

1 000 MW 超超临界机组给水泵汽轮机轴振增大原因分析与探讨

张秀峰, 雍 干, 洪鼎华

(神华国华徐州发电有限公司, 江苏 徐州 221166)

摘 要:本文针对1 000 MW超超临界机组配备的给水泵汽轮机在运行过程中出现的振动增大问题,对可能引起振动增大的汽流激振、油膜振荡、转子质量不平衡、动静部件碰磨以及测量元件故障等因素进行了分析与探讨,并通过检验仪器对给水泵汽轮机和给水泵的振动进行了在线检测,为准确判断振动增大原因提供依据。通过对给水泵汽轮机和给水泵的振动增大过程、故障现象以及现场设备安装的实际情况的梳理,结合进一步地原因分析与研究,提出了检查给水泵汽轮机疏水阀门位置、彻底隔离高压汽源以及在轴承座上配置振动测量装置等防范和改进措施,最终找到了问题根源,并已成功解决了给水泵汽轮机振动增大问题,供大家参考。

关 键 词:1 000 MW 超超临界机组;给水泵;汽轮机;轴承;振动

中图分类号:TK284.1 **文献标识码:**B
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.09.020

引 言

给水泵汽轮机的振动,是评价给水泵汽轮机运行可靠性的一个重要指标。给水泵汽轮机的轴承振动问题,在近期投产的大容量机组中属于比较常见的问题,是机组运行中常见的主要故障之一。

引起给水泵汽轮机振动增大的原因很多,主要包括:质量不平衡、原中心不正、转子热变形、基础台座共振、动静部件碰磨、测量元件故障、油膜振荡和汽流激振等。这些原因不仅与制造、安装、检修和运行管理的水平有关,而且它们之间还互相影响。在这种情况下,找出产生振源的主要因素以及使振动叠加、放大和共振的重要因素,并非一件容易的事情。而且,因为各台机组给水泵汽轮机配置情况和运行工况的不同、故障现象不同、问题根源和解决方案也不尽相同。

本文针对一特定机组的给水泵汽轮机轴承振动增大问题,结合振动增大过程、故障现象以及现场设备安装的实际情况,进行了故障测试、振动诊断以及比较全面深入地分析,同时提出并采取了相应消除措施。

1 给水泵汽轮机轴承配置概况

神华国华徐州发电有限公司(以下简称国华徐电)2台1 000 MW超超临界机组各配置2台由上海汽轮机厂生产的ND(Z)89/84/06型驱动锅炉汽动给水泵用变转速凝汽式汽轮机,连续运行调速范围为2 800~6 000 r/min,汽轮机前、后2个轴承均配置有2个接近式(振动)传感器,安置在轴承座上盖两侧的45°方向上,报警值为0.076 mm,跳闸值为0.125 mm。

汽轮机转子由前、后2只径向轴承支承,轴颈名义尺寸均为 $\varphi 200$ mm,前轴承由径向轴承与推力轴承组成径向推力联合轴承,置于前轴承座内,前轴承座通过前座架坐落在基础上。径向后轴承置于后轴承座内,后轴承座下半与后汽缸下半铸为一体,通过后汽缸座架再落在基础上。

前、后轴承的轴承体与轴承座间采用球面自位结构。前、后径向轴承都是可倾瓦形对分式轴承,每个轴承由4块瓦构成,4块瓦均匀地装在轴承体上,上半轴承体有2块,下半轴承体有2块。4块瓦沿轴颈产生四个油膜区。瓦块在轴承体上是由圆柱垫块固定,圆柱垫块由1块圆柱平面垫和1块球面垫组成,这样瓦块可有1个小的自由转动。上下半轴承体由两只锥销定位,2只螺钉压紧。轴承体两侧

