

文章编号: 1000-8055(2009)08-1707-07

航空发动机转子碰磨故障状态识别

陈巍, 杜发荣, 李云清

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院 微小型发动机及分布式能源实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于谐振动在弹性介质传递过程中能量波动的特点, 提出一种以能量分布与传递为出发点的转子碰磨状态识别方法. 该方法以快速傅立叶变换法处理测振信号, 以能量的观点理解振动色谱图, 并结合时域图、频谱图和瀑布图对转子是否存在碰磨做出判断. 经试验验证, 该方法简便可行, 为工程应用提供了实践依据.

关 键 词: 碰磨; 航空发动机; 转子; 快速傅立叶变换

中图分类号: V263.4 文献标识码: A

Identification of rotor rubbing malfunctions in aero engines

CHEN Wei, DU Fa rong, LI Yun qing

(Micro Engine and Distributed Energy System Research Center,

School of Transportation Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the characteristics that energy fluctuation occurs during resonant vibration transfer in elastic medium, a kind of method was developed to identify the state of rubbing between rotor and engine frame by using the evidence of energy distribution and its movement. The rubbing was identified by processing vibration signals using fast Fourier transform(FFT), understanding color maps by point of energy, and also combining time domain charts, frequency charts and waterfall maps. Through experiments, it's proved that the method is applicable and also provides actual evidence in engineering application.

Key words: rubbing; aero engine; rotor; fast Fourier transform (FFT)

现代航空发动机设计追求大推力、高功质比, 使得发动机体积减小、转速升高; 同时为保证压气机效率, 转子和定子的间隙几乎小到了极致. 在工作过程中, 一旦转子涡动量大于转定子间隙, 转子叶片和定子壳体间就会出现碰磨. 轻则影响转子短时间内工作稳定性, 重则会使发动机损坏失效. 因此, 在发动机地面试验中常以振动信号监测为手段观察其工作状态. 当碰磨情况严重或较为明显时, 不论从响应信号幅值还是从零件外观都可以容易的判断出故障状态. 但发生轻微碰磨时, 既难于从声音判断, 也不易靠观察零件外观识别. 虽

然目前利用小波法可以有效进行故障预测和轻微或极轻微故障识别, 但该方法使用复杂, 尚未在工程应用中推广^[1-6]. 如果能从振动响应信号识别出碰磨状态就可以迅速确定排故方向, 提高试验效率. 文献[7]表述了转子碰磨故障特征, 并利用时域、频谱和级联图识别并分析了碰磨故障状态. 本文利用快速傅立叶变换(FFT)处理测振信号, 从碰磨时能量集中的特点出发, 以能量的观点结合信号时域图、色谱图、瀑布图和频域图对转子碰磨状态进行识别.

收稿日期: 2008-08-01; 修订日期: 2008-11-19
基金项目: 国家 985 项目
作者简介: 陈巍(1980-), 男, 河北景市人, 博士生, 研究方向为动力机械及工程.

1 碰磨振动机理

1.1 转子碰磨模型

如图 1 所示:内圆代表转子,外圆代表机壳.在转子横截面建立坐标系,不计重力影响,不考虑轴向摩擦.当转子发生碰磨时,转子和定子间的作用力符合库仑定律,属库仑摩擦力.转子碰磨运动方程^[8]

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_x(x, y) + me\omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_y(x, y) + me\omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

其中 m 是转子质量; c 是阻尼系数; k 是刚度系数; ω 是转子角速度; e 是偏心距; $F_x(x, y)$, $F_y(x, y)$ 分别是 $F(x, y)$ 在 x, y 轴分量表达式.

