

## 汽轮发电机组自激振动的激振源分析

何国安<sup>1</sup>, 惠建飞<sup>2</sup>, 王卫民<sup>2</sup>

(1. 西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710032; 2. 秦皇岛秦热发电有限责任公司, 河北 秦皇岛 066003)

**摘 要:** 自激振动是汽轮发电机组经常发生的故障, 尽管汽轮发电机组的自激振动可归纳为轴承稳定性不足和汽流激振两个方面, 但要查找具体的激振源却十分复杂。文章结合 4 个实际案例, 对轴承自位能力差、轴承标高沉降、间隙激振及密封激振等不同的自激振动源进行分析, 并给出了相应的处理措施, 解决了工程实际问题, 可为汽轮发电机组自激振动故障的诊断和治理提供参考。

**关 键 词:** 汽轮发电机组; 自激振动源; 轴承稳定性; 汽流激振; 涡动力

中图分类号: TK268. +1 文献标识码: B

## 引 言

随着汽轮发电机组向着高参数、大容量方向发展, 自激振动所引发的转子失稳问题也日益突出。自激振动一旦激发, 机组振动可能表现为持续的大幅波动, 也可能是突发性、瞬间的振动激增, 这些都会使轴承承受着剧烈的交变应力, 如果处理不及时, 极有可能出现对轮松动、碾瓦、甚至断轴事故。

尽管国内外专家和学者对自激振动的故障机理与控制进行了广泛、深入的研究<sup>[1-6]</sup>, 但仍有许多在运机组频繁地发生自激振动, 这主要是因为激发自激振动的原因十分复杂, 现场很难及时、准确地查找出某一具体的激振源。本研究结合现场案例, 对不同的自激振动源进行分析。

## 1 自激振动

## 1.1 振动机理

转子轴颈在轴承中以角速度  $\omega$  转动时(图 1), 轴颈中心  $O_1$  为转子的平衡位置, 此时的转子载荷  $W$  与轴承油膜力  $P$  相平衡, 即:

$$W = P \quad (1)$$

如果转子受到外界扰动力作用时, 轴颈中心由

$O_1$  涡动至  $O_2$  时, 此处的轴承油膜力  $P'$  与转子载荷  $W$  不再平衡, 两者的合力为  $F$ 。现把  $F$  分解为一个切向分量  $F_t$  和一个径向分量  $F_r$ , 其中  $F_r$  与轴颈涡动轨迹相反, 是一种弹性恢复力;  $F_t$  垂直于轴颈涡动轨迹, 有推动轴颈中心涡动的趋势, 称为涡动力。当涡动力等于或小于油膜阻尼力时, 轴颈涡动将是相对稳定的, 此时自激振动不被激发, 或自激振动幅值处于可控状态; 如果涡动力超过了阻尼力, 则轴颈涡动轨迹是不断扩大的, 此时自激振动幅值将是不可控的。

对汽轮发电机组而言, 其自激振动主要源自两方面:

(1) 当轴承稳定性裕度不足时, 其油膜阻尼力较小, 不足以限制轴颈的涡动, 进而引发了自激振动;

(2) 当汽流激振所引发的涡动力超过支撑轴承所能提供的油膜阻尼力时, 将激发汽轮机的自激振动。

自激振动发生后, 轴颈在轴承中涡动并带动润滑油涡动, 由于润滑油的黏性作用, 依附轴颈表面的润滑油涡动速度等于轴颈转动速度  $\omega$ , 而在轴瓦表面的润滑油速度等于零, 则油膜平均涡动速度等于  $\omega/2$ , 因此自激振动最显著的特征为半频振动。

## 1.2 激振源分析

尽管汽轮机发电机组的自激振动源可归纳为轴承稳定性不足和汽流激振两个方面, 但要查找具体的激振源却十分复杂, 现结合现场实际情况, 对汽轮发电机组经常出现的自激振动源进行如下分析和总结。

(一) 轴承稳定性不足的具体原因包括 3 个方面<sup>[7]</sup>:

(1) 轴承设计缺陷

汽轮发电机组支承轴承在设计和选型过程中,

收稿日期: 2014-02-13; 修订日期: 2014-03-19

作者简介: 何国安(1980-), 男, 江西抚州人, 西安热工研究院有限公司高级工程师。

是作为一个模型或零部件进行性能计算和试验的,无法达到精确计算。而实际上,轴承作为支承部件,它与汽轮发电机组这个庞杂系统的其它单元是相互耦合和关联的,这就使得部分轴承在实际运行中出现稳定性不足。

