

燃气轮机压气机喘振监测方法研究

张宏伟¹, 陈佩², 王宏泽¹, 隋永枫¹, 辛小鹏¹

(1. 杭州汽轮动力集团有限公司, 杭州 310022;

2. 杭州汽轮机股份有限公司, 杭州 310022)

摘要:压气机喘振是一种对燃气轮机安全运行具有严重破坏作用的不稳定流动。在研究某燃气轮机控制系统的过程中发现,其控制逻辑中没有针对压气机喘振的控制策略。为了保证燃气轮机安全运行,避免发生喘振对燃气轮机造成破坏,在现有测点基础上研究了在燃气轮机控制系统中增加压气机喘振监测的方法。

关键词:压气机;喘振监测;控制系统

中图分类号:TK472

文献标志码:A

文章编号:1009-2889(2019)02-0052-04

1 压气机喘振

不稳定流动对于压气机和燃气轮机性能和寿命的影响,是燃气轮机压气机设计时需要重点关注的问题。压气机不稳定流动中影响最大的是失速和喘振,旋转失速是压气机叶栅通道内出现了低流量区,但通过压气机的平均流量不变。而喘振是与旋转失速完全不同的另一种气流脉动,喘振发生时压气机内部气流沿轴向发生脉动。

喘振理论主要是通过压气机及其工作时所在的管网系统(见图1)所发生的气流稳定性问题,管网系统包括前面的进气道、进气室和压气机,后面的压气机排气管道和排气室(体积较大的容器)。通常所有喘振分析的结果,结论基本是一致的,在压气机流量-压比特性线上的斜率为零或接近于零的正斜率压气机工作点上,压气机所在的系统就变成不稳定了。当系统不稳定时,系统的阻尼是负的,任何微小的干扰都将使振幅增长。在临界点,阻尼为零。但是当流量变化时,系统的阻尼也发生变化。即系统的阻尼决定于流量脉动时压气机特性线上瞬时工作点处的斜率。当流量脉动的振幅变为有限大之后,用以确定稳定性的线性理论不再适用,如果系统的非线性使振荡的幅值增大到出现稳态振荡的某个极限值,则由于不稳定性的缘故就发生喘振,得出

的振荡循环称为“极限循环”^[1]。

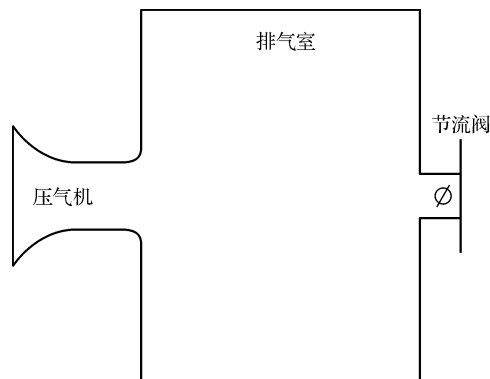


图1 压气机管网系统示意图

压气机喘振时,在轴流压气机等转速线上,压气机减小流量,随着失速区的进一步发展,压气机和管路中全部气体的流量和压力将周期性、低频率、大幅度地上下波动。这种频率低、幅度大的气流脉动一经产生,则流经整个压气机的连续稳定流动被完全破坏,通常伴随有强烈的机械振动。燃气轮机运行时,控制压气机的运行工况不发生不稳定流动、不运行至压气机特性线的喘振边界之外,对于保护压气机和燃气轮机安全运行起着关键作用,因此压气机的喘振边界线是压气机性能的重要组成部分,它决定了压气机运行工况的喘振裕度。压气机如果没有足够的喘振裕度,燃气轮机在启动升转速及带负荷运行的稳定运行都将遇到困难。喘振发生时,低频

率、高振幅的气流振荡是一种很大的激振力来源,它会导致强烈的机械振动和热端超温,并在极短的时间内对燃气轮机造成严重损坏。因此,在燃气轮机运行时,应该保证压气机运行工况具有足够的喘振裕度,避免喘振的发生。喘振裕度 M_s 采用如下定义方式时,一般要求在 20% 左右。但是在某些情况下,压气机的喘振边界会向下移动。

$$M_s = \left(\frac{\pi_s^* - 1}{\pi_d^* - 1} - 1 \right) \times 100\%$$

(1)

