

# 喇二热电站两台燃气轮发电机组两起事故分析

张炯伟 江 晓 马立山

(大庆供电公司喇二燃机电厂)

关键词 燃气轮机 事故分析

分类号 TK47

喇二热电站两台机组均为美国通用电气公司(GE)成套引进的MS—6001重型燃气轮发电机组,其中,1号机组为热电联供简单循环形式,额定功率为37.4 MW,从1986年9月28日投产,至1992年10月末事故发生止,共发电 $125\ 149 \times 10^4$  kW·h,累计运行43 100小时;2号机组为燃气—蒸汽单轴联合循环发电形式,额定功率为54 MW,1988年10月14日简单循环投产,1990年8月23日联合循环单网发电,至1992年12月9日事故发生前,共发电 $109\ 770 \times 10^4$  kW·h,累计运行28 036小时。

几年来,两台机组作为连续运行机组,一直带基本负荷,年运行小时较多,其中1号机组在1990年共运行8 296小时,2号机组在1989年和1991年分别运行8 087小时和8 080小时。表1为两台机组1991年和1992年利用率和可靠性方面的统计。

从表1可以看出,两台机组利用率和可靠性均较高,已接近国际最好运行水平。

但是,在1992年11月至12月前后相隔一个月时间,先后出现了两起罕见的设备事故,严重影响机组的安全连续运行,现将两起

事故情况介绍如下:

表 1

年份	机组号	设置时间	运行时间	事故停机时间	利用率 %	可靠性 %
一九九一	1号机	8760	5984	165.84	68.3	98.1
	2号机	8760	8080	201	92.2	97.7
一九九二	1号机	7296	6210.47	45.55	85.1	99.4
	2号机	7296	5414.47	60.75	74.2	99.2

## 1 1号燃气轮发电机组

### 1.1 事故发生

1号机组于1992年11月8日零点正常停机,准备处理“2号轴瓦回油温度高”、“燃机过早进入温控状态”及“7号燃烧室漏气”等故障缺陷。在10日检查进口导叶时发现进口导叶第54片(叶片本身编号)齐根折断,整个叶身无影无踪,且进口导叶所有64片均遭到严重损伤,叶根的裂口超出叶根宽度1/3

收稿日期 1993 10 28 修改定稿 1993 12 20

本文联系人 马立山 男 31 工程师 1-3151

的有十几片,同时发现二级动静叶也均有严重的撕裂现象。

对该机组解体吊出转子进行全面检查,检查结果表明,压气机十七级动静叶及EGV1和EGV2均受到不同程度的损伤,静叶损伤情况比动叶轻,损伤程度从前至后逐级减弱,最严重的是进口导叶和一、二级动静叶。

拆燃烧室后,在透平气缸前下方发现大米粒大小的金属碎片数十粒,而且在火焰筒鱼鳞片内也有许多金属颗粒,透平一级动叶唇部有29片受到不同程度的打击损伤,损伤面积小于1cm<sup>2</sup>。

### 1.2 事故原因分析

分析这次事故的原因,大致有以下几种可能:

#### 1.2.1 外来物打击

在拆卸过程中发现,在进气道的二次滤网前有许多文托利喷管塑料碎片,二次滤网为10mm×10mm网格格式,且没有被打破,那么这些碎片通过二次滤网而打坏进口导叶是不大可能的。

机组用于干洗的入口原来有盖子封死,盖子有三个爪子固定,但没有上锁,机组在运行期间能否将盖子振掉?如果振掉了又很难有东西从那么高的位置掉入进气室。进气室内部,螺栓没有脱落迹象,可见,外来物打击这种假想不太现实。

#### 1.2.2 腐蚀疲劳断裂

事故发生后,我们将折断的导叶断口作了理化试验分析。将断口用丙酮清洗干净后,在立体显微镜下观察,可清晰地见到有贝壳花样,为疲劳积累损伤断裂,疲劳断口占断口总面积的2/3,瞬断区1/3,从疲劳断口源区观察,断裂起源于进气边缘面和叶盆的转角点腐蚀坑处,最大的点腐蚀坑直径为φ0.3mm,观察整个断面也有许多细小的点腐蚀坑。

综上所述,叶片断裂是由于叶片在长期使用中,在有腐蚀气氛的条件下,表面出现了严重的点腐蚀坑,腐蚀坑在工作应力作用下引起应力集中,导致疲劳裂纹的产生和扩展,腐蚀气氛又进一步促进疲劳裂纹的扩展而造成的腐蚀疲劳断裂。