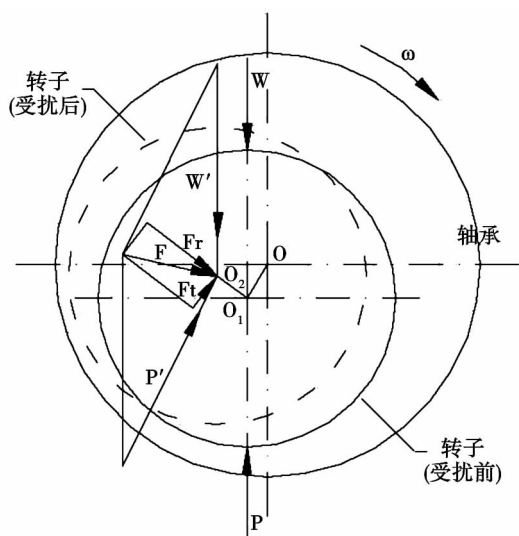


图1 转子轴颈受力示意图

Fig.1 Schematic diagram of the force borne by the shaft journal of the rotor

## (2) 轴承安装不当

轴承的安装间隙及标高对其稳定性影响非常大,如果轴承间隙大或轴承标高偏低,将导致支承油膜厚度增大,继而使得油膜阻尼力减小、稳定性裕度降低。另外,轴承自位能力是保证轴瓦可跟随轴颈运动而灵活摆动,使得支撑油膜合力与轴承承受的载荷趋于平衡,以尽量减小油膜的涡动力,这也是轴承稳定的一个基础。

## (3) 轴承运行环境偏差

轴承运行环境主要包括转子的转速、润滑油的性能、进油温度及压力等,对汽轮发电机组而言,其转速、润滑油型号是一定的,通常能影响轴承稳定性的是润滑油的进油温度和压力。进油温度越高,润滑油的动力粘度就越小,油膜厚度也将随之减小,继而使得油膜阻尼力增大,从而提高了轴承的稳定性;另外提高轴承进油压力,可增大各瓦块的油膜压力,进而增大油膜阻尼力,使轴承稳定性提高。

## (二) 汽流激振力通常来自3个方面<sup>[8-9]</sup>:

(1) 密封激振力,由于转子在汽缸中存在偏心,使得汽封腔室中的蒸汽由于周向流动而产生不同的

周向压力分布(即在圆周方向上,蒸汽在汽封间隙小处压力大、在汽封间隙大处压力小),进而合成了密封激振力,并推动着轴颈在轴承中的涡动,引发了自激振动。大量的理论分析及试验结果表明,迷宫密封两端的压差、以及汽封入口的预旋速度(即流体进入密封前所具有的周向速度)对密封激振力的影响十分显著。

(2) 叶顶间隙激振力,当转子处在汽缸的偏心位置时,其圆周方向的叶顶间隙不同,使得工质在不同位置处的间隙泄漏量也不同:在圆周方向上,蒸汽在叶顶间隙大处,泄漏大,对该处叶轮的圆周切向推力小,做功也小;反之,蒸汽在叶顶间隙小处,泄漏小,对该处叶轮的圆周切向推力大,做功也大。这就引发了转子叶轮所承受的圆周切向力不对称,形成了一个作用于叶轮中心的横向合力,使得轴颈在轴承内涡动,促使转子产生自激振动。

(3) 静态汽流力,即在顺序阀运行工况下,高、中压缸非均匀进汽使得转子承受着较大的静态汽流力,减轻了支承轴承的载荷,使得轴承的油膜阻尼力减小,进而引发了自激振动。

## 2 轴承自位能力差所引发的自激振动

### 2.1 振动特征

某2号机组系上海电气集团引进德国西门子技术生产的超超临界1000 MW汽轮发电机组,该机组在变负荷运行中,1号轴承会出现大幅、跳跃性的半频振动波动(图2),一旦机组稳定在某一负荷状态下运行后,该半频振动趋于变缓或消失。同时,在机组运行中还发现,该自激振动与变负荷的速率关系密切,即变负荷过快容易引发半频振动波动。

### 2.2 激振源分析

基于以上振动特征,并结合该机组的配汽特点,对其自激振动源分析如下:

(1) 由于该型机组采用滑压、全周进汽方式,这就大幅减小或消除了喷嘴调节造成的超超临界参数的汽流激振力,另外因汽流激振引起的振动波动,往往具有负荷或阀位的门槛值,即在特定负荷或阀位上出现半频振动波动,且具有较好的重复性,因此该机组1号轴承的自激振动的根源在轴承上。

(2) 由于1号轴承自激振动主要发生在变负荷工况,且与变负荷的速率呈现正相关,这表明在机组变负荷过程中,1号轴承不能及时跟踪工况而迅速

地通过自位调整,来保证轴瓦表面与轴颈平行,从而产生了油膜涡动,待机组稳定在某一负荷工况运行后,轴瓦逐渐达到或近似达到自位,振动波动也就逐渐减小或消失,因此1号轴承的自激振动系轴承自位能力差所引发。

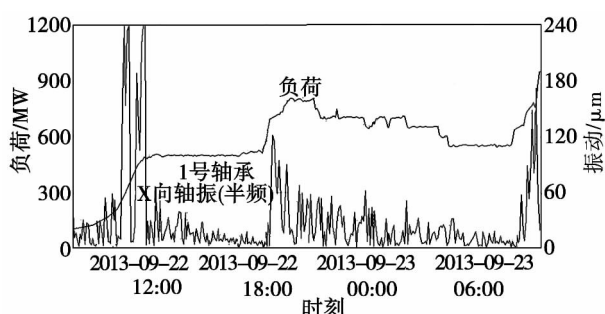


图2 1号轴承X向轴振随负荷变化趋势图  
Fig. 2 Chart showing the variation tendency of the vibration of the shaft in the X direction at the bearing No. 1

(3) 轴承自位能力是保证轴瓦可跟随轴颈运动而灵活摆动,使得支撑油膜合力与轴承承受的载荷趋于平衡,以尽量减小油膜的涡动力。对1号轴承而言,其自位能力主要取决于轴承支撑垫块与瓦枕的球面接触状况,这也是其自激振动源所在。

### 2.3 振动处理及其效果

利用2号机组小修机会,对1号轴承进行解体复查,发现轴承支撑垫块与瓦枕的球面接触凹凸不平(图3),这也验证了停机前的诊断结论。



图3 1号轴承支撑垫块的球面示意图  
Fig. 3 Schematic drawing of the spherical surface of a support pad of the bearing No. 1

尽管在设计上,该型轴承支撑垫块与瓦枕结合球面的加工精度要求很高,通常要求表面粗糙度不超过 $1.6\text{ }\mu\text{m}$ ,但现场很难达到这样的要求,一般通过检查球面的粗糙度、球面接触状况以及球面接口处的间隙,来保证轴承的自位能力。为此,在检修中对支撑垫块与瓦枕的球面接触进行细致研磨,保证

球面光滑,且要求接触面在每平方厘米上有接触点的面积超过了整个球面的75%,并且均匀分布,球面接口处间隙小于 $0.03\text{ mm}$ 。在轴承安装后,又测试并保证了轴瓦在轴承座内能转动自如,无卡涩,具有良好的自位能力。检修后启动发现,1号轴承的自激振动故障得以消除。

## 3 轴承标高沉降所引发的自激振动

### 3.1 振动特征

某3号机组系哈尔滨电气集团生产的亚临界、空冷300 MW汽轮发电机组,该机组新机投运一年后,低压转子前轴承(3号轴承)开始频繁发生突发性的自激振动如图4所示。查询相关历史数据发现,自激振动出现的工况具有较好的重复性,即由于该机组处于我国北方地区,受夏季季风的影响,低压缸真空在短时间内大幅波动 $5\sim 10\text{ kPa}$ ,使得高压调节阀开度发生激烈扰动,继而引发剧烈1~5轴承出现明显的半频振动波动,其中以3号轴承尤为突出。

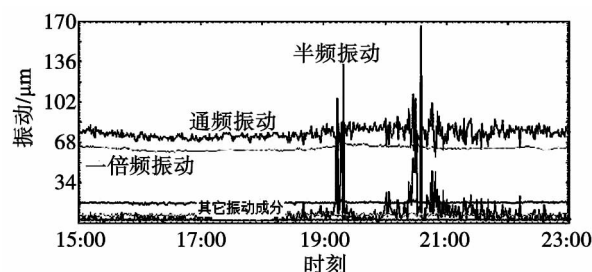


图4 3号轴振趋势图

Fig. 4 Chart showing the variation tendency of the vibration of the shaft of the bearing No. 3