收稿日期:2016-03-14; 修订日期:2016-04-14

作者简介:张秀峰(1983-),男,江苏南京人,神华国华徐州发电有限公司运行部经理助理。

具有浮动密封环,保持从最下面 1 块瓦块径向两侧面正中进入的润滑油充满内腔,保证绝大部分润滑油进入各瓦块的油楔中。

推力盘与转子整锻一体加工而成。推力轴承采用金斯伯利轴承,推力盘两侧面分别置有主推力瓦块和辅推力瓦块,主推力瓦块承受汽轮机全部推力。润滑油从正、副推力轴承的每一块瓦的油槽内流出,保证每块瓦有充足润滑油,工作后的润滑油从轴承体壳体下部向外排泄。主推力瓦块与副推力瓦块均埋设铂电阻以监测推力瓦温。在推力轴承的回油通道上设铂电阻监测回油温度。

通过调整前轴承的球面座与前轴承座间的轴向垫片,调整转子与喷嘴及隔板之间的各档轴向间隙。

2 给水泵汽轮机振动异常增大过程概述

国华徐电 2 号机组的 21、22 号给水泵汽轮机和 1 号机组的 12 号给水泵汽轮机均出现了振动异常增大现象,详细过程如下:

2014 年 05 月 01 日,2 号机组在降负荷过程中,负荷降至 645 MW 时,22 号给水泵汽轮机 2 瓦轴振

增大先报警,轴振值为 $91\ \mu\text{m}$ 。随后,1 瓦轴振增大也报警,当 2 瓦 X、Y 方向的轴振值达到 $125\ \mu\text{m}$ 后触发 22 号给水泵汽轮机跳闸,机组 RB 动作。此时,21 号给水泵汽轮机 2 瓦轴振增大也发出报警,轴振值达到 $92\ \mu\text{m}$,随着机组负荷的快速下降,21 号给水泵汽轮机的轴振逐渐恢复正常值 $30\ \mu\text{m}$ 左右。在机组工况稳定后,现场检查 22 号给水泵汽轮机无异常后重新冲转给水泵汽轮机,各轴振值均在正常值 $25\ \mu\text{m}$ 左右,无增大现象。

2014 年 07 月 21 日,1 号机组负荷 1 007 MW,12 号给水泵汽轮机运行工况稳定,各项参数正常,监盘人员发现给水泵汽轮机 1、2 瓦振动持续上升,轴振值在 $65\ \mu\text{m}$ 左右。当机组负荷降至 900 MW 且稳定一段时间后,给水泵汽轮机轴振值逐渐恢复至正常值 $25\ \mu\text{m}$ 左右。

3 引起给水泵汽轮机轴振增大的原因

在正常运行过程中,引起给水泵汽轮机轴振增大的主要因素如图 1 所示。

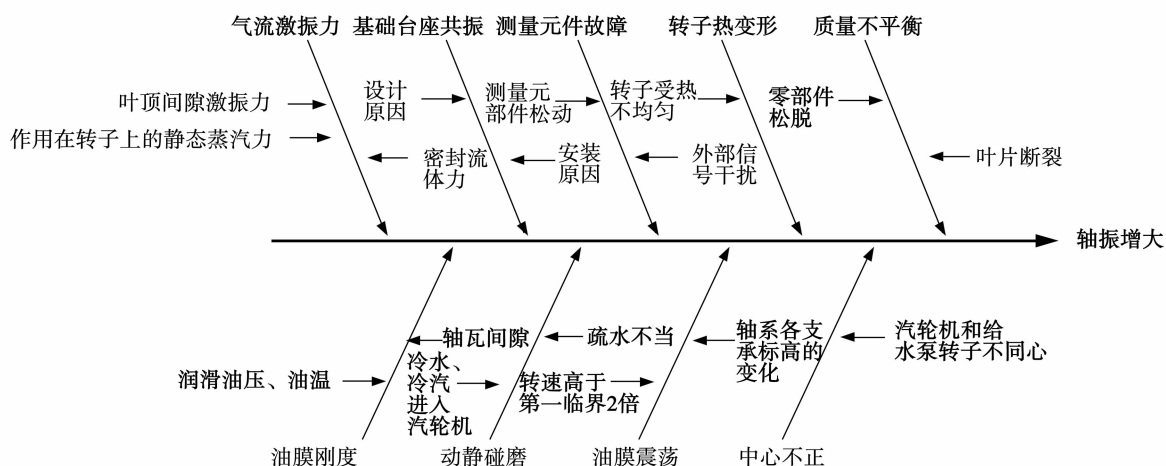


图 1 引起给水泵汽轮机轴瓦振动增大的因素示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the factors leading to an increase of the vibration of the bearing pads in the steam turbine of a feedwater pump