#### 1.2.3 轴套磨损严重造成的疲劳断裂

进口导叶的一端与齿轮机构相联,另一端由轴套定位呈自由旋转状态,在进口导叶拆卸时我们对轴套磨损情况进行了测量,测量结果表明,由于轴套的磨损,使进口导叶两端中心线有很大偏差,最大为4mm。这样由于导叶不同心,加之材质不良,气流的冲击,以及正常工况下的微喘振现象,使得轴套间隙过大的导叶易产生疲劳裂纹,继而断裂。

进口导叶的裂纹产生,在台湾7000型机组以及其它地区均有发生,但没有发生如此情况的断裂事故,这种故障,在国内外还是首次出现。

1987年GE公司在美国召开的MS6001机组用户会议上,就进口导叶高频疲劳故障进行了探讨,认为高频疲劳原因发生的裂纹从叶面延伸向导轴,裂纹不断扩大,最后因此片脱落顺气流进入压气机造成叶片损坏。问题出现的诱因有“叶片腐蚀,内衬套间隙过大,机组在正常工况下的微喘振等”。

综上所述,这起事故是由于进口导叶内衬套间隙过大以及腐蚀疲劳造成。

### 1.3 采取措施

根据机组损坏程度,我们采取了现场处理的办法。

#### 1.3.1 修理进口导叶

对导叶的损伤进行焊接、校正、抛光、测量、探伤,同时加工6片新叶片及内衬套。

#### 1.3.2 检修压气机转子

A、对所有转子叶片进行目视外观检查,作出叶片损伤程度原始记录,视情在损伤部位划线,以便按划线进行抛光处理。

表2 第一级转子叶片去材料质量分布表

叶片序号	$a \times b$	$c \times d$	质量 $G(g)$	叶片序号	$a \times b$	$c \times d$	质量 $G(g)$	$\Delta G(g)$
1	55.7×34.8	28×11.4	24.57	17	69.2×37	64×65	32.38	7.81
2	75.5×37.3	45×13.5	36.5	18	100×34	54×45	41.2	4.7
3	65.4×32	50.2×8	26.84	19	87.8×28	52×19.7	35	8.16
4	70.7×33	33.1×12	29.62	20	48.7×32	47.4×13.2	21.91	7.71
5	100×33	110×21.4	52.3	21	73×39	81.6×18.2	43.7	8.6
6	62.7×29.6	48×13.5	25.5	22	57.7×31.7	62.3×16	27.2	1.7
7	77.6×21.5	68.7×19	27.14	23	56×30.5	46.5×9	22.42	4.72
8	82.5×31.6	52.3×14.7	35	24	80.4×38	12.4×88	36.36	1.36
9	92×24.6	67.8×19.5	34.22	25	81×34	40.5×16	36	1.78
10	69.7×25	69×13.9	26	26	16.4×11	58.3×19.9	27.92	1.92
11	94.3×51.2	57.8×21	63.6	27	81.2×64.4	42.3×16.2	65	1.4
12	81×35.3	49.9×12	37.12	28	69.5×39.8	47.6×21.6	38.39	1.27
13	51×23.2	32×7.5	15.2	29	51.7×25.7	60.3	19.4	4.2
14	83×29.4	0	28.6	30	99.5×18.9	0	22	6.6
15	62×36	0	26	31	84×25.5	17.4×12	26.26	0.62
16	110×32	16×18	29.1	32	96×33	32.6×10.7	39	9.9

注:进气边叶尖打磨处平均厚度取 3 mm

排气边叶尖打磨处平均厚度取 1.5 mm

B、对转子叶片不采取任何冷、热校正手段。

C、粗修,用砂轮打磨,将撕裂部分打磨掉,打磨时应严格控制磨削速度,防止叶片产生过烧。打磨边与压气机轴线之夹角应大于 $60^\circ$ 。

D、打磨时应采取对称抛修打磨原则,应保证与叶片呈圆滑均匀连接,防止出现尖角。

E、精修时用锉刀、油石、砂纸仔细修整,保证打磨部分的表面光洁度不低于 $\nabla 7$ ,并不许有横向加工痕迹。

F、对叶片节线以下部位不许做任何处

理。

### 1.3.3 检修压气机静子叶片

A、对所有静叶片进行仔细检查,对有打伤的叶片作好标记。

B、将静叶按顺序从缸内槽中取出,将打伤等缺陷抛修掉,其抛修原则同转子叶片抛修原则。

转子与静子叶片抛修完后,按相应的技术文件作探伤检查,防止有裂纹的叶片参加运转。

### 1.3.4 转子不平衡量的估算

压气机转子在现场打磨时除应保证叶片

能可靠安全地工作、尽量减少压气机的性能损失外,还必须对转子的不平衡量予以充分重视。由于条件限制不能进行动平衡,因此在修磨时按对称修磨去重的原则进行。其测量参数见图 1,相应的计算方法是:

$$G = 1/2 r(ab\delta_1 + cd\delta_2)$$

式中  $G$ —去材料质量

$r$ —比重,  $7.8 \text{ g/cm}^3$

$\delta_1, \delta_2$ —分别表示进排气边叶尖打磨处平均厚度。

第一级压气机动叶去材料质量分布于表 2。从表 2 中可以看出  $\Delta G$  小于  $10 \text{ g}$ 。

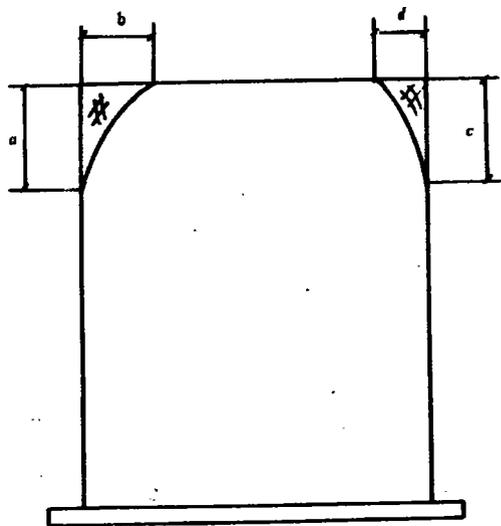


图 1 修磨去重的测量参数

## 2 2号燃气轮机发电机组

### 2.1 事故发生

2号机组于1992年12月9日17时35分事故停机,停机前出现“振动幅差大”等异常现象,机组负荷从44 MW 甩至10 MW,“厂平衡跳闸”,“循环泵双泵停运”、“燃机跳闸”,事故发生时有明显的金属撞击声和强烈

振动。慢盘车投运后,发现发电机侧转子不动,为确保蒸汽轮机的安全,19时10分辅助直流盘车装置投运。

拆卸负荷齿轮箱后,发现低速轴的实心轴于花键处断裂,断口裂纹明显。

由于1号机组已经事故停运,在这隆冬季节,2号机又出现故障,全站采暖由6t备用锅炉提供(该炉在1号机余热锅炉停运时为2号机起动提供0.6 MPa的密封蒸汽)。为了解决2号机断轴后没有备件的困难,同时保证电站的采暖和全年发电任务的完成,决定将1号机负荷齿轮箱高、低速轴及轴瓦调至2号机负荷齿轮箱(两齿轮箱相同)。

由于负荷齿轮箱的断轴停机,使燃机、汽轮机和发电机均出现强烈的振动和串动。发电机向汽轮机方向串动量达50 mm。经检查,汽机前轴瓦和推力瓦有轻微擦伤,齿轮箱低速轴轴封磨损严重,由于发电机和汽轮机之间采用了柔性联接,有效地阻止了这次事故的扩大。

### 2.2 2号机事故原因分析

2.2.1 从断口检查结果看,除有微小夹渣外,未发现有气泡和影响材料性的夹渣等,而疲劳裂纹明显,所以材质本身问题不是引起断轴的主要原因。

2.2.2 1号、2号两台机组属同类型负荷齿轮箱,各种设计参数均相同,1号机运行已达43 000小时,而2号机运行时间仅为28 000小时,但两者转子重量差别很大,表3列举了两台机组的有关参数。

表 3

	起动电机 功率 kW	燃机转子 重量 t	发电机转 子重量 t	汽轮机转 子重量 t	冷态起动 时间 min
1号机	52.2	10.455	13		10
2号机	67.1	10.455	22.881	7.718	40

从表中可以看出:2号机组整个转子重量为44 t;1号机组整个转子重量为24 t。

由于两台机组转子重量差别很大,那么机组在启动、冷拖时扭矩差别就很大,另外由于2号机组拖动时间长,拖动部件多,那么输出轴的负荷就会增大。

2.2.3 齿轮箱低速轴与发电机的找正有小偏差进而在系统故障冲击情况下,使剪切应力加大。

2.2.4 原齿轮箱低速轴的齿与齿套间隙值为 $3\mu$ ,由于间隙值较小,当机组中心发生偏差时,极易产生微振现象,且间隙值越小,微振频率将会越大,微振可引起应力高度集中,从而降低零部件的材料强度,进而导致故障发生。