### 3.2 激振源分析

基于以上自激振动的特征,对该机组自激振动的激振源分析如下:

(1) 3号机组投运后,一直连续运行,未进行过任何轴系的安装调整,这就排除了气流激振;

(2) 在同样的季节环境下,该机组刚投运时并未发生3号轴承的自激振动,这表明3号轴承经过一年的运行,其稳定性裕度变小了;

(3) 在机组的连续运行中,轴承稳定性裕度变小无外乎两种因素,一是轴承的巴氏合金在运行中磨损,使得轴承间隙变大;二是轴承标高出现沉降,减小了轴承的承载力。

(4) 由于 3 号轴振波动的同时, 相邻轴承的振动也出现了不同程度的振动波动, 这说明 3 号轴承稳定性裕度变小的原因并非源于其本身间隙变大, 而是轴承标高发生了显著沉降, 进而改变了整个轴系的载荷分配。

### 3.3 振动处理及其效果

在 3 号机组的首次检查性大修中发现: 由于 3 号轴承沉降明显, 使得低压转子比高中压转子低 0.03 mm( 安装标准是低压转子比高中压转子高  $0.235 \pm 0.02$  mm)。随后在回装过程中在 3 号轴承底部增加了 0.18 mm 的调整垫片, 并通过更换厚垫片的方法把调整垫片层数减至 3 层, 以减小轴承在今后运行中的沉降。检修后启动、并连续运行一年表明, 该机组的自激振动得以彻底消除。

## 4 间隙激振所引发的自激振动

### 4.1 振动特征

某 1 号机组系东方电气集团生产的亚临界、600 MW 汽轮发电机组, 该机组汽封改造后启动发现, 机组单阀运行至 360 MW 时, 高中压转子发生自激振动, 半频振动成分出现跳跃式攀升, 并一直稳定在高位, 与此同时, 基频振动成分也出现明显的跳跃性变化如图 5 所示。

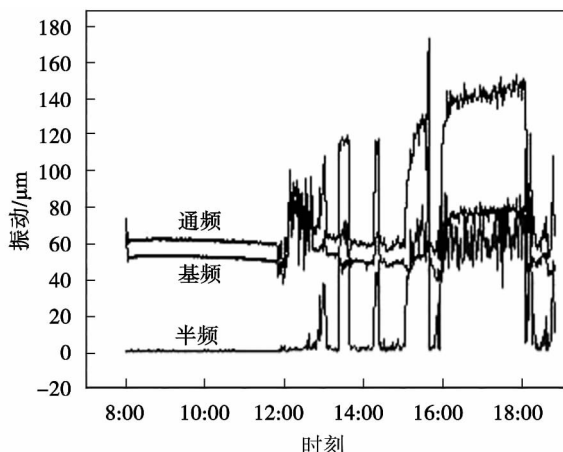


图 5 1 号轴承 Y 向轴振波动趋势图

Fig. 5 Chart showing the variation tendency of the fluctuation in the vibration of the shaft of the bearing No. 1 in the Y direction

### 4.2 激振源分析

(1) 查询检修前后的记录, 表明 1 号机组轴系

安装参数( 轴颈杨度、轴承间隙及标高等) 和运行参数没有明显变化, 这就排除了轴承稳定性变差的可能;

(2) 该机组发生自激振动时还处于单阀运行状态, 这也排除了顺序阀带来不平衡静态汽流力的影响;

因此, 1 号机组高中压转子自激振动的激振源只能是通流间隙不均匀所引发的叶顶间隙激振或密封激振, 另外, 考虑到在此之前, 该电厂同型的另外 3 台机组已做过同样的汽封改造, 并未发生类似的自激振动, 那么该机组的自激振动主要源于叶顶间隙激振。

### 4.3 振动处理及其效果

尽管 1 号机组高中压转子自激振动的根源于通流间隙不均匀, 但重新揭缸进行间隙调整的经济损失太大, 那么只能依靠调整高压调阀的开启顺序, 来改变蒸汽对转子的作用力, 使转子在汽缸中的位置发生变化, 进而优化转子的通流间隙。高压调阀布置如图 6 所示。

(1) 1 号、2 号瓦温已分别达到 95 °C 和 88 °C, 说明高中压轴承承载较重, 转子浮起量很小, 因此下部通流间隙可能整体偏小, 应先开启下部的 II、IV 号调节阀;

