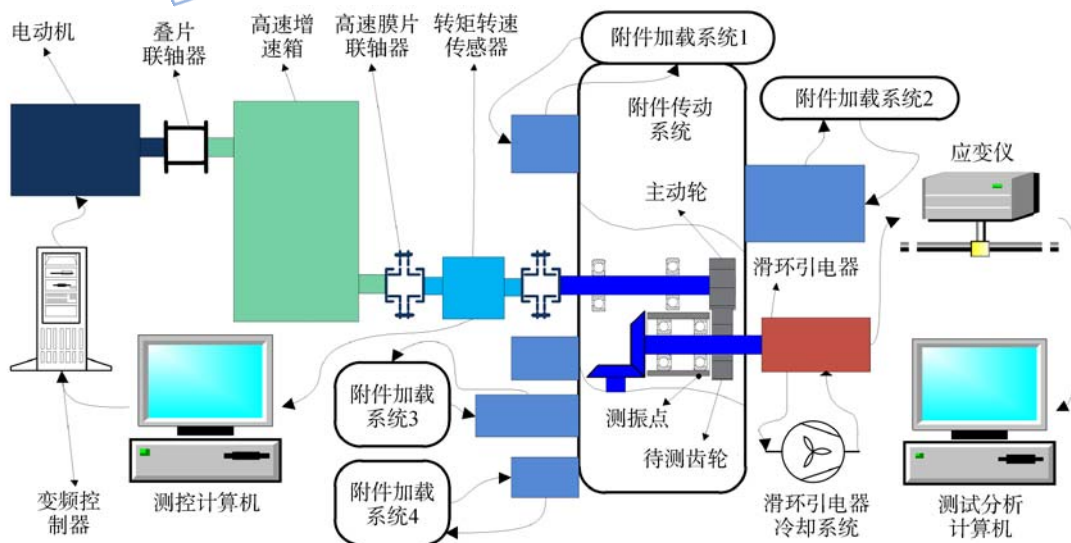


图 5 测试系统

Fig. 5 Test system

2.4 数采及分析

由待测齿轮在加扭、装配状态下的模态试验测得待测齿轮前3阶振动频率($\omega_1 = 2253$ Hz, $\omega_2 = 3213$ Hz, $\omega_3 = 3803$ Hz). 故障齿轮的冶金分析结果表明故障齿轮的损伤形式为轴向高周疲劳断裂, 因此本次试验所关注频率除了待测齿轮本身前3阶振动频率及啮合频率($\omega_{c1, \max} = 9935$ Hz)之外, 还监测与待测齿轮共轴的锥齿轮啮合频率($\omega_{c2, \max} = 5102$ Hz), 由此确定采样频率(F_s)为20 kHz. 为了避免频率高于 $F_s/2$ 的高频成分产生混叠, 在信号进入数采前须对其进行低通滤波. 实测的动应力信号频率成分较为复杂, 难以直接分析其变化规律, 需对其进行快速傅里叶变换(fast Fourier transform, FFT). 为了尽可能的降低FFT时所带来的信号泄露, 同时兼顾系统存储及分析能力, 初选FFT的频率分辨率 $\Delta f = 0.2$ Hz, 此时所需要的采样时间 $T = 5$ s. 此外, 为提高FFT精度, 分析点数应在总数据点数($N = F_s T$)附近取2的整数倍, 由此得到的实际频率分辨率为0.156 Hz. 由FFT得到的频谱图可直接分析信号的特征频率成分, 其直流成分幅值即为该转速下此测点的静应力水平. 同时, 为了降低随机因素的影响, 取97%的置信度, 即分别在动应力实测数据中剔除1.5%的最大值及最小值后, 再取各转速下的应力最大值为该转速下的动应力水平.

3 齿轮动应力测试技术应用

针对某型航空发动机附件传动圆柱齿轮辐板断裂故障实际工程问题, 应用上述齿轮动应力测试技术, 测量得到附件传动系统振动加速度数据及被测齿轮辐板动应力数据. 其中, 本文振动测量结果与发动机整机振动测量结果对比如图6所示(图中纵坐标 a 为振动加速度, 下同).

