

# 大型汽轮发电机壳体异常振动诊断及治理方法研究

李卫军<sup>1</sup>,何玉灵<sup>2,3</sup>,吴文健<sup>1</sup>,马思聪<sup>4</sup>

(1. 国网浙江省电力公司电力科学研究院, 浙江 杭州 310014; 2. 华北电力大学 机械工程系, 河北 保定 071003;  
3. 华北电力大学 河北省电力机械装备健康维护与失效预防重点实验室, 河北 保定 071003;  
4. 杭州意能电力技术有限公司, 浙江 杭州 310014)

**摘要:**针对大型汽轮发电机组发电机定子壳体振动超标和非稳态振动问题,提出了一种基于发电机壳体结构共振的故障识别及综合治理方法,并以某300 MW和某630 MW机组为例进行了验证。结果表明:发电机定子底部载荷分布不均诱发的连接刚度下降和发电机转子的热不平衡是导致发电机定子局部共振或振动超标的主要原因,采取载荷均布调整、现场动平衡等措施,可消除此类故障。

**关键词:**汽轮发电机;壳体共振;载荷分配;动平衡

中图分类号:TM31, TH17 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.04.024

[引用本文格式]李卫军,何玉灵,吴文健,等.大型汽轮发电机壳体异常振动诊断及治理方法研究[J].热能动力工程,2022,37(4):175-182. LI Wei-jun, HE Yu-ling, WU Wen-jian, et al. Research of diagnosis and treatment methods of abnormal vibrations of large turbogenerator housing[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4):175-182.

## Research on Diagnosis and Treatment Methods of Abnormal Vibrations of Large Turbogenerator Housing

LI Wei-jun<sup>1</sup>, HE Yu-ling<sup>2,3</sup>, WU Wen-jian<sup>1</sup>, MA Si-cong<sup>4</sup>

(1. State Grid Zhejiang Electric Power Research Institute, Hangzhou, China, Post Code: 310014; 2. Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003; 3. Hebei Key Laboratory of Electric Machinery Maintenance and Failure Prevention, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003; 4. Hangzhou Yineng Electric Technology Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310014)

**Abstract:** In order to manage the excessive stator housing vibration and non-steady vibration problems in large turbogenerators, a diagnosis and treatment method based on housing resonance is proposed. Two different generator sets, which capacities are 300 MW and 630 MW respectively, are taken as the examples to validate the proposed method. The result shows that the decrease of the connection stiffness induced by the uneven load distribution at the bottom of the stator and the thermal imbalance of the rotor are the main causes of local resonance and excessive vibrations. Proper measures including load uniformity adjustment and on-site dynamic balance are found to be effective to eliminate such failures.

**Key words:** turbogenerator, housing resonance, load distribution, dynamic balance

收稿日期:2021-05-03; 修订日期:2021-07-15

基金项目:国家自然科学基金(51777074);河北省自然科学基金(E2020502032);中央高校科研业务专项基金(2020MS114, 2018YQ03);河北省第三批青年拔尖人才支持计划([2018]-27)

**Fund-supported Project:** National Natural Science Foundation of China(51777074); Natural Science Foundation of Hebei Province(E2020502032); Fundamental Scientific Funds for the Central Universities(2020MS114, 2018YQ03); Top Youth Talent Support Program of Hebei Province([2018]-27)

作者简介:李卫军(1975-),男,甘肃灵台人,国网浙江省电力公司电力科学研究院高级工程师。

通讯作者:何玉灵(1984-),男,福建龙岩人,华北电力大学博士生导师。

## 引 言

目前,接入多元融合高弹性电网的汽轮发电机组具有容量大、效率高及可靠性强的特点。大型汽轮发电机组通过综合升级改造后,最大负荷可提升 5%,且可靠性也得到提高<sup>[1]</sup>。大型水氢氢冷发电机的轴承结构多为端盖式,因制造、安装和运行等因素,端盖可能松动,引发发电机定子底部载荷分布不均,从而诱发壳体振动<sup>[1-2]</sup>。故发电机在基建或检修时,通常需进行定子的底部载荷试验,使发电机定子四角的承载分布合理,保证壳体的振动优良<sup>[3-4]</sup>。

此外,在实际运行中,一方面,由于基础沉降、垫片磨损等客观原因,易导致发电机定子底部载荷分布发生一定程度变化,诱发壳体产生异常振动<sup>[5-6]</sup>;另一方面,当发电机转子存在热不平衡时,会导致轴振爬升<sup>[7-10]</sup>,传递至壳体后可能进一步加剧壳体振动,甚至威胁机组的安全运行。

