燃气轮机刷丝与平衡盘碰摩的振动故障诊断

葛向东,张德平,张东明,张开阔 (中航工业沈阳发动机设计研究所,沈阳 110015)

摘要:针对某型航改燃气轮机压气机机匣振动超限故障,通过时频和振动幅值趋势分析,结合分解检查结果进行了试验验证, 发现平衡盘端面与刷环刷丝之间发生碰摩为根本原因,碰摩形式与传统涡轮叶尖与外环块之间的碰摩形式截然不同。通过定性分 析发现,激振力主要通过低压涡轮输出轴传递,且因受No1支点的"杠杆"作用,对振动响应进行了放大;碰摩产生的激振力大小主 要与引气量和二者间隙相关,刷环刷丝的表面刚性是随引气量变化的变刚度过程,分析了在燃气轮机动力涡轮转速稳定后,压气机 动力涡轮基频幅值随燃气发生器转速提高而继续增大的原因,最后得到力学模型和运动方程。

关键词:振动超限;压气机机匣;碰摩;刷丝;平衡盘;燃气轮机;变刚度

中图分类号:V23.1 文献标识码:A doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2014.01.003

Vibration Failure Diagnose of Fraction between Gas Turbine Brush and Balance Plate

GE Xiang-dong, ZHANG De-ping, ZHANG Dong-ming, ZHANG Kai-kuo

(AVIC Shenyang Engine Design and Research Institute, Shengyang 110015, China)

Abstract: Aiming at vibration transmitting failure of compressor casing for an aero-derivative turbine, the experiment was verified with decomposition inspection by analyzing the time-frequency and vibration amplitude. The vibration is the fundamental reason between the balance plate and brush, which is different from the vibration between the blade tip and external ring. The qualitative analysis found that the vibrating force is transferred through the low gas turbine shaft, which magnified the vibration response by No1 pivot. The vibration force is associated with the leading gas quantity and those clearance, and the rigidity of brush is a changing course along with leading gas quantity. After gas turbine low compressor rotate speed stabilize, it was explained that vibration magnitude of low compressor rotor based frequency continued to get high along with high compressor rotate speed heighten, and it describes dynamic model and movement equation finally.

Key words: vibration transmitting; compressor casing; fraction; brush; balance plate; gas turbine; instability rigidity

0 引言

航空发动机整机振动参数能反映其健康状况,是 设计、加工、平衡及装配各环节质量的综合反映。先进 航空发动机结构复杂,且具有高转速、双转子、高温高 压等特点,不同振动故障模式特征信号可能表现为相 同现象,给故障诊断带来很大困难;外加传统故障模 式思维根深蒂固,对新故障、新形式的振动故障模式 识别更加困难。碰摩是发动机常见的振动故障模式, 多发生于转、静子之间,且为"硬碰硬"模式,相当数量 发动机经过短时间磨合整机振动水平未见减弱,其特 征一般表现为涡轮截面振动测点幅值较大,时域信号 存在削波,频谱成分主要以高压转子转速基频为主, 两侧伴有 40~60 Hz 边频带,同时存在转子倍频谐波 成分。

本文针对某型航改燃气轮机刷环刷丝与平衡盘 端面之间的碰摩导致的压气机机匣振动超限故障进 行分析,其特征信号及碰摩模式与常见的涡轮叶尖与 外环块间碰摩截然不同,并对故障机理进行阐述。

1 故障现象

当某型燃气轮机常规可靠性试验进行至 300 h

收稿日期:2013-02-04 基金项目:国家重大基础研究项目资助 作者简介: 葛向东(1986), 男, 从事航空发动机振动监测与故障诊断工作; E-mail:usa29569721@126.com。

引用格式: 葛向东,张德平,张东明,等.燃气轮机刷丝与平衡盘碰摩的振动故障诊断[J].航空发动机,2014,40(1):17-21. GE Xiangdong,ZHANG Deping,ZHANG Dongming, et al. Vibration failure diagnose for fraction of gas turbine brush and ralance plate [J]. Aeroengine, 2014,40(1): 17-21.