式中: π_s^* 是喘振点压比; π_d^* 是设计点压比。

2 喘振边界下降原因

导致压气机喘振边界下降的原因有多种,常见的有随机组运行时间增加而产生的压气机性能下降、进气过滤器堵塞^[2]、燃烧不稳定^[3]等原因。根据某燃气轮机推测喘振的原因分析,可能是异常暴雨天气导致进气过滤器堵塞,产生了进气畸变。图 2 是该过程中压气机进气过滤器的压差变化,从中可以看出,过滤器压差明显增大(正常情况下应该低于 1.0),这表明过滤器部分通道阻塞,进气阻力增大,发生进气畸变的几率非常高。

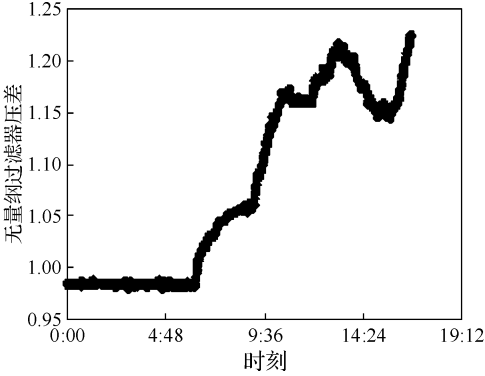


图 2 某燃气轮机进气过滤器压差变化

进气畸变对压气机性能的影响是多方面的,除了使压气机的增压比和效率比均匀进气条件下降低外,更重要的是进气畸变对压气机及其所在的压缩系统的气动稳定性会造成重大影响。当压气机进口发生畸变时,低流量或低总压的部分气流会以较大的冲角进入压气机转子叶片排,在平均流量未达到喘振边界之前,低流量部分已经达到喘振边界,因此会造成整台压气机的失速提前。对于总温畸变,高总温部分的气流不仅使压气机转子的折合转速降低,同时使折合流量降低,从而引发失速提前发生,进而使压气机发生喘振,进入不稳定流动状态,如图

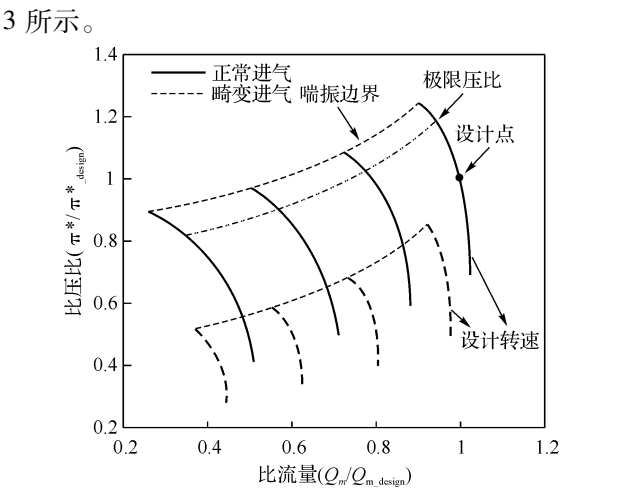


图 3 进气畸变对压气机特性的影响

当压气机喘振边界下降后,原来稳定工作区域变为不稳定工况时,在喘振即将或刚开始发生时,判断压气机是否可能或已经发生喘振,可以降低压气机喘振对燃气轮机造成的损害。

3 喘振判断信号的选择

根据燃气轮机喘振发生时的理论和实践研究可知,喘振发生时的主要特征包括气动参数的变化、燃气轮机振动的变化和噪声的增加等^[4-5]。这几种特征变化对应的物理信号均可作为喘振判断的信号。作为喘振判断的信号,必须具备高度的准确性和实时性。准确性不高,未发生喘振而发出喘振响应信号,影响燃气轮机运行的稳定性,在喘振发生后而没有判断出喘振则影响燃气轮机运行的安全;信号反应时间长,则导致喘振发生后不能及时反馈给控制程序进行燃气轮机保护,从而对燃气轮机造成破坏。燃气轮机喘振时噪声增大是其特征之一,但是燃气轮机的运行现场环境噪声一般较大,并且控制室与现场也存在一定的距离,根据噪声来判断喘振并不具备良好的准确性和实时性的特点,因此排除噪声信号。接下来将通过某燃气轮机运行数据中的气动和振动信号分析,兼顾准确性和实时性,对喘振判断信号做出选择。