在工程实际中,可通过在发电机定子两侧端部临时加装大量沙袋,或通过汽轮发电机组轴系高速动平衡的方式在一定程度上降低发电机定子振动<sup>[11-12]</sup>。在机组检修过程中,通常会对发电机定子进行底部载荷分配<sup>[13-16]</sup>,也可解决发电机壳体振动问题。但该类故障比较复杂,发电机定子底载试验的条件复杂,直接与间接费用巨大。

针对大型发电机定子壳体振动超标、非稳态振动等问题,提出一种基于发电机壳体结构共振的识别方法和综合治理策略,并将其应用于某 300 MW 和某 630 MW 机组的发电机壳体振动故障处理中进行检验。

## 1 发电机定子壳体振动机理及诊断处理方法

### 1.1 振动机理

发电机定子壳体的振动激励源主要有 2 个,一是定子铁芯受到的 2 倍频磁拉力,二是转子不平衡力经轴承传递作用至定子壳体上的激振力。不考虑定、转子匝间短路等电气故障的影响,认为第 1 种激励力相对稳定;第 2 种激励力由于载荷波动(转子偏心量变化)、质量不平衡等原因相对明显,为重点考虑对象。

发电机定-转子系统的振动系统简力学模型如图 1 所示<sup>[14]</sup>。图 1 中  $m_r$  为转子圆盘质量,  $k_r$  为轴刚度,  $k_b$  为等效轴承刚度,  $m_s$  与  $k_s$  分别为定子壳体的质量及其与基础之间的联接刚度,  $x_1(t)$ ,  $x_2(t)$ ,  $y(t)$  分别代表轴颈、圆盘和定子壳体的振动位移。

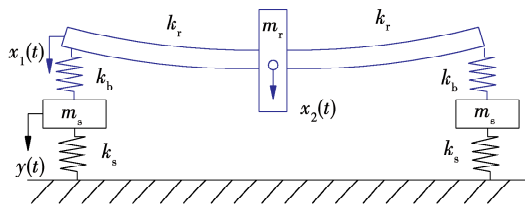


图 1 定-转子系统振动的等效力学模型

Fig. 1 Equivalent mechanics model of stator-rotor vibration

假设支撑系统为各向同性,并忽略交叉项和阻尼影响,系统动力学方程可写为:

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_2(t) + k_r [x_2(t) - x_1(t)] = m_r e \omega^2 \sin \omega t \\ k_r [x_2(t) - x_1(t)] = k_b [x_1(t) - y(t)] \\ m_s \ddot{y}(t) + k_s y(t) = k_b [x_1(t) - y(t)] \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $e$ —轮盘偏心;  $\omega$ —转子转动角频率。

其中,公式(1)中第 1 式右侧为与转子偏心量相关的不平衡离心力项,该力会经支撑轴瓦-端盖传递至定子壳体系统,做为主要激励源。

可设轴颈处振动位移与定子壳体位移的解分别为:

$$\begin{cases} x_1(t) = X_r \sin \omega t \\ y(t) = Y_s \sin \omega t \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $X_r$ ,  $Y_s$ —轴颈和定子壳体的振动位移幅值。

将式(2)代入式(1)中求得:

$$\begin{cases} X_r = \frac{k_e m_r e \omega^2 (k_b + k_s - m_s \omega^2) / k_b}{(k_e - m_r \omega^2) (k_s - m_s \omega^2) - k_e m_r \omega^2} \\ Y_s = \frac{k_e m_r e \omega^2}{(k_e - m_r \omega^2) (k_s - m_s \omega^2) - k_e m_r \omega^2} \\ k_e = \frac{k_r k_b}{k_r + k_b} \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $k_e$ —一定转子体系的综合刚度系数。

对应地,可将定子壳体系统固有频率  $\omega_s$  及基础对转子支撑的等效固有频率  $\omega_e$  写为:

$$\begin{cases} \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \\ \omega_e = \sqrt{\frac{k_e}{m_r}} \end{cases} \quad (4)$$

进一步地,可得整个发电机定转子系统的总体固有频率  $\omega_{n1,2}$  为:

$$\begin{cases} \omega_{n1,2} = \frac{\omega_e^2}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\mu} + \frac{\omega_s^2}{\omega_e^2} \pm \sqrt{\left( 1 + \frac{1}{\mu} + \frac{\omega_s^2}{\omega_e^2} \right)^2 - 4 \frac{\omega_s^2}{\omega_e^2}} \right] \\ \mu = \frac{m_s}{m_r} \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\mu$ —一定子和转子质量比。