时, 压气机机匣振动测点振动总量有较明显增加, 逼 近限制值, 激振力频率成分以动力涡轮转子转速基频 为主, 同时伴有其2倍频及高压转子转频成分, 时域 波形未见削波, 且当动力涡轮转速稳定在8300 r/min 后, 压气机拾振测点振动幅值随输出轴带动负载载荷 的增大而继续增大。动力涡轮水平测点振动总量较以 前未发生明显变化。燃气轮机结构及拾振传感器安装 位置如图1所示。燃气轮机稳定运行 MC~1.0 工况 过程中振动如图2所示, 参数见表1; 振动偏大时 MC~1.0 工况过程中振动如图3所示, 参数见表2。 其中: Ng 为燃气发生器转速; Np 为动力涡轮转速; Va 为压气机机匣振动; Va 为涡轮机匣振动。





(a) 压气机振动测点



图 2 燃气轮机稳定运行 MC~1.0 工况过程中振动

衣!						
燃机工况	$N_{ m p}$ /	$N_{ m g}$ /	$V_{ m c}$ /	$V_{\rm t}$ /		
	(r/min)	(r/min)	(mm/s)/Hz	(mm/s)/Hz		
MC	4000	8887	7/66	4/66		
0.28	8300	11119	14/138	8/138		
0.50	8300	11592	22/138	13/139		
0.80	8300	12045	26/138	23/138		
0.90	8300	12142	24/138	22/202		
1.00	8300	12278	19/138	22/205		

操与从扣在它运行和中在中央和





图 3 燃气轮机振动偏大时 MC~1.0 工况过程中振动

表 2 燃气轮机振动偏大时振动参数

燃机工况	$N_{ m p}$ /	$N_{ m g}$ /	$V_{ m c}$ /	$V_{ m t}$ /
	(r/min)	(r/min)	(mm/s)/Hz	(mm/s)/Hz
MC	4000	8890	6/66	4/66
0.28	8300	11125	16/138	10/185
0.50	8300	11600	20/138	12/193
0.80	8300	12065	24/138	22/200
0.90	8300	12152	28/138	20/202
1.00	8300	12290	33/138	19/204

2 燃气轮机振动超限初步分析及检查

对压气机振动测点振动幅值偏大问题进行常

19

规检查,情况如下:(1)振动测试系统线路连接正常;(2)燃气轮机基座连接螺栓松脱力矩正常;(3)用 孔探仪检查压气机未见异物及机械损伤;(4)涡轮机 匣罩壳脱开未见管路裂纹及漏油。

从图 3 中可见,当动力涡轮转速稳定在 8300 r/min 后,动力涡轮转子转频振动幅值出现随负载的增大而 继续增大现象,据此可以排除动力涡轮转子动不平衡 所致。根据表 1、2 可见,在燃气轮机稳定运行和振动 偏大时主要体现在压气机机匣测点振动幅值差异,涡 轮测点振动变化并不大,据此推测激振力可能来自燃 气轮机前部,同时又根据瀑布图显示压气机振动测点 存在较明显的动力涡轮转子 2 倍频率成分,初步怀疑 与曾发生的由动力涡轮转子 2 倍频率成分,初步怀疑 与曾发生的由动力涡轮输出轴与负载轴不同心导致 整机振动超限故障原因一致。于是测量 2 根轴的同心 度,结果显示 2 根轴的同心度(角不对中度与平行不 对中度)参数在合理范围内,再次开车现象重复,问题 依然没有得到解决。

3 2次分解检查

压气机机匣振动测点振动幅值具备随着试验时 数增加而逐渐增大的渐变特点,关联燃气轮机其他参 数发现,平衡腔压力变化趋势也具备类似特征。平衡 腔主要起平衡动力涡轮轴向力作用,减小止推轴承工 作负荷,提高轴承使用寿命,腔内引气来自高压第5 级,密封形式为刷封。分解燃气轮机进气内环发现刷 环刷丝有11处脱落,平衡盘端面全周发生碰摩,深度 最大达0.5 mm。碰摩部位如图4所示,刷环刷丝缺失 形貌如图5所示。