(2) 同样由于高中压轴承承载较重, 轴颈在轴承中的偏位角较小, 使得 III、IV 号调阀对应侧的通流间隙整体偏小, 因此 III 号调节阀应比 I 号先开启;

(3) I、IV 号调节阀分别对应 57 个喷嘴, II、III 号高调门分别对应 35 个喷嘴, 因此 I、IV 号高调节阀开启顺序对调, 可最大限度地减小对流量曲线的修改。

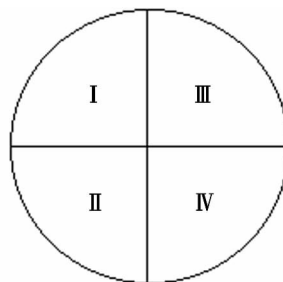


图 6 高压调阀布置图

Fig. 6 Arrangement drawing of the HP regulating valves

因此,把机组负荷稳定在360 MW,阀门开启顺序由I、II—III—IV修改为II、IV—III—I,该机组的自激振动故障得以消除。

## 5 密封激振所引发的自激振动

### 5.1 振动特征

东方1 000 MW汽轮发电机组投产后存在一个共同的问题,就是在大负荷工况下,高压轴承会出现大幅的低频振动波动,具体故障特征为:

(1) 在大负荷工况下(>800 MW),1号、2号轴承处的振动出现大幅低频振动波动;

(2) 振动的主要频率成分一般为26.4 Hz—28.1 Hz。

### 5.2 激振源分析

(1) 该型机组只有在大负荷工况下发生自激振动,且具有明显的、可重复性的门槛负荷或阀位,属于汽流激振引起的自激振动;

(2) 该汽流激振是该型机组共性振动问题,这就排除了因安装间隙不均匀所引发的叶顶间隙激振,另外,反复调整高调阀的开启顺序仍不能从根本上解决该振动故障,这也排除了不平衡静态汽流力的影响。

因此,该型机组高压转子的自激振动源主要是密封激振力。

### 5.3 振动处理及其效果

(1) 入口正预旋(与转子转向相同)会使得整个汽封中的蒸汽形成与预旋速度相当的周向速度,从而增大汽封腔室中周向压力差,进而加剧了密封激振动力;

(2) 密封中各道腔齿因压力衰减不同而使得其对转子激振力的贡献量不同,靠近入口的密封腔中的周向压力差最大,所形成的密封激振力也最大,以后各腔逐渐减小。

因此,制造厂对高压转子的轴封第一道密封齿、第1—3级隔板汽封的第一道密封齿进行改型,采用了一种防旋汽封如图7所示,即在常规汽封上增加一道防旋齿,使得汽封进汽的预旋方向与转子转向相反,避免或减少了汽封腔内蒸汽的周向流动,进而减小密封激振力。需特别指出的是,国内已有多台该型、同故障机组进行了改造,且均取得了良好的效果。

图8是某该型机组在采用防旋汽封前后,1号轴承处Y向半频振动的趋势图。

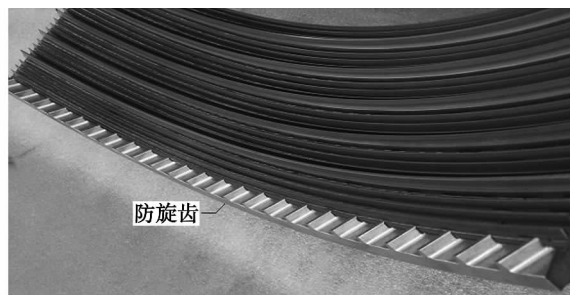


图7 防旋汽封

Fig. 7 Rotation-preventive seal

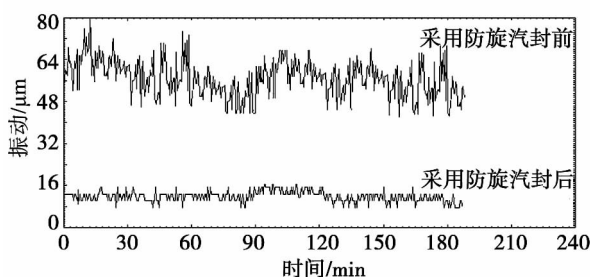


图8 东方1 000 MW采用防旋汽封前后,一号轴承Y向轴振的半频振动趋势图

Fig. 8 Chart showing the variation tendency of the half-frequency vibration in the Y direction of the bearing No. 1 before and after the rotation-preventive seal has been adopted in a 1 000 MW unit made by Dongfang Steam Turbine Works