由图6可知, 振动加速度幅值及变化趋势与发动机整机振动测试结果一致, 证明本文构建的动应力测试系统可以模拟被测齿轮在发动机中的实际工况及振动环境. 当转速为17000 r/min时, 去掉直流成分后, 各测点动应力(σ)频谱如图7所示. 正常工作的(1#测点~5#测点)的频谱成分相同(测试后期, 6#应变片失效), 两个主要分频值($f_1 = 2261$ Hz, $f_2 = 3822$ Hz)分别与模态试验得到的1阶(ω_1)及3阶(ω_3)振动频率一致, 不但验证了模态试验的精确性, 同时表明被测齿轮在

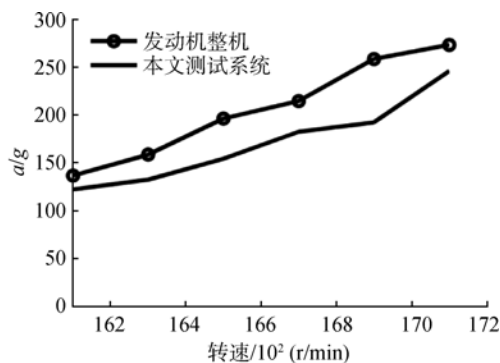


图6 振动测量结果对比

Fig. 6 Comparison of the measurement results of vibration

实际工况下的振动形式. 各测点分频幅值大小稍有差异, 但均以3阶振型为主. 1#测点、2#测点、4#测点最大分频幅值一致(约15 MPa), 最大分频幅值(21 MPa)出现在5#测点, 3#测点分频幅值(约14 MPa)相对稍小, 振动应力分布与模态分析结果一致.

此外, 附件传动系统结构复杂, 激励源众多, 因此导致各测点频谱组成相对较为复杂. 但均能于各测点频谱中找到2阶振动分频(ω_2)及与被测齿轮共轴的锥齿轮啮合频率(ω_{c2})成分, 但这两阶频率成分幅值相比较小(约3 MPa). 说明2阶振动能量相比较弱, 但依然存在, 且由与被测齿轮共轴锥齿轮传递过来的轴向激励相比较小.

进一步测得被测齿轮在全转速范围内(15000~17200 r/min)辐板动应力数据, 测得的时域曲线如图8所示(以下均以单频幅值最大的5#测点为例).

由该测点频谱瀑布图(图9)可明显看出, 被测齿轮在各转速下频谱成分基本一致, 均以1阶、3阶振动频率为主, 含有较弱的2阶振动频率及与被测齿轮共轴的锥齿轮啮合频率成分, 且最大振动分频幅值大致随转速升高而增大. 说明被测齿轮在全转速范围内均以3阶振动形式为主, 且振动烈度随转速逐步上升.

基于上述分析结论, 对该型发动机附件传动系统进行改进设计, 改进前后实测的振动加速度及被测齿轮辐板动静应力水平随转速变化关系分别如图10和图11所示. 由图10和图11可知, 附件传动系统改进后的被测齿轮轴承座位置实测振动加速度幅值相比改进前状态有大幅度降低, 5#测点实测的动应力水平相比改进前状态降低约48%.