(1) 质量不平衡

质量不平衡是引起汽轮机振动的最常见原因^[1]。由于零部件突然松脱,叶片断裂等设备原因引起质量不平衡,会产生突变的不平衡离心力,在这个离心力的作用下就会引起转轴的振动增大,质量

不平衡产生振动增大的主要特征是振动随汽轮机转速的变化发生变化,且振动对整个轴系都存在影响^[5]。

(2) 中心不正

由于汽轮机和给水泵转子不同心,使对轮或转

轴处的晃度增加,在高速下可使对轮处的晃度增大,中心不正引起振动增大的主要特征是对对轮两侧的轴振产生的影响最为突出^[5]。

(3) 转子热变形

转子产生热变形后,挠度增加,一般使转子端部轴承的轴向振动增大,热变形引起的振动一般也与负荷有关,负荷变化后,振动也会相应地发生变化。

(4) 测量元件故障

测振探头、传输线等测振元件的突然松动或者突然受到外部信号的干扰也会引起振动测量值的增大,主要特征是振动测量值会突变。

(5) 油膜振荡

给水泵汽轮机正常运行过程中,由于轴系各支承标高的变化,有的轴承负载减轻,使油膜压力减小而导致转子失稳,从而造成油膜振荡。油膜振荡产生振动的主要特征是:只有当转速高于第一临界转速(ND(Z)89/84/06型汽轮机的第一临界转速为2 202 r/min)的2倍时,才有可能产生油膜振荡,且轴瓦也会产生一定程度的损坏。

(6) 基础台座共振

由于设计或者安装等原因,如果基础台板的自振频率接近给水泵汽轮机的转速就会产生共振,这种振动的主要特征是:基础台板和转轴振动都很大。

(7) 动静碰磨

汽轮机动静碰磨故障的发生率仅次于质量不平衡,引起动静碰磨的原因较多且复杂,不同部位,不同程度的碰磨具有不同的振动特征^[1]。例如:由于疏水不当,有冷水、冷汽进入汽轮机,引起动、静间隙变化,发生碰撞摩擦,造成轴承振动增大。这种振动的主要特征是:整个轴系的振动都会逐渐增加,且在就地能听到汽缸内有明显的摩擦声。

(8) 油膜刚度

轴承的轴瓦间隙,润滑油温、油压发生变化后,会引起轴承油膜刚度的变化,一旦油膜刚度降低,将会引起轴承的失稳、振动。

(9) 汽流激振力

给水泵汽轮机的汽流激振力主要来自叶顶间隙激振力、密封流体力和作用在转子上的静态蒸汽力^[2~3]。汽流激振的主要特点是振动对给水泵汽轮机的负载敏感,而且汽流激振一般发生在给水泵汽轮机负载较高的情况下,通常有一个门槛负载,超过该负载,立即激发汽流激振,而当负载降低到某一值时,振动即恢复正常,有较好地重复性^[1]。汽流激振引起的振动还与供汽调节门的开度、转速有关,通

过调整调节门开度、给水泵汽轮机转速有时可减小振动的幅值。

4 事件发生后所做的工作和初步分析

4.1 检查测量元件

热控专业人员对轴振探头的一次元件和一次元件的螺栓紧固件、控制回路部分和卡件均做了仔细的检查,没有发现异常情况,说明轴振增大、保护动作是正确的。

4.2 检查轴承标高、轴瓦间隙^[4]