令 F_r 为径向碰磨力; F_τ 为切向摩擦力; α 为转子转角; k_s 为定子径向刚度

$$\begin{cases} F_x(x, y) = -F_r \cos \alpha + F_\tau \sin \alpha \\ F_y(x, y) = -F_r \sin \alpha - F_\tau \cos \alpha \end{cases} \quad (2)$$

令 μ 为滑动摩擦系数; δ 为转定子静态间隙; $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ 为转子径向位移,此时方程(2)的向量形式表达式为

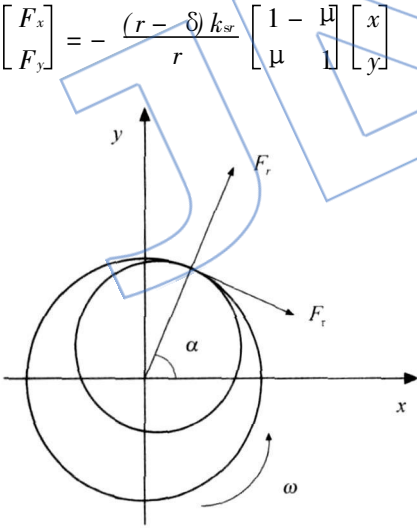


图 1 转子碰磨模型
Fig. 1 Model of rotor rubbing

1.2 转子碰磨及识别原理

转子与定子碰磨发生在接触状态下,二者既有力的传递也有能量的交换.碰磨时转子受到 F_τ 的作用,相当于对其施加了阻力矩.一方面会造成转速波动;另一方面影响转子正进动,轻则使转子稳定性短时紊乱再恢复正常,重则使原本稳定的

振动发散,转子失稳.由于 F_τ 是转定子间的摩擦力,二者摩擦产生的局部温升有可能使转子产生热弯曲,破坏原动平衡状态使振动恶化.力 F_r 相当于对转子施加了横向瞬时冲击力,所激发的转子自由振动与原有振动叠加形成更复杂的振动状态.另外,转定子间的接触增加了转子系统的支撑刚度,短时间内改变了转子固有频率,有可能引起振动失稳.综上所述,碰磨力 F_r 和 F_τ 会使转子振动短时紊乱或发散失稳.

力的传递仅限于转定子接触区域而无法直接传递给测振传感器,之所以传感器可以检测到碰磨引发的振动是因为振动由接触区扩散到了整台发动机,而振动传递的本质是振动能量的传递.因此,能量分布特征直接体现了振动状态.转子横向振动属于谐振动(不考虑轴向振动影响),该振动在金属介质中的传播类似于谐振动在弹性介质中的传播(不考虑材料内阻).文献[9]给出了一维能量传播特性的表达式:以介质中某一质元为研究对象, ρ 为介质密度, ΔV 为质元体积, A 为振幅,则某时刻质元振动动能 ΔE_k 为

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \rho \Delta V \omega^2 A^2 \sin^2 \omega t \quad (3)$$

质元变形的弹性势能 ΔE_p 为

$$\Delta E_p = \frac{1}{2} \rho \Delta V \omega^2 A^2 \sin^2 \omega t \quad (4)$$

总机械能 ΔE 为

$$\Delta E = \Delta E_k + \Delta E_p = \rho \Delta V \omega^2 A^2 \sin^2 \omega t \quad (5)$$

可以看出质元振动动能和弹性势能同时达到最大值,总机械能是时间的周期函数,波动过程伴随着能量的传播.因此,能量与振动同相位传播的特点使得可以用能量的观点分析振动信号谱图,进而识别振动状态.

振动信号色谱图是三坐标平面图,用色谱的深浅表示振动加速度的大小.以能量的观点可以理解色谱的分布表示能量的分布或扩散情况,色谱的深浅表示能量的梯度分布,色谱最深处为能量集中点,即可能为碰磨点.再结合其他图谱的观察分析得出正确的结论.

2 试验过程及状态识别

2.1 试验设备及过程

试验用发动机为某微型涡喷发动机.机壳上布置 3 个加速度传感器(垂直、水平、轴向),发动机底座布置两个加速度传感器.振动测试仪器为

LM S830A 信号分仪. 图 2 是信号采集、分析原理流程图. 图 3 为试验台及测振点位置.