当发电机的定子壳体因长期运行出现松动或载荷分配不均及脱空时,会使系统整体的等效刚度  $k_e$  降低,导致发电机定子壳体的固有频率接近 50 Hz,此时振动为结构共振。此外,发电机转子在运行中,因热弯曲导致不平衡量增大时,会使轮盘偏心  $e$  等效增大<sup>[17-18]</sup>,由式(1)可知,定转子系统整体激振力增大,会导致发电机转子轴振、机壳及端盖振动均出现增大。

1.2 异常振动的诊断及处理方法

依据式(1)及发电机定子壳体振动特征,提出基于发电机壳体结构共振的异常振动诊断及处理方法。

(1) 测试定子壳体共振频率

准确测试发电机共振频率是处理该类问题的关键因素。目前,可通过发电机壳体模态试验或变转速振动试验,得到发电机壳体共振频率,其中发电机壳体模态试验方法已被广泛使用。但由于发电机壳体为大尺寸、大质量的结构件,进行模态试验需布置大量测点-激励点,工作量较大,且需在机组停机后才能实施,在一定程度上影响电厂检修计划的制订。所以本文主要分析通过变转速振动试验来确定发电机定子壳体共振频率的方法。

将汽轮发电机组配套的振动监测保护系统(TSI)中的键相信号和在发电机壳体不同部位安装的振动传感器接入振动信号采集仪,测试机组变转速过程中的振动数据,绘制发电机壳体振动的波特图,确定发电机定子壳体的共振转速  $n_1$ ,这一转速对应的频率即为共振频率。若发电机壳体共振频率落

在 45 ~ 55 Hz 范围内,在振动波特图上将会出现明显的峰值。

(2) 壳体振幅初步鉴定及处理

若发电机壳体振动大,且以 1 倍频分量为主,可利用变转速振动试验测试电机壳体固有频率;若发电机壳体固有频率和工作频率重合或接近,则进一步测量壳体两侧差别振动;若差别振动大于 15  $\mu\text{m}$ ,则再进行底部载荷承载调整;若差别振动小于 15  $\mu\text{m}$ ,则对壳体进行加固。

(3) 壳体振幅二次鉴定及处理

壳体处理完成后,若发电机壳体振动大于 50  $\mu\text{m}$ ,则采取现场动平衡方法来降低激振力,以此降低壳体振动。为便于说明和理解所提方法的相应步骤及处理次序,给出详细流程图,如图 2 所示。

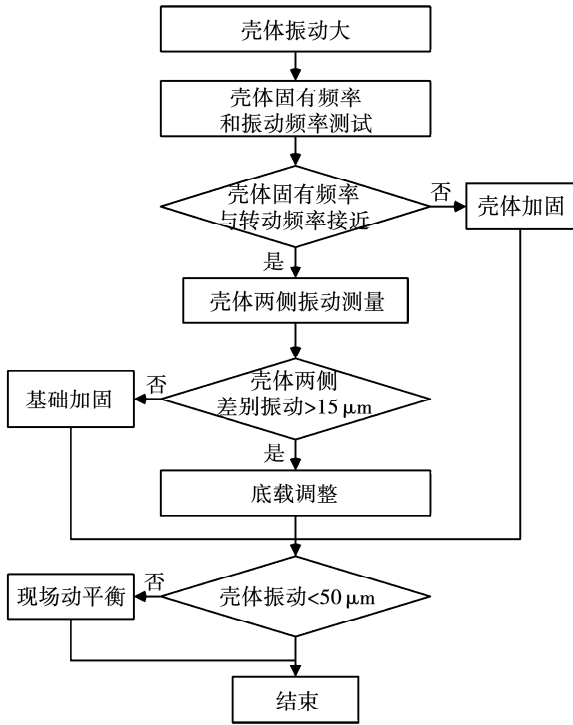


图 2 大型发电机定子壳体振动诊断及治理流程图  
Fig.2 Flow chart of diagnosis and treatment method for abnormal vibrations on large generator stator housing

2 某 300 MW 发电机定子壳体振动诊断及治理

2.1 机组简介

某热电厂 1 号机组为哈电集团生产的亚临界 300 MW 汽轮发电机组,该汽轮发电机组为亚临界

单轴、一次中间再热、双缸双排汽、一级工业抽汽的供热机组;发电机采用哈尔滨电机厂生产的水氢氢冷 QFSN300-2 型 300 MW 汽轮发电机,其轴系示意图如图 3 所示。