机务专业人员对给水泵汽轮机A修后各轴承标高、轴瓦各部间隙和联轴器中心等进行了复查,均符合设计要求和相关标准,可以排除给水泵汽轮机轴振增大是由于中心不正引起的。

4.3 分析运行参数

运行专业人员根据运行人员反映的情况和从DCS系统调取的各参数(曲线)分析,归纳出这两次事件的共同点和不同点:

4.3.1 共同点

(1) 汽动给水泵组中给水泵汽轮机的两端轴振增大,而给水泵的两端轴振无明显变化;(2) 给水泵汽轮机的轴承润滑油油压和油温、轴封供汽压力和温度、给水泵汽轮机低压侧进汽和汽缸排汽等参数在轴振增大前后均无异常;(3) 给水泵汽轮机高压侧进汽均在关闭状态;(4) 给水泵汽轮机轴振增大时,就地检查给水泵汽轮机轴承绝对振动并不大,给水泵汽轮机汽缸内无摩擦声;(5) 给水泵汽轮机工况变化或重新启动给水泵汽轮机后,轴振值均在优良范围之内。

4.3.2 不同点

(1) 1号机组2台给水泵汽轮机是在机组带满负荷时仅1台给水泵汽轮机(12号)发生轴振增大,而2号机组2台给水泵汽轮机是在降负荷过程中都发生轴振增大;(2) 1号机组2台给水泵汽轮机均由辅汽供汽,而2号机组2台给水泵汽轮机均由四抽供汽;(3) 1号机组2台给水泵汽轮机的轴封供汽由1个调节门控制,而2号机组2台给水泵汽轮机的轴封供汽由2个调节门分别控制;(4) 12号给水泵汽轮机高压进汽门前温度比其它3台给水泵汽轮机高约120℃;(5) 12号给水泵汽轮机是1号轴振先增大,2号轴振跟随1号轴振增大,而2号机组2台给水泵汽轮机都是2号轴振先增大,1号轴振跟随2号轴振增大。

由共同点(1)可以判断给水泵运行正常,给水泵汽轮机轴振增大与其无关。

由共同点(2)、(4)、(5)可进一步排除给水泵汽轮机轴振增大与质量不平衡、中心不正、转子热变形、轴承油膜刚度和动和静碰摩等因素有关,因为这些因素引起的轴振增大,会对整个机组轴系都有影响,而不是仅在给水泵汽轮机的两端轴承有所反映。

4.4 捕捉故障点

国华徐电采用美国本特利 408 和 208 振动数据采集分析系统,对 1 号机组 12 号给水泵汽轮机的轴振和瓦振进行了 72 h 连续跟踪监测,趋势图见图 2~图 7 所示。