试验中分别取 3 种试验状态: ①转子发生严重碰磨; ②零件整改, 重新装机试验, 发生轻微碰磨; ③再次整改、装机、试验, 碰磨消除. 试验按规定试车路线: 启动加速至 52 000 r/min, 再降至 36 000 r/min(怠速), 再升速运行, 最高试车转速为 100 000 r/min. 频率分辨率为 1 Hz, 采样频率为 4096 Hz.

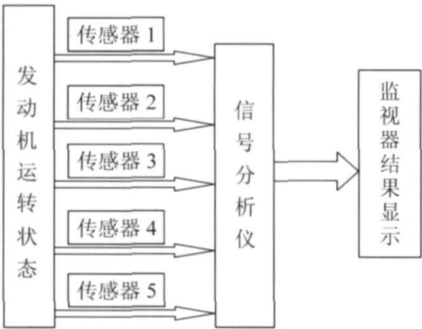


图 2 信号测试原理图
Fig. 2 Principle of signal acquisition

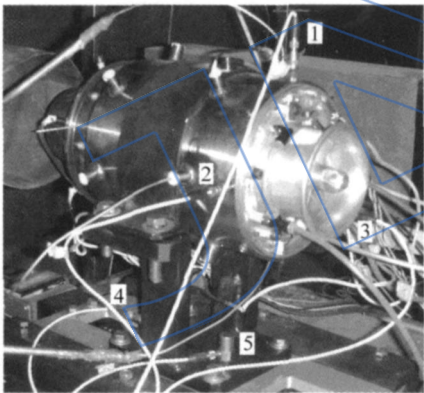


图 3 试验台测点位置

Fig. 3 Sensor locations on test rig

2.2 试验结果及分析

试验数据取发动机垂直方向振动信号分析.

2.2.1 严重碰磨

发动机经过怠速运行并加速至 95 000 r/min 时转子失稳, 压气机和涡轮与定子件发生严重碰磨. 试验中听见强烈碰磨噪声后立即停车检查. 图 4 中压气机导向器磨损痕迹明显, 证明摩擦过程中正压力很大.

碰磨状态识别过程: 首先, 从时域信号(有效值)(图 5)寻找振动异常时段. 100~ 188 s 时间段内响应幅值异常增大且随机性较强(图中示出该

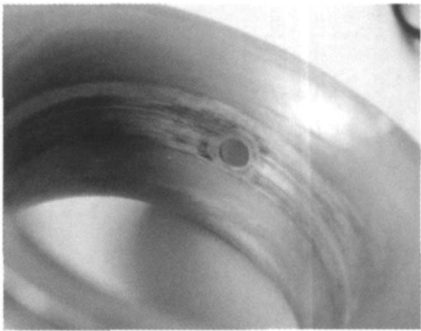


图 4 压气机导向器周向磨损
Fig. 4 Peripheral abrasion of compressor director

时间段始末点坐标及期间最大振幅值), 怀疑发生碰磨. 记录振动异常时间段. 其次, 观察瀑布图 6, 在瀑布图中相同时间段(100.9~ 187.1 s)内整个高频段振动情况平稳, 只是在低频段出现类似时域信号中的幅值波动, 判断碰磨发生在低频区. 为确定该判断正确性, 接着观察色谱图 7, 该类谱图理解时可从能量的观点分析. 图中显示振幅坐标轴最大示值为 170 g, (即实际振幅极值接近 170 g)