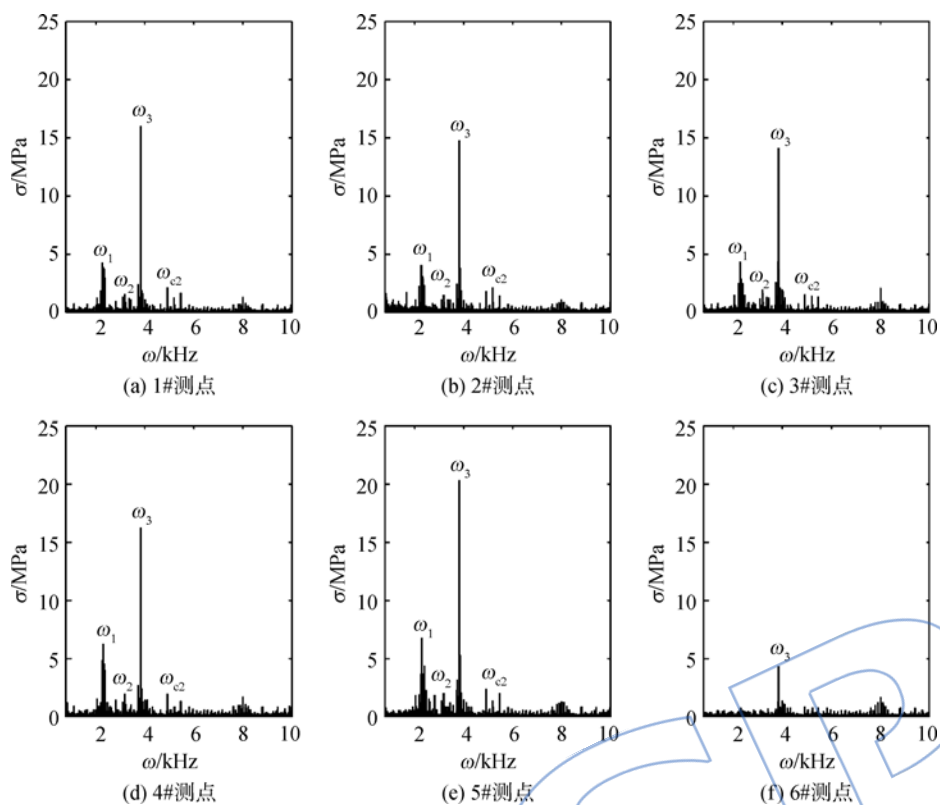
图 7 $n=17000$ r/min 时各测点动应力频谱图

Fig. 7 Spectrum of dynamic stress at the tested points when speed is 17000 r/min

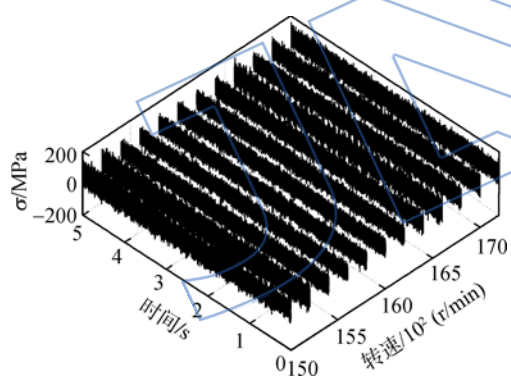


图 8 动应力时域瀑布图(5#测点)

Fig. 8 Waterfall of the dynamic stress (5#)

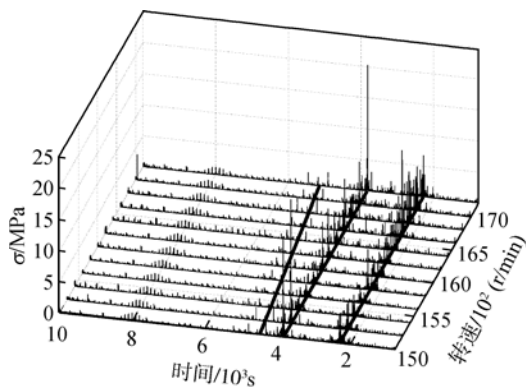


图 9 动应力频谱瀑布图(5#测点)

Fig. 9 Spectrum waterfall of the dynamic stress (5#)

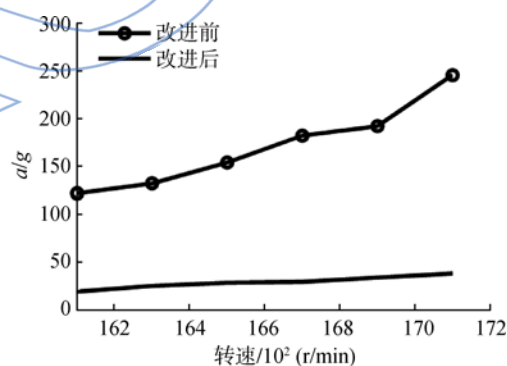


图 10 振动加速度对比

Fig. 10 Comparison of vibration acceleration

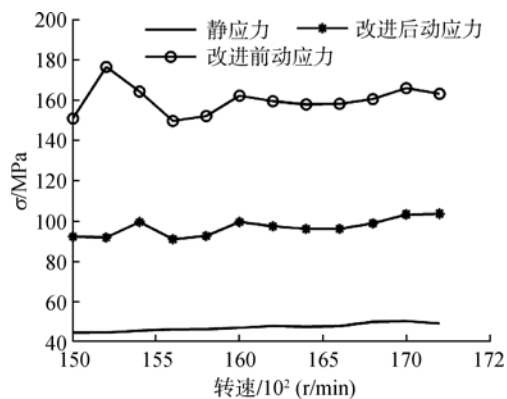


图 11 动、静应力对比(5#测点)

Fig. 11 Comparison of the dynamic, static stress (5#)

4 结 论

本文研究了航空发动机附件传动齿轮辐板动应力测试方法,并针对某型航空发动机附件传动圆柱齿轮辐板断裂故障实际工程问题,构建了专门的附件传动齿轮动应力测试系统,测量得到附件传动系统振动加速度数据及被测齿轮辐板动应力数据,分析结果表明:

1) 本文测得的振动加速度幅值及变化趋势与发动机整机振动测试结果基本一致,证明本文构建的动应力测试系统可以模拟被测齿轮在发动机整机中的实际工况及振动环境。

2) 被测齿轮在实际工况下的主要分频值、振动应力分布等实测结果与模态试验结果基本吻合,表明模态试验结果的精确性及测试系统的有效性。

3) 被测齿轮在实际工况下以1阶及3阶振动形式为主,频谱中含有较弱的2阶振动频率及与被测齿轮共轴的锥齿轮啮合频率,表明2阶振动能量相比较弱,但依然存在,且由与被测齿轮共轴锥齿轮传递过来的轴向激励相比较小。此外,各转速下动应力频谱基本一致,且最大振动分频幅值大致随转速升高而增大。