图 4 刷环刷丝与平衡盘碰摩部位



图 5 刷环刷丝缺失形貌

虽然在第2次分解过程中发现了刷环刷丝与平 衡盘端面发生碰摩,但刷环刷丝本身属于软介质,软 碰硬是否引起压气机机匣振动超限是1个疑问。初步 分析认为刷环刷丝的缺失和折断可导致气体封严效 果减弱或不稳,平衡轴向力效果变差,从而引起输出 轴与动力涡轮轴之间套齿连接刚性发生变化,进而影 响整个轴系的稳定性和支撑系统的振动响应。虽然碰 摩位置与测点显示振动偏大位置有一定距离,但考虑 到振动响应和阻尼影响,此时并没有完全排除单纯因 碰摩引起压气机振动测点振动超限的原因。

4 试验验证

因发现刷环刷丝缺失和磨损,更换了新刷环,加 大了刷丝距平衡盘端面间隙,封严效果进一步变弱, 主要防止刷丝与平衡盘端面再次发生碰摩。再次开 车,压气机前机匣振动恢复至正常水平,问题得以解 决。同时也排除了因气体封严效果变弱影响套齿连接 刚性或轴系稳定性,从而引起整机振动超限。

5 故障模式分析

通过试验验证得知刷丝与平衡盘端面的碰摩是 导致压气机机匣振动超限的根本原因。碰摩产生的激 振力通过前轴承机匣和输出轴 2 种形式传至压气机 机匣处(进气机匣组合件),但 2 种形式截然不同。

第1种形式:前轴承机匣前端靠近№1支点滚棒 轴承,后端以斜锥的形式连接至进气机匣前端面,碰 摩产生的径向激振力可按照平衡盘→输出轴→№1 支点轴承→轴承座→前轴承机匣→压气机机匣路径 进行传递,但整个传递路径通过止口、端面、螺栓部位 较多,其连接刚性必受一定影响,使传递到压气机机 匣的振动响应减弱。

第2种形式:由于燃气轮机动力涡轮输出轴为新设计的特有结构,与航机截然不同,长度约为0.5 m, 短轴刚性较强,依托No1、2支点轴承座定心定位,相 当于两端简支结构,且输出轴前端连接平衡盘,后端 靠套齿连接燃气轮机动力涡轮轴,无附带鼓桶和盘结构的光轴,如图6所示。当平衡盘端面与刷丝发生碰摩时,输出轴前端感受到激振力,由于输出轴支撑和结构具备上述特点,同时激振力距离№1支点动力臂短,响应点距离№1支点阻力臂长,№1支点相当于杠杆支点,对输出轴后端振动响应有放大作用,振动通过№2支点压气机机匣承力环传至机匣表面。



图 6 动力涡轮输出轴

通过对2种振动传递形式的定性对比分析发现, 第2种形式振动通过输出轴的传递导致压气机机匣 振动超限应起主要作用。

6 碰摩机理分析

平衡盘端面与刷环刷丝之间的碰摩和涡轮叶片 叶尖与外环块之间的碰摩机理截然不同,通过如图 7 所示的故障刷环中顶部缺失的刷丝放大形貌可见,刷 丝顶部的确因摩擦变细,虽然刷丝基本成分为某高温 合金,但结构细长,因此单独 1 根的刷丝碰摩不足以 产生足够的激振力,只有当刷丝紧密排列,才可以形 成足够的刚性表面。从图 3(a)中也可见,当动力涡轮 转速稳定后,随着燃气发生器转子转速的提高(燃气 轮机负荷增加),动力涡轮基频振动幅值继续增大,分 析认为,随着燃气发生器转子转速的提高,压气机第 5级引气的压力增大使平衡腔内压力增大,从而导致 刷环刷丝紧密程度加强,相当于表面刚性增强,可见 刷环刷丝表面刚性是随着引气压力增大而变化的变 刚度过程,并非恒定不变,其表面刚性的增强导致振 动继续增大。