## 6 结 论

汽轮发电机组发生自激振动的具体原因复杂多样,工程中应对其振动特征进行仔细甄别,查找出自激振动激发的根源,并制定针对性的处理措施。本研究针对4个不同的自激振动激振源,得出结论:

(1) 轴承自位能力差所引发的自激振动主要出现在变负荷工况中,且稳定在某一工况后,自激振动将变缓或消失,现场可通过研磨轴承支撑垫块与瓦枕的接触球面,来消除该类自激振动;

(2) 轴承标高沉降所引发的自激振动受低压缸真空等因素影响明显,现场可增加轴承垫片来进行标高补偿,同时应注意采用厚垫片来减少调整垫片的层数,以减小轴承在今后运行中的沉降;

(3) 间隙激振所引发的自激振动主要源于通流间隙的不均匀,现场可通过调整阀序来改变蒸汽对转子的静态作用力,以调整转子在汽缸中的位置,进

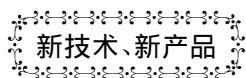
而优化转子的通流间隙。

(4) 密封激振所引发的自激振动受汽封入口预旋速度的影响明显,现场可采用防旋汽封,来改变汽封进汽的预旋方向,避免或减少了汽封腔内蒸汽的周向流动,进而减小密封激振力。

#### 参考文献:

- [1] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断 [M]. 北京: 中国电力出版社 2008.  
ZHANG Xue-yan. Diagnosis of the vibration in turbogenerator units [M]. Beijing: China Electric Power Press 2008.
- [2] 张学延,王延博,张卫军. 超临界压力汽轮机蒸汽激振问题分析及对策[J]. 中国电力 2002 35(12): 1-6.  
ZHANG Xue-yan, WANG Yan-bo, ZHANG Wei-jun. Analysis of the problems relating to the vibration excited by steam in supercritical pressure steam turbines and their countermeasures [J]. China Electric Power 2001 35(12): 1-6.
- [3] MOORE J J. Rotor Dynamic force prediction of whirling centrifugal impeller shroud passages using computation fluid dynamic techniques[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123: 910-918.
- [4] Tiwari R, Manikandan S, Duivedy S K. A Review of The Experimental Estimation of The Rotor Dynamics Parameters of Seals[J]. The Shock and Vibration Digest 2005 37(4): 261-284.
- [5] Yelma Sachin S, Miller Brad A. Clearance Regulation of Mechanical Gas Face Seals: Part II-Analysis and Control [J]. Tribology Transactions 2006 49(3): 361-386.
- [6] Osaki Nobuhiro. Steam Turbine New Sealing and Clearance-Controlling Technologies [J]. Kami Pagikyoshii/Japan Tappi Journal, 2007 61(5): 36120-27.
- [7] 何国安,张卫军,王延博,等. 轴承运行环境对其性能的影响[J]. 动力工程学报 2010 30(3): 170-174.  
HE Guo-an, ZHANG Wei-jun, WANG Yan-bo, et al. Influence of the environment in which bearings are in operation on its performance [J]. Journal of Power Engineering 2010 30(3): 170-174.
- [8] 刘晓峰,陆颂元. 汽轮机转子涡动汽流激振力分析与 CFD 数值模拟[J]. 热能动力工程 2007 22(3): 245-249.  
LIU Xiao-feng, LU Song-yuan. Analysis and CFD (Computational Fluid Dynamics) numerical simulation of steam flow excitation force leading to a whirling of steam turbine rotors [J]. Journal of engineering for thermal energy and power 2007 22(3): 245-249.
- [9] 何国安,赵利军,任纬,等. 1 000 MW 汽轮机汽流激振的故障分析及处理[J]. 中国电力 2014 47(4): 27-31.  
HE Guo-an, ZHAO Li-jun, REN Wei, et al. Analysis of the fault of the steam flow excitation vibration in a 1000 MW steam turbine and trouble-shooting [J]. China Electric Power 2014 47(4): 27-31.