图 3 300 MW 机组轴系布置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of 300 MW unit shafting layout

机组于 2011 年 10 月份投产,除 6 号轴瓦处轴振为 80  $\mu\text{m}$  外,其余各瓦轴振、瓦振均在良好范围之内,发电机壳体振动小于 30  $\mu\text{m}$ 。2012 年下半年发电机 5、6 号轴瓦处轴振均有爬升,励端壳体水平振动达 95  $\mu\text{m}$ 。

2.2 振动实验测试与分析

因发电机轴瓦振动随负荷增大而增大,对其进行变无功试验。变无功试验过程中 5、6 号轴瓦振动变化较小,表明发电机转子不存在匝间短路等电气方面的缺陷,应为机械方面故障。

在机组停机前,采用提出的发电机定子壳体振动诊断及治理方法,对发电机采取以下 2 种测试措施:

(1) 进行差别振动测试试验。数据显示发电机定子两端的差别振动大于 20  $\mu\text{m}$ ,表明连接刚度偏低。在轴振较大时,壳体振动也剧烈增大,有时甚至超过轴振;同时,发电机右侧地脚螺栓与灌浆基础的差别振动较大,进一步表明发电机定子基础存在不均匀,连接刚度偏低。

(2) 进行变转速振动测试试验。在解列时发电机壳体、瓦振的振动在转速 2 978 r/min 时最大,存在明显峰值。电机壳体振动波特图如图 4 所示。

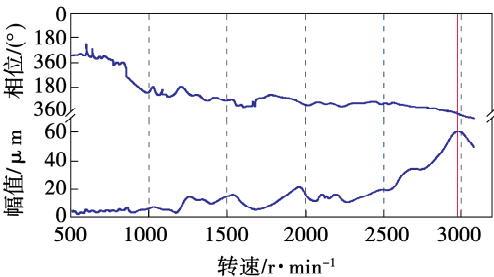


图 4 300 MW 发电机壳体振动波特图

Fig. 4 Vibration Bode diagram of 300 MW generator housing

综合上述 2 个试验结果,可以判断发电机壳体存在结构共振现象。

2.3 治理措施及效果

首先,对发电机定子基础沉降与垫片进行检查,发现发电机定子励端的定位 L 型垫片的间隙比汽端要大,两端间隙分别为 0.3 和 0.7 mm。将励端间隙调整至 0.3 mm,与汽端保持一致,以此提高发电机定子的水平刚度。同时,对发电机定子底部进行载荷分配试验,令其满足发电机不同工况下的载荷分配要求。然后对汽发对轮螺栓进行检查,发现部分螺栓出现不同程度的损伤,按图纸要求更换并重新配置联轴器螺栓。

检修完毕后,机组重新定速 3 000 r/min 时 3、4 号轴瓦处轴振分别为 106 和 98  $\mu\text{m}$ ,均以 1 倍频分量为主,说明低压转子上存在质量不平衡。采取在低压转子 3 号轴瓦侧轮毂上加重 0.66 kg,同时兼顾 5、6 号轴瓦处轴振。加重后,3~6 号轴瓦处轴振、瓦振为良好,发电机壳体振动 35  $\mu\text{m}$ ,振动大幅降低,处理前后的振幅情况见表 1。表 1 中第 1 列测点数据中数字代表测点编号,X 代表左上 45°传感器测得的轴振峰峰值数据,Y 代表右上 45°传感器测得的轴振峰峰值数据(现场传感器安装方式为 2 个传感器成 90°垂直方向安装,1 个位于中心线左侧 45°方向,1 个位于中心线右侧 45°方向),W 代表瓦振峰峰值数据。迄今为止,该台机组安全稳定运行,未再出现类似故障。

表 1 300 MW 发电机动平衡前后振动数据( $\mu\text{m}$ )

Tab. 1 Vibration data of 300 MW generator before and after dynamic balance( $\mu\text{m}$ )

| 测点    | 动平衡后   |        | 动平衡前  |       |
|-------|--------|--------|-------|-------|
|       | 第 1 组  | 第 2 组  | 第 1 组 | 第 2 组 |
| 3X/3Y | 49/106 | 56/111 | 48/61 | 39/53 |
| 4X/4Y | 74/97  | 73/103 | 48/56 | 48/55 |
| 3W/4W | 26/59  | 21/43  | 16/19 | 13/19 |
| 5X/5Y | 31/47  | 37/46  | 30/23 | 34/25 |
| 6X/6Y | 51/37  | 44/40  | 34/33 | 34/40 |
| 5W/6W | 10/31  | 14/36  | 8/22  | 6/25  |