图 7 故障刷环中顶部缺失的刷丝放大形貌

7 刷丝与平衡盘的力学模型

在平衡盘端面和刷环刷丝接触之前,动力涡轮输 出轴的径向位移小于平衡盘端面和刷环刷丝的间隙。 此时,刷丝和平衡盘之间的碰摩力为

$$\begin{cases} P_{N}=0\\ P_{T}=0 \end{cases} \quad \text{当} e < \delta 时 \tag{1}$$

式中: P_{N} 为径向力; P_{T} 为切向力;e为平衡盘的径向位移; δ 为刷丝和平衡盘之间的间隙。

当平衡盘的径向位移大于平衡盘与刷丝的间隙 时,平衡盘端面和刷环刷丝发生接触碰撞和摩擦。K_c 为刷丝表面的径向刚度,平衡盘端面与刷环刷丝摩擦 符合库伦定律,假设刷丝表面刚度和摩擦系数与引气 压力成线性关系,f为转子与机匣接触时的摩擦系数。 平衡盘端面与刷环刷丝的非线性碰摩力可表示为

$$P_{N}=(e-\delta)K_{C}$$

$$P_{T}=fP_{N}$$

$$K_{C}=\alpha P$$

$$f=\beta P$$

$$(2)$$

式中:α为刷丝表面的刚度关联系数;β为摩擦系数关 联系数。

平衡腔内压力的变化会导致摩擦系数和接触刚 度同时变化,即使二者之间发生碰摩,间隙不变化,激 振力也会随着平衡腔内压力的变化而发生变化。将平 衡盘和刷环转化成的力学模型如图 8 所示。



假设刷丝表面刚度和摩擦系数与平衡腔内压力 成线性关系,在考虑重力的情况下,发生碰摩时的运

动方程为

 $\begin{array}{l} \ddot{m_{1}x_{1}} + c_{1}\dot{x_{1}} + k_{1}x_{1} = P_{x}(x_{1}, y_{1}, x_{2}, y_{2}) + mr\Omega^{2}\cos(\Omega t) \\ \ddot{m_{1}y_{1}} + c_{1}\dot{y_{1}} + k_{1}y_{1} = P_{y}(x_{1}, y_{1}, x_{2}, y_{2}) + mr\Omega^{2}\cos(\Omega t) - m_{1}g \\ \ddot{m_{2}x_{2}} + c_{2}\dot{x_{2}} + k_{2}x_{2} = -P_{x}(x_{1}, y_{1}, x_{2}, y_{2}) \end{array}$ (3)

 $|m_2y_2+c_2y_2+k_2y_2=-P_y(x_1,y_1,x_2,y_2)-m_2g|$

式中: m_1 、 m_2 分别为平衡盘和刷环刷丝的质量;m为 动力涡轮输出轴的不平衡量; c_1 、 c_2 分别为平衡盘和 刷环刷丝的等效阻尼系数; k_1 、 k_2 分别为平衡盘和刷 环刷丝的等效刚度;r为动力涡轮输出轴的偏心量; Ω 为转子的角速度; P_x 、 P_y 为碰摩力。

8 结论

(1)压气机机匣振动超限是由于刷环刷丝与平衡 盘端面发生碰摩导致,振动主要通过动力涡轮输出轴 传递,且受№1支点"杠杆"作用对振动的响应进行了 放大。

(2)刷环刷丝的紧密排列程度随着第5级高压压 气机引气量的增加而变强,从而影响刷丝整体的表面 刚性。刷丝表面的整体刚性与燃气发生器转速直接相 关,是1个变刚度过程。

(3)当动力涡轮转速稳定后,随着燃气发生器转 速的提高,其刷丝表面整体刚性也得到加强,从而导 致因碰摩产生的激振力继续加大,动力涡轮基频振动 响应也继续增大。

(4)表面上看,此碰摩模式(软碰硬)和常见的涡 轮叶尖与外环块之间(硬碰硬)的模式不同,但如果将 刷环刷丝作为1个整体来对待,实际上还是硬碰硬过 程,根据其特点建立了力学模型和运动方程。

参考文献:

[1] 张开阔. 燃气轮机刷环刷丝缺失检查与分析[R]. 沈阳:中航 工业沈阳发动机设计研究所,2012.