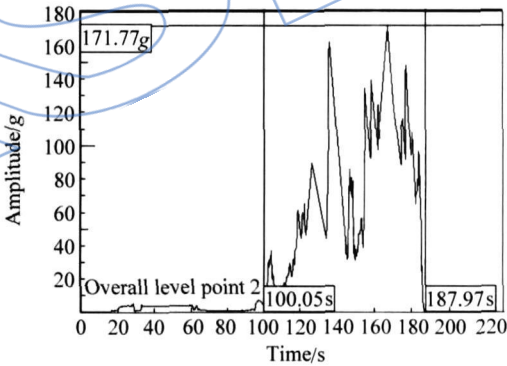


图 5 时域响应
Fig. 5 Response in time domain

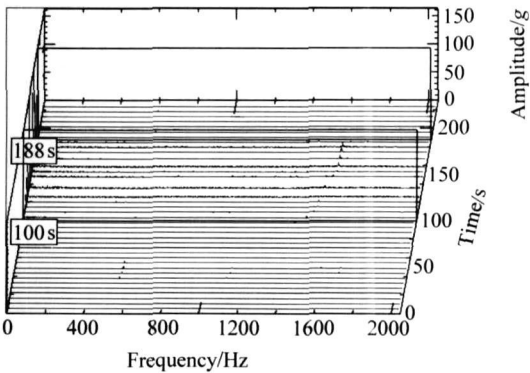


图 6 瀑布图
Fig. 6 Waterfall map

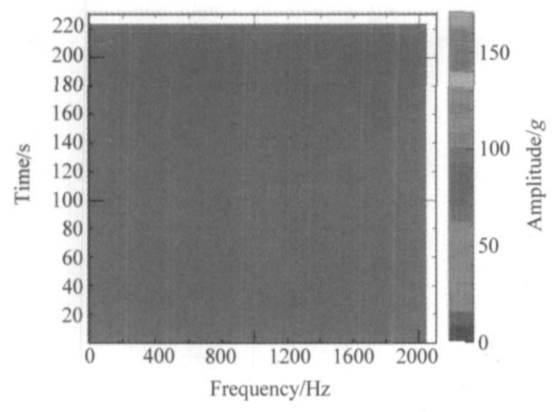


图 7 色谱图
Fig. 7 Color map

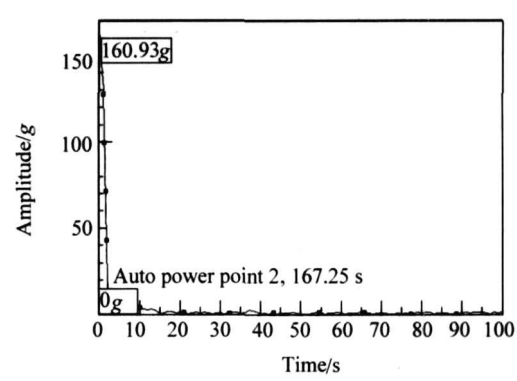


图 9 167.25s 自功率谱低频放大图
Fig.9 Detail view of auto power spectrum (APS)
at 167.25 s

而从整个图面上无法直接观察到最高振幅位置,即无法观察到与振幅极值相对应的颜色.根据瀑布图中极值分布频段,验证低频段是否存在振动极值点.利用分辨率放大原理逐步缩短频率范围提高分辨率,最终将频率上限定在 3 Hz,时间段定在 100~ 188 s.图 8 示出振动极值点对应的坐标点为 167.25s.最后,观察该时间点对应的自功率谱图 9,为方便观察将频率上限定在 100 Hz.可以看出振幅极值为 160.93g,验证了数据一致性,前述判断正确,即转子在识别出的时间点和频段存在碰磨.将发动机拆解、分析、调整动定子径向间隙、打磨掉导向器周向碰磨痕迹、实施涡动控制措施后再次装机试车.