3 某 630 MW 发电机定子壳体振动诊断及治理

3.1 机组简介

某 630 MW 机组是由上海汽轮机厂改造的

N630-16.7/538/538-1 型机组,发电机为 QFSN-630-2 型水氢氢冷发电机,其轴系由汽轮机转子、发电机转子及励磁机转子构成,均由刚性联轴器联接,并支撑在 11 只径向轴承上。9、10 号轴承为端盖式轴承,采用椭圆瓦;11 号瓦为落地式轴承,采用可倾瓦。630 MW 机组的轴系结构如图 5 所示。

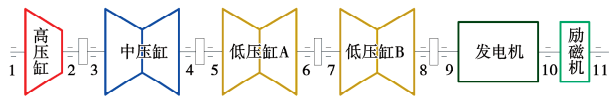


图 5 630 MW 机组轴系布置示意图

Fig. 5 Schematic diagram of 630 MW unit shafting layout

增容改造后,在不同工况下机组各轴瓦处轴振均小于 65 μm,振动较稳定。在进行发电机温升试验后,发电机轴振在 85~110 μm 之间波动,壳体振动为 84 μm,且逐渐爬升,最大为 115 μm,严重影响机组的安全运行。

3.2 故障现象及振动特征

机组在进相与温升试验期间,励磁电流最大为 4 423 A,无功功率最大为 274 MW,转子温度由 56℃ 升至 90℃,9、10 号轴瓦振动分别由 60 和 69 μm 爬升至 84 和 81 μm,发电机壳体振动最大为 84 μm,且发电机附近的噪声较大,详细数据如表 2 所示。表中单位“μm/μm/(°)”及所对应的数值分别代表轴振通频振动峰峰值幅值、工频振动峰峰值幅值及工频振动相位角。

表 2 630 MW 发电机 Y 向轴振数据列表 (μm/μm/(°))

Tab. 2 Y-axis vibration data list of 630 MW generator (μm/μm/(°))

| 时间    | 无功功率/MW | 9Y        | 10Y       | 11Y       |
|-------|---------|-----------|-----------|-----------|
| 18:00 | 20      | 60/51/226 | 69/40/292 | 53/27/137 |
| 19:33 | 276     | 72/51/226 | 57/34/263 | 57/29/149 |
| 19:39 | 274     | 84/75/207 | 81/65/239 | 62/30/167 |

机组运行一段时间后电机壳体振动已大于 110 μm,机组被迫停机检修。其振动特征为:

(1) 机组在温升试验中带负荷 630 MW,无功功率从-124 Mvar 升到 274 Mvar 时,9、10 号轴瓦处轴振初始较稳定,但随后 9 号轴瓦处轴振由 60 μm

爬升至 72 μm,10 号轴瓦处轴振由 69 μm 降低至 57 μm;随后 9、10 号轴瓦处轴振分别爬升至 84 和 81 μm。试验结束后,轴振未恢复,随后 9、10 号轴瓦处轴振呈缓慢爬升趋势,最后分别达到 80 和 103 μm。

(2) 温升试验后发电机壳体振动较大,其水平振动由 50 μm 爬升至 84 μm,最大振动为 95 μm。

(3) 9、10 号轴瓦处轴振、发电机壳体振动均以 1 倍频分量为主。

3.3 故障分析

发电机轴振、定子壳体振动较大,且以 1 倍频分量为,这表明为强迫振动,应从激振力的变化和系统刚度偏低入手对振动故障进行分析。

(1) 发电机变无功试验及分析

对机组进行变无功试验,负荷为 600 MW,改变无功功率或励磁电流,9 号轴瓦处轴振变化较小,10 号轴瓦处轴振随无功功率或励磁电流的增大而减小,均以 1 倍频分量为,数据如表 3 所示。这和匝间短路故障的振动特性不一致,说明发电机存在匝间短路的故障机率较小。对发电机进行重复脉冲示波器(RSO)试验,未发现匝间短路现象,完全排除发电机转子存在匝间短路的故障的情况,由此判断轴振爬升的原因是存在机械方面的故障。

表 3 变无功试验时 Y 向轴振列表 (μm/μm/(°))