ZHANG Kaikuo. Check and analysis for gas turbine brush deletion [R]. Shenyang: AVIC Shenyang Engine Design and Research Institute, 2012.(in Chinese)

[2] 王德友. 旋转机械转静子碰摩的振动特性 [J]. 航空发动机, 1998,24(2):32-36.

WANG Deyou. The vibration characteristics for rotor-stator friction[J].Aeroengine, 1998,24(2):32-36. (in Chinese)

[3] 王俨剀, 王理, 廖明夫. 航空发动机整机测振中的基本问题 分析[J]. 航空发动机, 2012, 38(3):49-53.

WANG Yankai. The basic problems analysis of aeroengine vibration monitoring [J]. Aeroengine,2012,38 (3):49–53. (in Chinese)

[4] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 南京:中国电力 出版社,2007:52-53.

YANG Jiangang. Vibration analysis and engineering applica-

tion of rotating machinery [M]. Nanjing: China Power Press, 2007:52–53. (in Chinese)

[5] 闻邦椿. 机械振动理论及应用[M]. 北京:高等教育出版社, 2009:16-18.

WEN Bangchun. Mechanical vibration theory and application [M]. Beijing: Higher Education Press,2009:16–18. (in Chinese)

[6] 黄文虎. 设备故障诊断原理、技术及应用[M]. 北京:科学出版社,1996:118-120.

HUANG Wenhu. The principle, technology and application of the equipment fault diagnosis[M]. Beijing: Science Press,1996: 118–120. (in Chinese)

- [7] Dibazar A A. Intelligent recognition of acoustic and vibration threats for security breach detection, close proximity danger identification, and perimeter protection[R].AD-A-540219,2011.
- [8] Zielinsre M. Noncontact blade vibration measurement system for aeroengine qpplication[C]//17th international symposium on airbreathing engines, 2005: 1–9.
- [9] 何俊杰, 蔚夺魁, 张德平. 某型燃气轮机内、外机匣振动传 递的动力学分析[J].航空发动机,2009,35(2):34-36.
 HE Junjie, YU Duokui, ZHANG Deping. Dynamic analysis of vibration transmission of gas turbine internal and external casing[J]. Aeroengine, 2009,35(2):34-36.
- [10] Sweeney S K. Lateral vibrition prediction of drivelines having a flexible coupling[J]. SAE,2011(1):2238.
- [11] 王善永, 陆颂元, 马元奎, 等. 汽轮发电机组转子动静碰摩 故障检测的小波分析方法研究 [J]. 中国电机工程学报, 1999(3):1-5.

WANG Shanyong, LU Songyuan, MA Yuankai, et al. Application of wavelets to turb ogenarator unit for impace fault detection [J]. Proceedings of the CSEE,1999 (3):1-5.(in Chinese)

- [12] Lowe M. Matrix techniques for modeling ultrasonic waves in multilayered media [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1995,42(4):525–542.
- [13] 翟旭升,胡金海,谢寿生,等. 基于 DSmT 的航空发动机早期振动故障融合诊断方法[J]. 航空动力学报,2012,27(2): 301-306.

ZHAI Xusheng, HU Jinhai, XIE Shousheng, et al. Diagnosis of aeroengine with early vibration fault symptom using DSmT [J]. Journal of Aerospace power, 2012,27 (2):301-306. (in Chinese)

- [14] 艾延廷,费成巍,王志. 航空发动机整机振动故障模糊信息 熵诊断方法[J]. 推进技术,2011,32(3):407-411.
 AI Yanting, FEI Chengwei, WANG Zhi. A fault diagnosis method for aeroengine vibration based on fuzzy information entropy [J]. Journal of Propulsion Technology, 2011,32(3): 407-411. (in Chinese)
- [15] Perers R, Lundin U, Leijon M. Saturation effects on unbalanced magnetic pull in a hydroelectric generator with an eccentric rotor [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2007,43(10): 3884–3890.