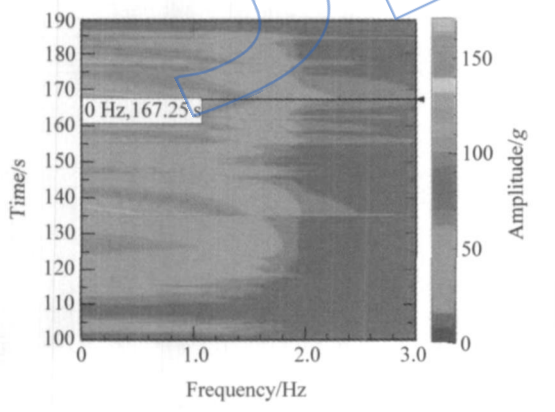


图 8 色谱图 0~ 3 Hz 局部放大图
Fig. 8 Detail view of color map within 0~ 3 Hz

2.2.2 二次试车发生轻微碰磨

第二次试车按相同加速路线,在经过怠速后加速至 96000r/min,试车运行 120s 后停车检查.发现压气机导向器内圆有轻微刮蹭痕迹,刮蹭处金属色泽比周围略为光亮,证明出现过轻微碰磨.

时域图 10 中异常时间段为 106~ 118 s.瀑布图 11 中对应时间段低频段 106~ 118 s 内响应幅值最高,接近 4.4g.图 12 中最高振幅值接近 4.4g 且集中分布在时间段 107~ 115 s 内的低频深色区域,为方便观察对该区域放大显示.局部放大

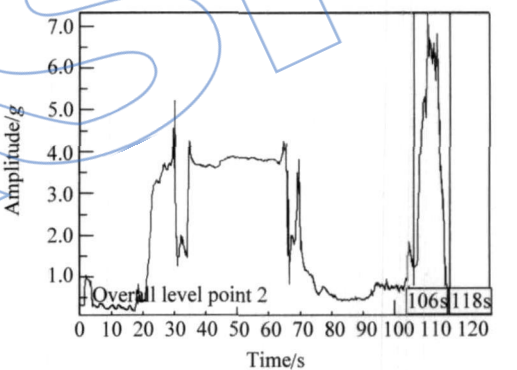


图 10 时域响应
Fig. 10 Response in time domain

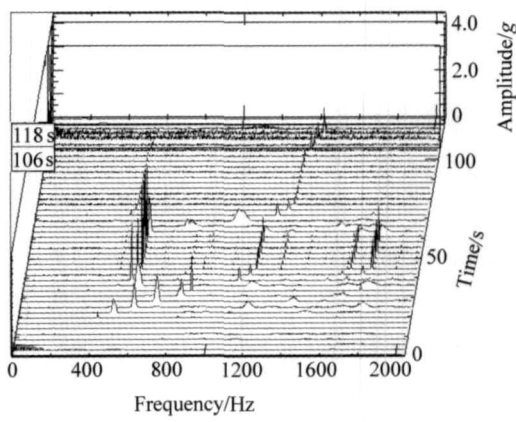


图 11 瀑布图
Fig. 11 Waterfall map

图 13 显示最高振幅出现在 112.75 s 和 113.75 s 时间点. 图 14、图 15 分别为两个时间点的自功率谱图, 对应振幅极值均在低频段. 112.75 s 时极值为 4.34 g, 113.75 s 时极值为 4.26 g. 说明在该频段和时间段内转定子有过极轻微的接触. 另外观察到在时域图中图示极值接近 7 g, 而其余图谱极值只有 4.4 g, 是因为时域数据为振动原始数据可能混入了外界振动干扰. 而瀑布图等其余图谱均经过 FFT 处理, 去除了这类干扰因素.