Tab. 3 Y-axis vibration data list in variable reactive power test (μm/μm/(°))

| 时间    | 无功功率/MW | 励磁电流/A | 9Y        | 10Y        |
|-------|---------|--------|-----------|------------|
| 09:36 | 64      | 3 300  | 78/70/194 | 115/97/229 |
| 10:40 | 237     | 4 183  | 80/73/198 | 104/88/233 |
| 12:00 | 262     | 4 287  | 80/73/198 | 94/78/240  |
| 13:00 | 256     | 4 318  | 79/73/198 | 98/83/239  |

(2) 发电机转子热不平衡分析

在温升试验前,机组以 630 MW 负荷运行达 12 小时以上,发电机振动均小于 70 μm,且轴振稳定,表明发电机转子不存在通风孔受堵等故障现象;温升试验过程中,发电机转子在励磁电流(4 430 A)下运行时,发电机轴振分别爬升至 80 和 115 μm,发电机壳体振动逐渐爬升至 95 μm,且轴振处于不稳定



状态。当发电机解列后,重新挂闸,定速在 3 000 r/min时,发电机轴振均小于 70 μm,数据如表 4 所示。由此可判断转子出现热不平衡现象,也与发电机转子绕组滑移层膨胀受阻现象相吻合。

表 4 解列后 3 000 r/min 的发电机 Y 向轴振  
(μm/μm/(°))

Tab.4 Y-axis vibration of generator at 3 000 r/min  
after disconnecting (μm/μm/(°))

| 时间    | 工况    | 9Y        | 10Y         |
|-------|-------|-----------|-------------|
| 09:36 | 刚解列   | 80/70/192 | 120/102/225 |
| 13:00 | 解列后升速 | 63/47/216 | 60/30/313   |

经测试发现:发电机定子两端的差别振动达 35 μm;在解列时发电机壳体、瓦振的振动在转速 3 090 r/min时最大,最大振动达 152 μm,其它转速振动值均较小,如表 5 和图 6 所示。而发电机转子的临界转速为 800 和 2 300 r/min,励磁机转子临界转速为 2 650 r/min,表明发电机定子壳体存在 51.6 Hz 的共振频率。由此未有效避开 45 ~ 55 Hz 的共振频率范围,可判断发电机壳体可能存在结构共振以及连接刚性偏低的现象。

表 5 超速试验中发电机瓦振及壳体轴振 (μm/μm/(°))

Tab.5 Generator bearing-shell vibration and  
shaft vibration in overspeed test(μm/μm/(°))

| 时间    | 转速/<br>r·min <sup>-1</sup> | 发电机端盖       |             | 发电机壳体振动     |             |
|-------|----------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|       |                            | 汽端          | 励端          | 集控侧         | 变电侧         |
| 00:14 | 3 000                      | 32/31/216   | 60/58/217   | 50/50/220   | 22/19/88    |
| 00:44 | 3 090                      | 129/126/276 | 129/126/276 | 150/148/278 | 156/154/164 |
| 00:47 | 3 250                      | 16/15/32    | 31/30/354   | 60/59/325   | 74/73/235   |

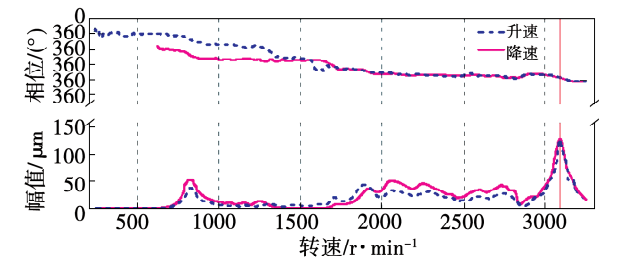


图 6 630 MW 发电机壳体振动波特图  
Fig.6 Vibration Bode diagram of 630 MW  
generator housing

运行中对发电机定子基础底部 6 个螺栓进行紧固,机壳振动由 101 μm 下降至 81 μm,端盖振动由 95 μm 降至 78 μm,10 号轴瓦处轴振由 114 μm 降至 107 μm。将这 6 个螺栓的紧力恢复原状,发电机振动恢复原状态,进一步表明发电机定子机座的结构刚度或连接刚度偏低。

3.4 治理措施及效果

(1) 发电机定子底部承载调整

要求调整后发电机负载分配到机座 4 个角上,两端与两侧载荷应尽量均匀,相差控制在 10% 以内,且每个角从端头的角撑向中角撑的载荷分配逐步以指数规律递减<sup>[3-4]</sup>。在检修中,对发电机定子底部载荷进行了测量,机座两斜对角、汽端两侧和励端两侧的偏差分别为 19.7%、71% 和 16%,均大于 10%,表明机座总体载荷分布均匀性较差。