参考文献:

- [1] Houser D R, Seireg A. An experimental investigation of dynamic factors in spur and helical gears[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1970, 192(2): 495-503.
- [2] Ozguven H N, Houser D R. Mathematical models used in gear dynamics[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 121(2): 383-411.
- [3] Blankenship G W, Kahraman A. Steady state forced response of a mechanical oscillator with combined parametric excitation and clearance type nonlinearity[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 185(2): 743-765.
- [4] Kahraman A, Blankenship G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1997, 64(1): 217-226.
- [5] Kahraman A, Blankenship G W. Effect of involute tip relief on dynamic response of spur gear pairs[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1999, 121(2): 313-315.
- [6] Kahraman A, Blankenship G W. Effect of involute contact ratio on spur gear dynamics[J]. *Journal of Mechanism*, 1999, 121(3): 112-118.
- [7] Kang M R, Kahraman A. Measurement of vibratory motions of gears supported by compliant shafts[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, 29(1): 391-403.
- [8] Hotait M A, Kahraman A. Experiments on the relationship between the dynamic transmission error and the dynamic stress factor of spur gear pairs[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 70(3): 116-128.
- [9] Liou C H, Lin H H, Oswald F B, et al. Effect of contact ratio on spur gear dynamic load with no tooth profile modifications[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1996, 118(2): 439-443.
- [10] 刘更, 蒯天存, 沈允文. 斜齿轮齿根动应力数值计算与实验研究[J]. *航空动力学报*, 1994, 9(1): 59-62.
LIU Geng, LIN Tiancun, SHEN Yunwen. Numerical calculation and experimental study on dynamic stress of helical tooth root[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1994, 9(1): 59-62. (in Chinese)
- [11] 张永才, 刘更, 蒯天存, 等. 薄轮缘斜齿轮结构动应力的实验研究[J]. *航空动力学报*, 1995, 10(4): 391-394.
ZHANG Yongcai, LIU Geng, LIN Tiancun, et al. Experimental study on dynamic stress of thin wheel flange helical gear[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1995, 10(4): 391-394. (in Chinese)
- [12] 唐进元, 彭方进, 黄云飞. 冲击载荷下的齿轮动应力变化规律数值分析[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(8): 138-144.
TANG Jinyuan, PENG Fangjin, HUANG Yunfei. Numerical analysis of dynamic stress variation of gear under impact load[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(8): 138-144. (in Chinese)
- [13] 王峰, 方宗德, 李声晋. 人字齿轮系统齿根动应力计算与对比试验[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2013, 45(11): 64-68.
WANG Feng, FANG Zongde, LI Shengjin. Herringbone gear system dynamic dedendum stress calculation and comparison test[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2013, 45(11): 64-68. (in Chinese)
- [14] 吴大观. 不容忽视发动机叶片动应力测量的作用[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 1996, 9(1): 58-62.
WU Daguan. Can not neglect the role of engine blade dynamic stress measurement[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 1996, 9(1): 58-62. (in Chinese)
- [15] 彭建, 刘兵. 压气机转子叶片动频动应力测试技术和应用研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2003, 16(1): 10-13.
PENG Jian, LIU Bing. Research on the technology and application of dynamic stress testing of the compressor rotor blade[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2003, 16(1): 10-13. (in Chinese)
- [16] 刘伦洪, 郑莉媛. 水轮机动应力测量仪的研制[J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2005, 33(10): 29-31.
LIU Lunhong, ZHENG Liyuan. Development of hydraulic stress measuring instrument for hydraulic turbine[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition*, 2005, 33(10): 29-31. (in Chinese)
- [17] 钱勤, 陈喜阳, 刘伦洪, 等. 李家峡1号机组转轮叶片动应力试验及机理分析[J]. *水力发电学报*, 2006, 25(4): 131-134.
QIAN Qin, CHEN Xiyang, LIU Lunhong, et al. The run-

- ner unit 1 blade dynamic analysis of stress test and mechanism[J]. Journal of Water Conservancy and Power Generation, 2006, 25(4): 131-134. (in Chinese)
- [18] 雷沫枝, 陈运西, 邓旺群. 航空发动机转子弹性支承动应力测试技术[J]. 测控技术, 2013, 32(8): 45-49.
- LEI Mozhi, CHEN Yunxi, DENG Wangqun. Aero engine rotor elastic support dynamic stress testing technology[J]. Measurement and Control Technology, 2013, 32(8): 45-49. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)

JALSP