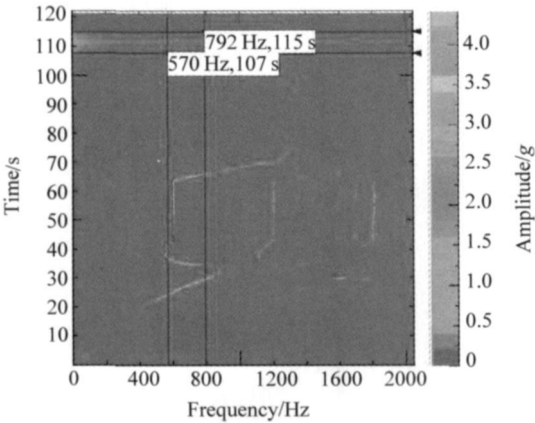


图 12 色谱图
Fig. 12 Color map

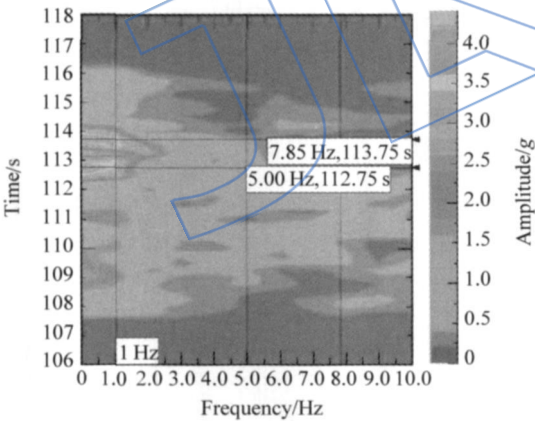


图 13 色谱放大图
Fig. 13 Detail view of color map

2.2.3 进一步采取涡动控制措施并试车

打磨导向器内圆, 调整转定子间隙后装机试车, 最高转速升至 82 000 r/min, 运行时间 420 s, 停车检查, 发动机正常. 图 16 是时域响应图, 图示振动极值接近 1.8 g, 由此产生的旋转离心力几乎可以忽略不计. 为证实不存在非正常振动, 按前述办法寻找振动极值点. 图 17 中振动幅值坐标轴最高示值是 1.45 g, 而低频段在整个时域内无异常

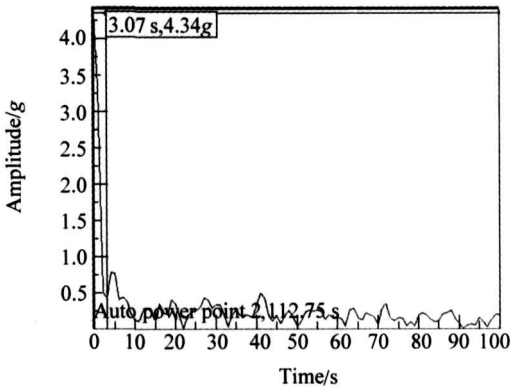


图 14 112.75 s 自功率谱图
Fig. 14 Spectrum chart of APS at 112.75 s

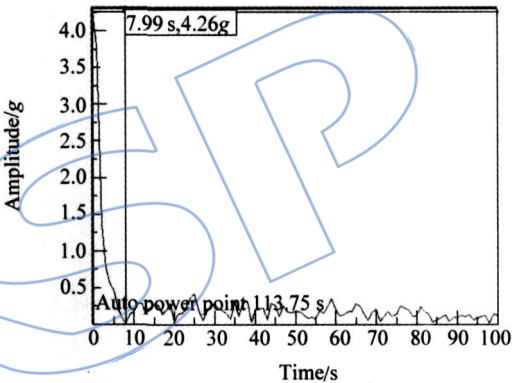


图 15 113.75 s 自功率谱图
Fig. 15 Spectrum chart of APS at 113.75 s

振动, 最高振幅值在图示 1 361 Hz 附近. 从图 18 可以看出, 1360 Hz 正是工频, 即最高振幅出现在工频频率上. 图 18 中整个试车曲线清晰且较为光直, 幅值不存在异常波动情况, 证明试车过程中转子振幅小. 与振幅极值相对应的色谱出现在工频