同时调整定子地脚的垫片,将薄垫片更换为厚垫片,汽端左侧的 6 个薄垫片更换为 4 个较厚垫片,每个角从端头的角撑向中角撑的载荷分配分别为 65% ~ 70%、20% ~ 25% 和 7% ~ 10%。发电机定子底部载荷调整后,机座两斜对角、汽端两侧、励端两侧的偏差分别为 3.3%、1.3% 和 4.9%,小于 10% 的规定要求。

(2) 发电机转子动平衡处理

检修后,机组定速 3 000 r/min,9,11 号轴瓦处轴振分别为 59 和 82 μm。在带负荷运行过程中 9,11 号轴瓦处轴振逐渐爬升至 92 和 102 μm,随后稳定在 80 和 90 μm,发电机壳体、端盖振动为分别为 67 和 60 μm,轴振均以 1 倍频分量为主,表明转子质量不平衡量较大。

对发电机转子进行动平衡处理,在汽发对轮、低压转子 7 号轴瓦侧分别加重 0.38 和 0.53 kg,以降低发电机转子上的激振力,使机组壳体振动有所降低。处理后,8 ~ 11 号轴瓦处轴振均小于 65 μm,如表 6 所示。发电机壳体、端盖振动分别为 38 和 32 μm,均小于 40 μm。

表 6 检修后发电机转子各瓦轴振列表(μm)  
Tab.6 Shaft vibration date list after maintenance(μm)

| 时间    | 工况          | 动平衡前 |    |     |     | 时间    | 工况          | 动平衡后 |    |     |     |
|-------|-------------|------|----|-----|-----|-------|-------------|------|----|-----|-----|
|       |             | 8Y   | 9Y | 10Y | 11Y |       |             | 8Y   | 9Y | 10Y | 11Y |
| 07:27 | 3 000 r/min | 46   | 80 | 54  | 109 | 11:00 | 3 000 r/min | 33   | 44 | 60  | 44  |
| 16:05 | 560 MW      | 55   | 83 | 69  | 90  | 09:20 | 630 MW      | 36   | 63 | 65  | 52  |

4 结 论

(1) 发电机定子底部载荷分布不均将诱发连接刚度下降,甚至导致定子壳体出现结构共振;发电机转子热不平衡引起激振力增大,诱发定子壳体振动大幅爬升。

(2) 定子壳体共振频率测试试验可用于发电机定子载荷分布不均、脱空故障诊断中,而发电机定子底载试验是根治定子底部载荷分布不均的主要方法,同时将定子底部载荷调整与发电机转子现场动平衡相结合,可综合治理壳体振动大故障。

(3) 基建或检修时,应将发电机定子壳体共振频率测试列入检修项目,若共振频率在 45 ~ 55 Hz 内,应进行发电机定子底部载荷试验,以有效防范发电机壳体结构共振的发生。

参考文献:

[1] 陶磊,陈丹,米树华,等.北仑 1 号发电机组通流改造轴系振动特性分析[J].热能动力工程,2020,35(3):244-248.

TAO Lei,CHEN Dan,MI Shu-hua,et al.Vibration characteristic analysis of the shafting for flow path retrofit of unit 1 in Beilun Power Plant[J].Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(3):244-248.

[2] 张卫军,俞俊.华能太仓电厂 2 号发电机振动故障诊断与处理[J].热力发电,2012,41(5):83-98.

ZHANG Wei-jun,YU Jun.Diagnosis and disposal of vibration faulty occurred on generator No.2 in Huaneng Taicang power plant[J].Thermal Power Generation,2012,41(5):83-98.

[3] 杨群发,沈文华.汽轮发电机机定子绕组端部振动综合治理[J].热力发电,2015,44(5):125-128.

YANG Qun-fa,SHEN Wen-hua.Comprehensive treatment of end vibration in turbine generator stator[J].Thermal Power Generation,2015,44(5):125-128.

[4] 曹全美.水氢冷汽轮发电机的振动与底载试验[J].电力建设,

2005,26(6):17-19.

CAO Mei-quan.Vibration and bottom load test of water-hydrogen cooled turbine-generator[J].Electric Power Construction,2005,26(6):17-19.

[5] 卫友根、徐福娣.水氢氢 600 MW 汽轮发电机机座底脚承载调整[J].上海大中型电机,2003,2(1):8-14.

WEI You-gen,XU Fu-di.Load-bearing adjustment of the base foot of a water-hydrogen-hydrogen 600 MW steam turbine generator[J].Shanghai Medium and Large Electrical Machines,2003,2(1):8-14.