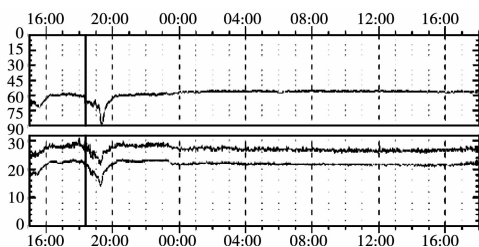


图 2 1 瓦 X 方向振动趋势

Fig. 2 Vibration tendency of No. 1 bearing pad along the X direction

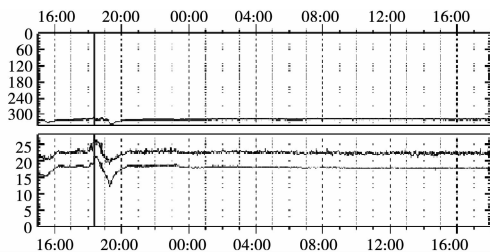


图 3 1 瓦 Y 方向振动趋势

Fig. 3 Vibration tendency of No. 1 bearing pad along the Y direction

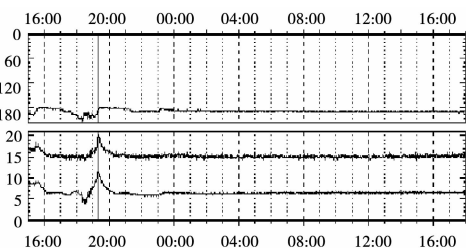


图 4 2 瓦 X 方向振动趋势

Fig. 4 Vibration tendency of No. 2 bearing pad along the X direction

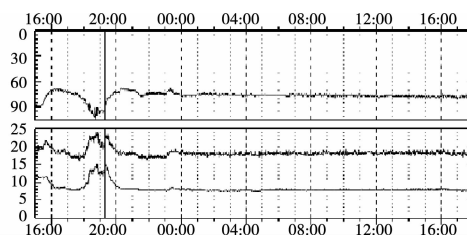


图 5 2 瓦 Y 方向振动趋势

Fig. 5 Vibration tendency of No. 2 bearing pad along the Y direction

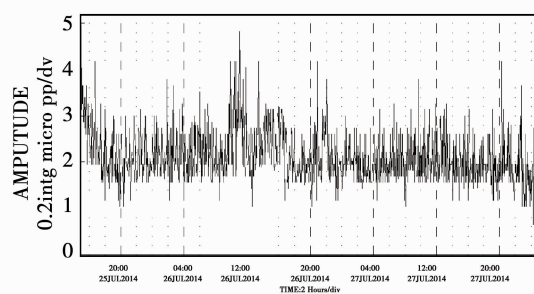


图 6 1 瓦轴振趋势

Fig. 6 Shaft vibration tendency of No. 1 bearing pad

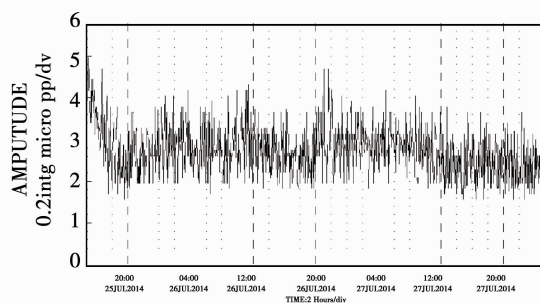


图 7 2 瓦轴振趋势

Fig. 7 Shaft vibration tendency of No. 2 bearing pad

测量相应数据如表 1 所示。

由轴振和瓦振的趋势图以及表 1 可知:在监测期间,轴振和瓦振值趋势平稳,最大振幅值轴振小于 $30 \mu\text{m}$,瓦振小于 $15 \mu\text{m}$ 。按照国标,该振动水平属于优秀水平,可以安全运行。

5 给水泵汽轮机轴振增大的进一步分析

5.1 对 12 号给水泵汽轮机轴振增大的进一步分析

根据不同点(4),进一步分析发现 1 号机组冷再至 12 给水泵汽轮机供汽电动门后压力和温度均

明显偏高,2014 年 07 月 21 日,1 号机组负荷变化前、后相关参数如表 2 所示。

表 1 测量数据
Tab. 1 Measurement data

给水泵汽轮机转速/ $r \cdot \min^{-1}$	测量方向	1 号轴承 / μm	2 号轴承 / μm
3 700	⊥	4	5
	→	5	7
	⊙	7	8
	X	29/23/57	15/6/202
	Y	23/19/316	17/7/80
4 470	⊥	4	3
	→	3	6
	⊙	4	7
	X	26/18/71	15/6/201
	Y	24/19/320	23/13/101

表 2 负荷变化前、后相关参数
Tab. 2 Relevant parameters before and after any
change of the load