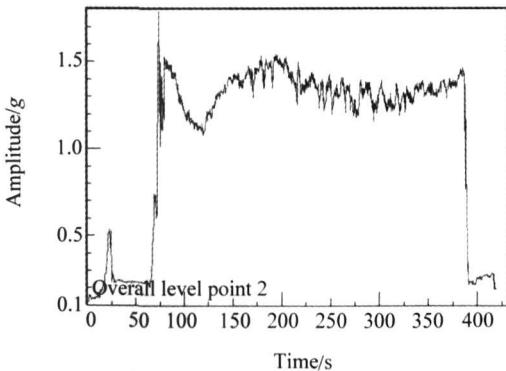


图 16 时域响应
Fig. 16 Response in time domain

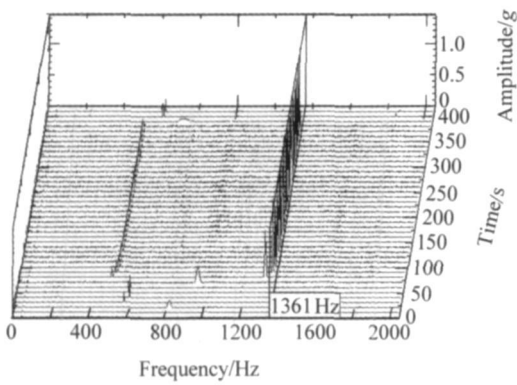


图 17 瀑布图
Fig. 17 Waterfall map

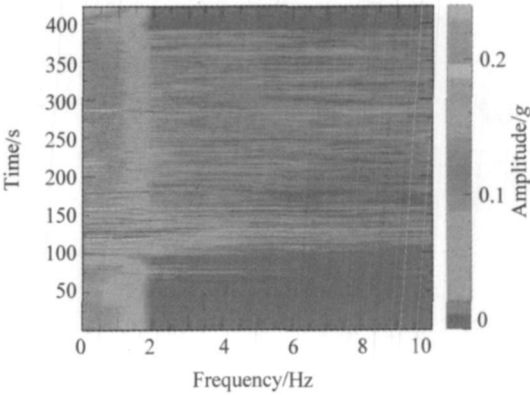


图 19 0~10 Hz 色谱图
Fig. 19 Detailed view of color map within 0~10 Hz

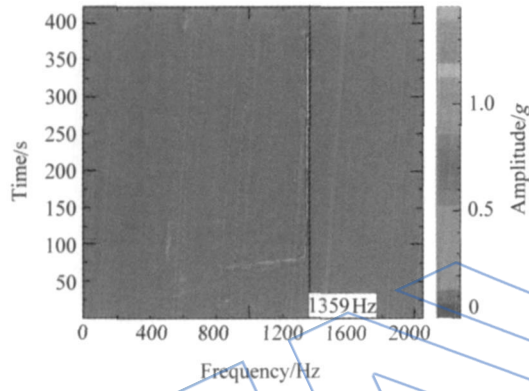


图 18 色谱图
Fig. 18 Color map

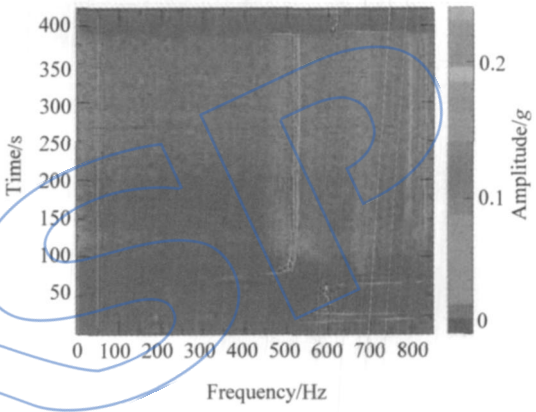


图 20 0~850 Hz 色谱图
Fig. 20 Color map within 0~850 Hz

线上且分布均匀,说明转子振动正常.图 19 为 0~10 Hz 低频段色谱图,振幅极值为 0.24g.经验证,0~850 Hz 范围内振幅极值均为 0.24g(图 20 所示).说明转子在此频段内工作稳定无异常振动.图 19 所示低频段内振幅值变化均匀,全时域上能量分布均匀,振动稳定.其原因包括:支承系统中轴承滚动体与滚道接触振动、燃烧室中的气体振动以及发动机运行带来的声波振动等.这些振动是必然存在的,而且不会对发动机的正常运行造成影响,因而是允许的.