我们也与GE公司就这个问题取得了联系,他们决定重新设计一套低速实心轴及轮毂,并将花键处间隙值增大到 $5-7\mu$ ,以减小微振的影响。

### 3 事故的教训和预防

1 加强国际国内同类型机组间的技术交流,对类似的事故提早预防。

2 加强设备的定期检查,GE公司建议进口导叶应每8 000小时进行一次检查,包括腐蚀、变形、损伤及衬套间隙等。实际上要想做彻底检查,只能在机组大修期间才能进行。

3 改善进气环境、保证空气质量,减少机组附近的酸碱排放及蒸汽的泄漏,以免由于空气不良造成叶片的腐蚀。

4 提高进口导叶和衬套的材质,提高耐腐蚀和耐磨蚀性能。GE公司对进口导叶及衬套已经做了改进。

5 加强大修质量管理,严格把关,对机组中心的微小偏差绝不可放松。

6 加强设备在线检测手段,提高对机组事故的早期预防能力。

总之,喇二电站1992年的两起重大事故,使电站蒙受了巨大的经济损失,同时给正常生产带来了很大困难,希望国内外同行能够从中吸取经验和教训,以避免类似事故的发生。

## 新技术

### 能减少端部损失的海豚形叶型

据“Теплоэнергетика”1994年10月号报道,英期科动力学院(МЭИ)研制制了一种能减少端部损失的海豚式叶型。众所周知,在具有小高度叶片的涡轮喷嘴叶栅中,端部损失在损失中占有很大的份额。因此很大的注意力已被给予为减少端部损失而专门成型的喷嘴叶栅的研究。新的喷嘴叶片(海豚形)具有变薄的进口部分、从进口边缘起在凹面上具有局部的波形突起部分并在叶背上具有凹面。这时,以这种叶片形成的槽道没有扩压部分。研究表明,海豚形叶型在流入角为 $90^\circ$ 并在亚音速区域内其总损失显著低于标准叶型。在由新叶型组成的叶栅内,端部损失明显减小,这一点对于具有小的相对时高的涡轮级是特别重要的,新叶型也同时保证了低的时型损失。从而建议可把这种叶型应用于各种用途的涡轮中。

(学牛 供稿)

由实测响应曲线值求解传递函数=The Solution of a Transfer Function Through the Use of Measured Response Curve Values [刊,中] / Chen Jin'e(Shanghai Electrical Power Engineering Institute)

//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995,10(4). -193~196

Based on the measured input signal curves and output response curves of a system the author has through the combination of theoretical analysis and numerical computations solved the system transfer function. The calculation results of a specific example show that the proposed method features a relatively high precision. Key words; transfer function, response curve, automatic control, numerical computation

大功率汽轮机快速冷却时汽缸壁温度的计算方法=A Method for Calculating the Casing wall Temperature of a High-capacity Steam Turbine During its Intensified Cooling [刊,中]/Tong Enchao (Northern China Electrical Power Engineering Institute//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995,10(4). -197~200

This paper describes a method for the calculation of casing wall temperature of a steam turbine in the course of its fast cooling. With the casing being viewed as a cylinder and its equivalent thickness calculated a heat transfer differential equation is given based on the different heat transfer conditions of the inner and outer cylinder of the two-layer casing. The results of the solution have been found to be in relatively good agreement with the measured results. The proposed method can be used to calculate the variation of casing temperature during an intensified cooling following a turbine shut-down. Key words; steam turbine, casing, cooling, wall temperature calculation method

喇二热电站两台燃气轮发电机组两起事故分析=The Analysis of Two Failure Cases of Two Gas Turbine Generating Sets for Laer Thermal Power Station [刊,中]/Zhang Jiongwei, Jiang Xiao, Ma Lishan(Laer Gas Turbine Power Plant of Daqing Electric Power Supply Co)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -201~205. Key words; gas turbine, failure analysis

蒸汽喷射式热泵力能效益分析与评价准则=The Power/energy Cost Effectiveness Analysis and Evaluation Criteria for Steam Jet Heat Pumps [刊,中]/Wang Quan, Ding Xuchang, Liu Lizheng (Northern China Polytechnical University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -206~209

A comprehensive analysis is made of the thermotechnical characteristics of a steam jet heat pump, which are compared with the thermal process of motor-driven and steam-driven heat pumps. Presented in this paper are the evaluation criteria of power/energy cost effectiveness analysis for steam jet heat pumps, motor-driven and steam-driven heat pumps. All this constitutes a beneficial exploratory study aimed at achieving a better and more rational selection of thermal compression heat pumps. Key words; steam jet heat pump, thermal analysis, exergy efficiency, cost effectiveness evaluation

新型钝体稳燃器的空气动力场的试验研究=An Experimental Study of the Aerodynamic Field of a Novel Bluff Body Combustion Stabilization Device [刊,中]/Yang Liyu, et al. (Xi'an Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1995, 10(4). -210~215

It is well-known that the return-flow region at the rear of a bluff body plays a beneficial role in stabilizing combustion. With respect to the new type saw-toothed bluff body proposed in this paper a detailed experimental study has been undertaken of its aerodynamic field with the study results being analysed. The results of experiments show that the novel saw-toothed bluff body is more effective in achieving combustion stabilization than a conventional saw-toothed bluff body and thereby provides a