测点	数值	
日期/时间	07-21 08:20	07-21 15:23
机组负荷/MW	768	1000
高压缸排汽压力/MPa	4.21	5.69
高压缸排汽温度/℃	362.8	355.7
冷再至 11 号给水泵汽轮机电动门后压力/MPa	0.10	0.27
冷再至 11 号给水泵汽轮机电动门后温度/℃	118.5	140.9
冷再至 12 号给水泵汽轮机电动门后压力/MPa	4.20	5.67
冷再至 12 号给水泵汽轮机电动门后温度/℃	253.0	272.6
11 号给水泵汽轮机高压进汽门前温度/℃	120.7	146.3
11 号给水泵汽轮机高压进汽门后温度/℃	132.9	157.4
12 号给水泵汽轮机高压进汽门前温度/℃	255.8	274.9
12 号给水泵汽轮机高压进汽门后温度/℃	191.2	207.6
11 号给水泵汽轮机调节级后温度/℃	236.5	297.4
12 号给水泵汽轮机调节级后温度/℃	236.4	296.8

由表 2 可知,冷再至 12 号给水泵汽轮机电动门后压力与高压缸排汽压力接近,且冷再至 12 号给水泵汽轮机电动门后压力/温度的变化随高压缸排汽压力/温度的变化而变化。因此,可以判断此电动门内漏严重。

进一步检查冷再至 12 号给水泵汽轮机电动门后疏水罐水位,没有发现报过警,疏水门也没有打开

过,说明内漏的蒸汽并没有在管道中停留,而是通过 12 号给水泵汽轮机高压主汽门、调门进入了 12 号给水泵汽轮机高压调门后的管道,其中大部分蒸汽通过 12 号给水泵汽轮机高压调门后管道疏水门(该门长期在开启状态)进入凝汽器疏水立管,另一部分蒸汽会进入 12 号给水泵汽轮机的蒸汽室(见图 8)与低压蒸汽混合后进入 12 号给水泵汽轮机做功。

随着机组负荷的升高,高压缸排汽压力、温度也升高,内漏的蒸汽量也相应增加,而 12 号给水泵汽轮机高压调门后管道疏水门的开度没有变化,则进入 12 号给水泵汽轮机蒸汽室的高压蒸汽量增加,这部分蒸汽会引起进入 12 号给水泵汽轮机蒸汽气流扰动,造成 12 号给水泵汽轮机轴上的激振力发生变化,首先引发 12 号给水泵汽轮机 1 号轴振增大,再引发 2 号轴振增大。

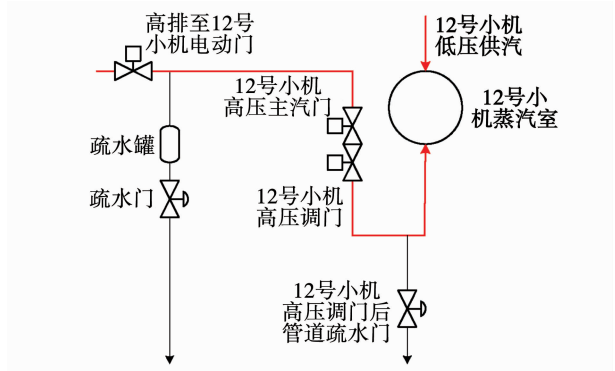


图 8 12 号给水泵汽轮机供汽系统
Fig. 8 Steam supply system destined for the
steam turbine of No. 12 feedwater pump

5.2 对 2 号机 2 台给水泵汽轮机轴振增大的进一步分析

在对 2 号机 2 台给水泵汽轮机轴振增大原因跟踪分析时,发现 2 台给水泵汽轮机的调节级后温度变化是紊乱的,并不是随着进汽温度的变化而变化,这引起了我们的重视。

首先,在 DCS 中查看 2 台给水泵汽轮机的各项参数并无异常(除调节后温度),各阀门的状态显示也都正确,再到就地查看系统,发现 2 台给水泵汽轮机的高压调门后疏水门和调节级后疏水门位置不对。经与机务人员共同核对后,确认 2 台给水泵汽轮机的此 2 只疏水门有误(如图 9 所示),2 台给水泵汽轮机的高压调门后疏水门和调节级后疏水门位