3 结 论

本文以某微型航空发动机地面试车数据为基础,以能量的观点,提出一种识别转子碰磨状态的方法.结合试车过程中严重碰磨、轻微碰磨、无碰磨 3 种状态,提出并验证了该方法的有效性和准确性.该方法简便、省时,为工程应用中快速故障诊断提供了参考依据.

参考文献:

[1] 李录平,邹新元,晋风华.基于矢量分析的转子碰磨故障轴向定位方法[J].热能动力工程,2006,21(1):27-30.
LI Luping, ZOU Xinyuan, JIN Fenghua. Vector analysis based axial locating method for rotor contact rubbing faults[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(1): 27-30. (in Chinese)

[2] 刘玉智,张志明,谢卫乐,等.汽轮机转子碰磨振动特征实测分析[J].现代电力,2005,(2):42-45.
LIU Yuzhi, ZHANG Zhiming, XIE Weile, et al. Analysis of vibration signatures of rubbing in steam turbines[J]. Modern Electric Power, 2005, (2): 42-45. (in Chinese)

[3] 郭晓强,刘忠华.某型发动机涡轮碰磨振动故障诊断[J].航空发动机,2007,(增刊):49-51.
GUO Xiaoqiang, LIU Zhonghua. Fault diagnosis of an engine turbine rub vibration[J]. Aeroengine, 2007, (Additional Volume): 49-51. (in Chinese)

[4] 张韬,孟光.具有初始弯曲和刚度不对称的转子碰磨现象分析[J].上海交通大学学报,2002,36(6):844-848.
ZHANG Tao, MENG Guang. Rub impact phenomenon of rotor system with initial bending and asymmetric stiffness

[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2002, 36 (6): 844-848. (in Chinese)

[5] 吴峰崎, 孟光, 孙旭, 等. 基于声信号三维谱分析的转子故障特征提取的实验研究[J]. 机械强度, 2006, 28 (3): 424-428 .
WU Fengqi, MENG Guang, SUN Xu, et al. Feature extraction based on acoustic signals 3-D spectrum analysis in rotor malfunctions[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28 (3): 424-428. (in Chinese)

[6] 崔淼, 张韬, 孟光, 等. 航空发动机转子系统碰磨故障的实验研究[J]. 振动与冲击, 2004, 23 (3): 17-20.
CUI Miao, ZHANG Tao, MENG Guang, et al. Experimental study on rub and impact in rotor systems of aero engines[J]. Journal of Vibration and Shock, 2004, 23 (3): 17-20. (in Chinese)

[7] 常新宇, 兴成宏. 碰磨故障诊断实例研究[J]. 中国设备工程, 2006, (5): 42-44.
CHANG Xinyu, XING Chenghong. Research on rubbing malfunctions[J]. China Plant Engineering, 2006, (5): 42-44. (in Chinese)

[8] 江波, 狄玉仙, 姜兆敏. 非线性局部碰磨转子的局部分叉分析[J]. 江苏技术师范学院学报, 2004, (12): 26-29.
JIANG Bo, DI Yuxian, JIANG Zhaomin. Local bifurcation analysis of nonlinear local rubbing rotor[J]. Journal of Jiangsu Teachers University of Technology, 2004, (12): 26-29. (in Chinese)

[9] 董长缨, 王泽成. 简谐振动及波动中的能量特性比较[J]. 武汉工业学院学报, 2006, 25 (3): 112-117.
DONG Changying, WANG Zecheng. The energy characteristics of simple harmonic motion and wave[J]. Journal of Wuhan Polytechnic University, 2006, 25 (3): 112-117. (in Chinese)