气动参数的变化包括压气机流量的轴向脉动,压气机出口压力降低等。压气机出口压力较容易测量,但是由于压气机的流量较大,则较难测量。基于此种原因,在某燃气轮机的监控输出数据中,没有压气机流量参数,因此需要通过其他测量数据间接监控压气机的流量变化。流体流动的动力参数中,与流量直接相关的有流速、动量等参数,这些参数造成

的各种物理效应,均可以作为流量测量的物理基础。从不同的物理效应为基础,可以形成多类流量测量方法,一般有容积法、速度法和质量流量直接测量法等。由于压气机进气流量较大,容积法和质量流量直接测量法不适用。速度法测流量的原理是基于流体的一维流动连续性方程,流道截面上的平均流速和体积流量成正比,于是可以利用跟流速相关的各种物理现象去度量流量,如果可以获得流体的密度参数,即可获得流体的质量流量。如果流道中有截面积变化,则在截面积不同的位置,流体的流速不同,两个位置存在静压差,而该静压差与流体的流量有关,于是可表示为公式(2)流量-静压差函数关系。

$$Q_m \propto f(\Delta p) \quad (2)$$

式中: Q_m 为压气机流量; Δp 为静压差。

图4是根据运行监测数据,推测某燃气轮机发生了喘振时的信号变化,其中用 Δp 的变化来表征压气机流量的变化; P_{out} 是压气机出口压力的变化; V 是燃气轮机振动信号的变化。从图中可以看出,静压差发生明显变化的时间最早,随后是压气机出口压力,而燃气轮机的振动信号在燃气轮机跳机指令(第6秒)发出前几乎无变化。因此从实时性出发,这三组信号中挑选静压差信号作为喘振判断信号。

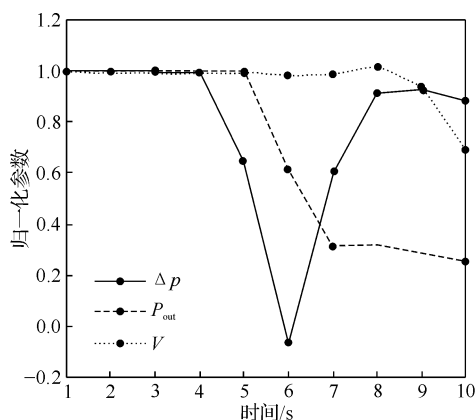


图4 运行数据中实时信号变化

某燃气轮机从压气机进气室到IGV之前的流道是收缩通道,通流面积有较大的减小,对气流具有增速降压的效果。从进气室入口截面,到IGV的入口截面,气流的速度增加,静压有较大幅度的变化。在该燃气轮机的测量仪器布置系统图中,于进气室进口截面和IGV进口截面处安装了多个引压管,用来测量两个截面处的壁面平均静压差值,该测量结果仅输出到运行数据文件中,而不参与燃气轮机的

运行控制。

图5是某台燃气轮机的运行数据统计结果,分别对2015年5月和2016年5月在IGV全开并且相同压比工况下,压气机进气室进口和IGV进口截面处的静压差随进气温度的变化情况进行了统计,横坐标是环境温度,纵坐标是静压差与相同环境温度下的静压差平均值之比。从统计结果中可以看出,在相同进气温度时,压气机进气室静压差输出结果的波动范围在 $\pm 2\%$ 之内,进气室静压差输出结果的稳定性高,适用于作为监测压气机流量变化的测量参数。

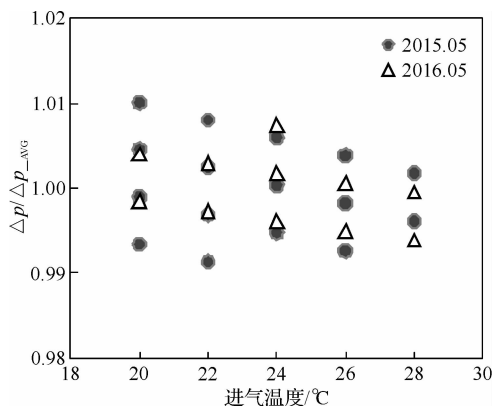


图5 某台燃气轮机运行数据统计分析

4 喘振判断策略

根据燃气轮机压气机变工况特性可知,压气机流量和折合转速、压比、IGV开度这三个变量相关。地面燃气轮机一般以固定的物理转速运行,此时折合转速仅与进气温度有关。

$$\bar{n} = \frac{n_{design}}{\sqrt{T_{in}}} \quad (3)$$

式中: $\bar{n}$ 为折合转速; n_{design} 为设计转速; T_{in} 为环境温度。

因此压气机流量可看作是进气温度、压比和IGV开度的函数:

$$Q_m = f(T_{in}, \pi^*, \alpha) \quad (4)$$

式中: π^* 是压比; α 为IGV开度。

联立公式(2)和公式(4),推导出静压差和进气温度、压比和IGV开度之间的函数关系:

$$\Delta p = f(T_{in}, \pi^*, \alpha) \quad (5)$$

通过压气机的特性图(图3)可知,为了保证燃气轮机的安全运行,压气机运行压比不能超过极限压比,极限压比工况也是压气机安全运行时的最小流量工况。即压气机运行时的最小流量不能低于极

限压比工况,以避免压气机发生喘振的危险。由公式(2)可知,压气机流量和静压差 Δp 成正相关,因此只要保证 $\Delta p > \Delta p_{\text{limit}}$ (极限压比工况),即可保证燃气轮机的安全运行。

根据该燃气轮机历年的运行数据,采用统计的方法可以得到在不同压比、进气温度、IGV 开度下的压气机进气室静压差值,通过对数据的归纳整理,总结出公式(5),进一步推导出在极限压比工况的静压差 Δp_{limit} 。图 6 是统计并归纳整理出的 ISO 工况下,某燃气轮机在不同 IGV 开度时的相对极限静压差(极限静压差与设计点的极限静压差之比)。

在燃气轮机的运行过程中,当压气机进气室静压差 Δp 的测量值小于 Δp_{limit} 时,即判断压气机有可能发生喘振或已经喘振,当立即发出跳机指令,避免燃气轮机发生重大安全事故。

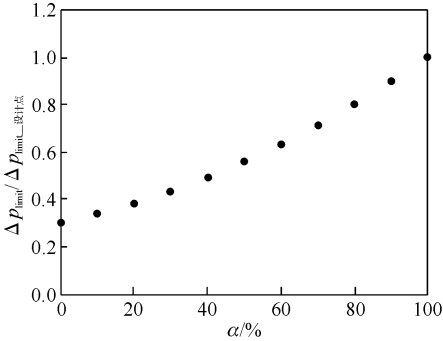


图 6 不同 IGV 开度时相对极限静压差

5 结语

本文研究的压气机喘振监测方法适用于某型号的燃气轮机,利用其现有的运行数据输出参数,不需要另行增加传感器,弥补了其控制系统中没有压气机喘振监测的不足,对于提高燃气轮机的安全运行具有重要的意义。在新开发的燃气轮机中,也可以在控制系统中按照该方法设置压气机喘振监控逻辑函数。

压气机的喘振是一种对燃气轮机具有严重破坏后果的不稳定流动现象,因此在燃气轮机的运行过程中,除了喘振监测保护逻辑之外,也应当预防喘振边界的下降导致的压气机提前喘振,如加强在异常天气对压气机进气过滤器的监测,定期的维护进气过滤器和清洗压气机等。

参考文献:

[1] 楚武利, 刘前智, 胡春波. 航空叶片机原理[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2009.

[2] 王玉平. MS1002D 燃气轮机压气机喘振分析[J]. 燃气轮机技术, 2000(4): 41-44.

[3] 崔卫, 邵良, 孟成, 等. 西门子 V94.3A 型燃气轮机喘振现象及原因分析[J]. 华东电力, 2012(11):2076-2078.

[4] 李政伟, 张宇迪. R0110 燃气轮机喘振故障诊断与分析[J]. 中国科技纵横, 2013(22):54-55.

[5] 宋光雄, 张亚飞, 宋君辉. 燃气轮机喘振故障研究与分析[J]. 燃气轮机技术, 2012, 25(4):20-24.

Research on the Compressor Surge Detection of Gas Turbine

Zhang Hongwei¹, Chen Pei², Wang Hongze¹, Sui Yongfeng¹, Xin Xiaopeng¹

(1. Hangzhou Steam Turbine & Power Group Co., Ltd., Hangzhou 310022, China;
2. Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Compressor surge is a kind of unsteady flow which will damage the gas turbine seriously. In a certain gas turbine control system, there has no control logic for compressor surge protection. In order to assure the operation safety, avoid the damage from compressor surge, this paper devised a method to detect compressor surge based on the existing probes.

Key words: compressor; surge detection; control system