置反了,并且高压调门后疏水门标示为高压调门前疏水门。

根据图示,在 DCS 中看到的高压调门后疏水门为开启状态,而在就地实际为调节级后疏水门开启,即 2 台给水泵汽轮机的高压调门后疏水门实际均在关闭状态。由于此疏水引入凝汽器疏水立管,因此当凝汽器内压力发生变化时,给水泵汽轮机调节级后的疏水量也会发生变化,温度的变化就不会随着进汽温度的变化而变化。

05 月 01 日,2 号机组快速降负荷后,进入 2 台给水泵汽轮机的低压蒸汽压力、温度随负荷的下降而下降,进入给水泵汽轮机的蒸汽流量也随之下降,即进入给水泵汽轮机的低压蒸汽的品质下降,此时凝汽器压力约有 0.2 kPa 的变化,引起给水泵汽轮机调节级后蒸汽流场的变化,造成 2 台给水泵汽轮机轴上的汽流激振力发生变化,首先引发 2 台给水泵汽轮机 2 号轴振增大,再引发 1 号轴振增大。

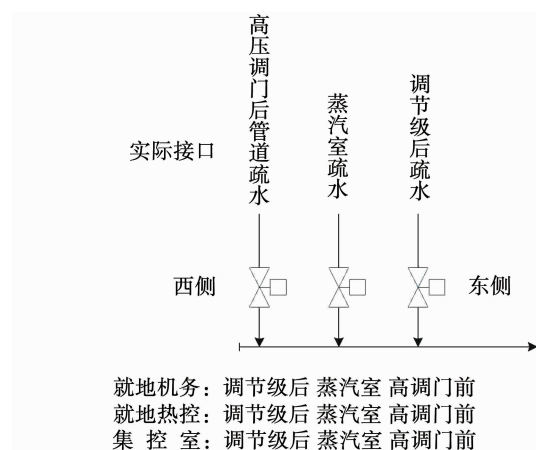


图 9 给水泵汽轮机本体疏水系统

Fig. 9 Steam turbine proper drainage system destined for the feedwater pump

6 结 语

通过对给水泵汽轮机运行参数、现场实际疏水情况的分析,得出以下结论和建议:

(1) 两次事件都是由于给水泵汽轮机轴上的汽流激振力发生变化,而引发轴振的增大;

(2) 给水泵汽轮机本体疏水阀门的实际位置至关重要,一旦出现接口与设计不符,就会影响给水泵汽轮机的安全、稳定运行。国华徐电已将 2 号机组

2 台给水泵汽轮机高压调门后疏水门和调节级后疏水门的位置更正,DCS 操作画面也已更正;

(3) 国华徐电 2 台 1 000 MW 机组现已不再使用给水泵汽轮机的高压汽源,在供管道上加了堵板,彻底隔断(上海吴泾电厂 600 MW 机组的给水泵汽轮机的高压汽源也已隔断,也是上汽厂的给水泵汽轮机);

(4) 上汽给水泵汽轮机轴承座上未配置振动测量装置,建议利用检修机会在给水泵汽轮机及汽动给水泵各轴承座上安装一组振动测量装置,便于正常运行中振动参数的监视和分析;

(5) 机组正常运行过程中,注意监视给水泵汽轮机运行参数,特别是油质和各轴承的油压、油温^[4],使这些参数在正常范围内,发现振动异常增大,应及时开启相关疏水,降低机组负荷。

参考文献:

- [1] 翁志刚,韩庆林,王 宇,等. 汽轮发电机组的振动特征及原因分析[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版),2005,23(2):288-293.
WENG Zhi-gang, HAN Qing-lin, WANG Yu, et al. Vibration characteristics and analysis of the causes of a steam turbine unit[J]. Journal of Jiamusi University (Natural Science Edition), 2005, 23(2):288-293.
- [2] 陆颂元,邓陈斌. 320 MW 超临界压力机组轴系非稳定振动试验及分析[J]. 中国电力,2000,33(11):25-29.
LU Song-yuan, DENG Chen-bin. Non-steady vibration test and analysis of the shafting system of a 320 MW supercritical pressure unit[J]. China Electric Power, 2000, 33(11):25-29.
- [3] 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 steam vibration excitation problems of a supercritical pressure steam turbine and their countermeasures[J]. China Electric Power, 2002, 35(12):1-6.
- [4] 杨慧超. 给水泵汽轮机振动故障的分析处理[J]. 浙江电力,2001,3:67-68.
YANG Hui-chao. Analysis and disposal of the vibration-caused faults of the steam turbine for a feedwater pump[J]. Zhejiang Electric Power, 2001, 3:67-68.
- [5] 严韶华. 给水泵汽轮机振动突变的原因分析及处理[J]. 电力安全技术,2007,9(11):12-13.
YAN Shao-hua. Analysis of the causes and disposal of an abrupt change in vibration of the steam turbine of a feedwater pump[J]. Electric Power Safety Technology, 2007, 9(11):12-13.

(刘 瑶 编辑)

bustion efficiency. The research results have been applied in the commissioning work of the foregoing unit and the test run processes were simplified to a certain extent, thus making the work load lessened and an even richer and intuitive test results obtained. **Key words:** supercritical boiler, cold-state aerodynamic field test, numerical simulation

1 000 MW 超超临界机组给水泵汽轮机轴振增大原因分析与探讨 = Analysis and Exploratory Study of the Causes for an Increase in the Vibration of the Shaft of a 1000 Ultra-supercritical Unit Feedwater Pump Steam Turbine [刊, 汉] / ZHANG Xiu-feng, YONG Gan, HONG Ding-hua (Shenhua Guohua Xuzhou Power Generation Co. Ltd. , Xuzhou, , China, Post Code: 221166) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(9) . - 119 ~ 124

In the light of the problem that an increase in the vibration occurs to a feedwater pump steam turbine equipped in a 1000 MW ultra-supercritical unit during its normal operation, an analysis and exploratory study of the steam flow excitation, oil whipping, unbalance of the rotor in mass, rubbing between the rotor and stator and faults in the measurement elements etc. possibly causing an increase in the vibration were performed and an on-line inspection and measurement of the vibration of the feedwater pump steam turbine and the feedwater pump itself were also conducted through using test instruments, therefore providing an underlying basis for correctly judging the causes for an increase in the vibration. In combination with the actual conditions of the feedwater pump steam turbine and the feedwater pump undergone an increase in the vibration, phenomena of the faults and the installation of the equipment items on the spot, a further analysis and study of the causes were carried out. A series of prevention and improvement measures were proposed, including the inspection of the locations of the water drain valves in the feedwater pump steam turbine, thorough isolation of the high pressure steam sources and installation of vibration measuring devices on the pedestals of the bearings. Finally, the root causes of the problem were identified and the problem of an increase in the vibration of the feedwater pump steam turbine was successfully solved, thus offering reference for all persons concerned. **Key words:** 1000 MW ultra-supercritical unit, feedwater pump, steam turbine, bearing, vibration

ZGM 型中速磨煤机堵塞故障的分析与预测 = Analysis and Prediction of the Jam of ZGM Medium-speed Coal Pulverizer [刊, 汉] Zhang Jing-zheng, (Guangzhou Hengyun Enterprises Holdings Limited, guangdong, guangzhou, China, Post Code 510730) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(9) . - 125 ~ 128

Abstract: Based on ZGM-95N medium-speed Coal Pulverizer an example used by 330 MW unit, in the normal working condition and working condition of the clogging of the import export wind pressure, wind pressure and the two corresponding relations has carried on the comparative analysis. Results show that the ratio about export and import wind pressure between 0.4 ~ 0.6 is normal operation condition, the value is less than 0.4, the Coal Pulverizer beginning to clog. The ratio about export and import wind pressure is better than the export wind pressure and the difference of import wind pressure and export wind pressure about the jam condition of Coal Pulverizer. **Key words:** medium-speed Coal Pulverizer, Jam, Predict