(陈 滨 编辑)



新技术、新产品

## Alstom Power 202 MW GT13E2 燃气轮机

据《Gas Turbine World》2013 年年度手册报道,Alstom 公司于 2003 年、2006 年和 2013 年连续对 GT13E2 燃气轮机进行了升级和改进。

GT13E2 燃气轮机是深受欢迎的燃气轮机,至今在世界上已售出 160 多台,累计总运行时间已超 800 万 h。

主要改进设计包括使用 GT26 型燃气轮机的 22 级压气机的前 16 级(低压部分)作为 GT13E2 的压气机。该改进还包括 3 级可转导叶。该新压气机取代具有单一进口可转导叶的原 GT13E2 的 21 级压气机。

GT26 压气机拥有更现代的三维受控扩压叶型,明显改进了部分负荷性能和具有更大的空气流通能力(620 kg/s)。此外,压比也增加到 18.2:1。

进口机匣结构和前轴承、燃烧器和 5 级涡轮部分均进行了升级和改进。

与 1993 年推出的原型机组的额定性能比较,最新机组已使 GT13E2 燃气轮机在 ISO 基本负荷下输出功率增加 37.6 MW,效率提高 2.3%。

GT13E2 简单循环动力装置的演变发展:

年份	ISO 基本负荷下输出功率/kW	热耗率/(kJ · (kW h) <sup>-1</sup> )	效率/%	压比	排气流量/(kg · s <sup>-1</sup> )	排气温度/℃
1993 年推出	165 100	10 076	35.7	14.6:1	532.1	524
2003 年升级和改进	172 200	9 886	36.4	15.4:1	537.1	537
2006 年升级和改进	179 900	9 756	36.9	16.4:1	562.9	510
2012 年升级和改进	202 700	9 474	38.0	18.2:1	624.1	501

(吉桂明 摘译)

of CAP 1400 conventional island feedwater pumps. **Key Words:** tilting-pad bearing ,rotor system ,critical rotating speed ,conventional island ,CAP1400

锅炉末级过热器在同一位置频繁爆管原因分析及预防 = **Analysis of the Causes for Frequent Tube Rupture at a Same Location in the Last-stage Superheater of a Boiler and Its Prevention** [刊 ,汉] LI Jian ,LIU Fang-zhu ( Planning Department ,Shandong Huaneng Laiwu Thermal Power Generation Co. Ltd. ,Laiwu ,China ,Post Code: 271102) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 4) . -445 -448

Three tube rupture accidents ( accumulatively operated only for 30000 hours/set) happened continuously at a same location of the last-stage superheaters of two 330 MW subcritical boilers in a thermal power plant since the lower half of the year 2012 and created a great economic loss. The power plant has done a great deal of work to identify the causes and inspected the headers ,tubes and tube materials at the inlet of the stage II water sprayed desuperheater and the last-stage superheater ( foreign matters and mill scale) ,finding no abnormalities and forcing the analytic work of the tube rupture causes falling in a plight. Beginning from the adjustment in operation and through an in-depth analysis of a great deal of operation parameters and the structure of the headers at the inlet of the last-stage superheaters ,the authors have arrived at a conclusion that these tube rupture accidents are caused by a short-time falling-off of mill scale under the specific conditions and formulated preventive measures for this special purpose.

**Key Words:** subcritical boiler ,last-stage superheater ,tube rupture ,cause

汽轮发电机组自激振动的激振源分析 = **Analysis of the Self-excited Vibration Source of a Turbo-generator Unit** [刊 ,汉] HE Guo-an ( Xi' an Thermodynamics Academy Co. Ltd. ,Xi' an ,China ,Post Code: 710032) ,LIU Kun ,WANG Wei-min ( Qinhuangdao Qinre Power Generation Co. Ltd. ,Qinhuangdao ,China ,Post Code: 066003) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 4) . -449 -454

The self-excited vibration is regarded as a fault often taking place in turbo-generator units. Although the self-excited vibration can be attributed to the following two aspects: insufficient stability of bearings and steam flow excited vibration ,yet it is very sophisticated to identify any specific excitation vibration source. In combination with four cases ,various self-excited vibration sources such as poor self-alignment ability of bearings ,dropping of the elevation of the bearings ,clearance and seal excitation vibration etc. were analyzed and corresponding countermeasures were given to solve the practical problems in engineering projects ,thus offering reference for diagnosing and disposing the self-excited vibration faults happening in turbo-generator units. **Key Words:** turbo-generator unit ,self-excited vibration source ,bearing stability ,steam flow excited vibration ,vortex momentum