[6] 王九龙、王琇峰.基于底载分配的大型结构件调频方法研究及运用[J].中国电力,2017,11(1):8-14.

WANG Jiu-long,WANG Xiu-feng.Study and application of frequency adjustment on large scale structure based on bottom load redistribution[J].Electric Power,2017,11(1):8-14.

[7] 葛翔.600 MW 发电机轴瓦振动处理[J].电站系统工程,2014,30(4):56-60.

GE Xiang.Vibration treatment of 600 MW generator bearing[J].Power System Engineering,2014,30(4):56-60.

[8] 李卫军,吴文健.某台 630 MW 机组低压转子异常振动诊断及处理[J].浙江电力,2017,36(1):54-57.

LI Wei-jun,WU Wen-jian.Diagnosis and treatment of abnormal vibration of low-pressure rotor of a 630 MW unit[J].Zhejiang Electric Power,2017,36(1):54-57.

[9] 胡剑刚,周铁喆.某国产 600 MW 汽轮发电机组振动故障诊断及处理[J].浙江电力,2017,36(1):61-63.

HU Jian-Gang,ZHOU Yi-zhe.Diagnosis and treatment of vibration faults of a domestic 600 MW turbine generator unit[J].Zhejiang Electric Power,2017,36(1):61-63.

[10] 李卫军,吴文健.某台 350 MW 双水内冷汽轮发电机组振动异常处理及分析[J].浙江电力,2017,36(1):47-49.

LI Wei-jun,WU Wen-jian.Treatment and analysis on abnormal vibration of the 350 MW turbo-generator with double inner water-cooling[J].Zhejiang Electric Power,2017,36(1):47-49.

[11] 李春和,曾祥卓.600 MW 发电机端部振动偏高的处理[J].电力科学与工程,2012,28(7):75-78.

LI Chun-he,ZENG Xiang-zhuo.Treatment of high vibration on

stator end windings in 600 MW generator[J]. Electric Power Science and Engineering,2012,28(7): 75-78.

[12] 刘 伟,史庆峰. 660 MW 水氢氢冷发电机定子振动的分析与处理[J]. 中国核电,2018(4):512-517.

LIU Wei,SHI Qing-feng. Analysis and treatment for the vibration of the 660 MW hydro-hydrogen generator stator [J]. China Nuclear Power,2018(4):512-517.

[13] 刘海昌. 600 MW 火电机组发电机轴瓦振动异常分析及处理[J]. 浙江电力,2013,32(12):52-54.

LIU Hai-chang. Analysis and treatment on abnormal bearing pad vibration of generators of 600 MW thermal power units[J]. Zhejiang Electric Power,2013,32(12):52-54.

[14] 张文涛,夏亚磊,李 勇,等. 汽轮发电机轴振和轴承座振动非同步变化现象和分析[J]. 汽轮机技术,2021,63(1):57-60.

ZHANG Wen-tao,XIA Ya-lei,LI Yong,et al. Analysis on the un-synchronous change phenomenon and its reason of shaft vibration and bearing vibration of turbine generator unit[J]. Turbine Technology,2021,63(1):57-60.

[15] 冯 坤,刘亚琼,陈宝星,等. 1 000 MW 汽轮机轴承载荷分配测试方法和试验研究[J]. 热能动力工程,2019,34(4):55-59.

FENG Kun,LIU Ya-qiong,CHEN Bao-xing,et al. Test method and experimental study on bearing load distribution of a 1 000 MW turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(4):55-59.

[16] 曹美全. 汽轮发电机大修后振动变大的原因和解决方法[J]. 上海大中型电机,2004(1):34-37.

CAO Mei-quan. Reasons and solutions for increased vibration of turbo-generators after overhaul [J]. Shanghai Medium and Large Electrical Machines,2004(1):34-37.

[17] 赵艳军,李永刚. 汽轮发电机转子匝间短路时转子振动特性分析. 华北电力大学学报,2008,35(5):16-21.

ZHAO Yan-jun,LI Yong-gang. Analysis of rotor vibration characteristic for turbine generator rotor winding inter-turn short circuit fault [J]. Journal of North China Electric Power University,2008,35(5):16-21.

[18] 刘锡海. 转子匝间短导致过临界振动超标分析和处理[J]. 广西电力,2011,34(1):32-34.

LIU Xi-hai. Analysis and treatment of excess critical vibration caused by short rotor turns [J]. Guangxi Electric Power,2011,34(1):32-34.

( 刘 颖 编辑)