

汽轮机发电机轴振分析及处理研究

朱伟¹, 周晟阳², 管凤羽³, 徐若钦³(1. 包头东华热电有限公司, 内蒙古 包头 014000; 2. 华电电力科学研究院有限公司, 浙江 杭州 310000;
3. 国电南自维美德自动化有限公司, 江苏 南京 210000)

摘要: 汽轮机发电机的轴振为机组可靠性和安全性埋下巨大隐患, 降低振动值具有重大意义。本文对WX发电机轴振问题展开系统性研究: 首先介绍设备情况及轴系结构, 然后描述初始振动情况及其分析。基于此, 制定降低振动的方案, 并将降振结果在文中展示。实验结果表明, 文中所提出的方案对于降低WX发电机轴振有着良好的效果, 可作为该方面问题的一种有效解决措施。

关键词: 汽轮机; 发电机; 轴振

中图分类号: TM623 **文献标识码:** A **文章编号:** 1002-6339(2023)03-0244-04

Analysis and Treatment of Shaft Vibration of Steam Turbine Generator

ZHU Wei¹, ZHOU Sheng-yang², GUAN Feng-yu³, XU Ruo-qin³(1. Baotou Donghua Thermal Power Co., Ltd., Baotou 014000, China;
2. Huadian Electric Power Research Institute Co., Ltd., Hangzhou 310000, China;
3. Guodian Nanziwei Meide Automation Co., Ltd., Nanjing 210000, China)

Abstract: The shaft vibration of steam turbine generator has buried huge hidden dangers for the reliability and safety of the unit, and it is of great significance to reduce the vibration value. In this paper, the problem of shaft vibration of WX generator is systematically studied. Firstly, the equipment and shafting structure are introduced, and then the initial vibration and its analysis are described. Based on this, the vibration reduction scheme is formulated and the vibration reduction results are shown in the text. The experimental results show that the proposed scheme has a good effect on reducing the shaft vibration of WX generator and can be used as an effective solution to this problem.

Key words: turbine; generator; shaft vibration

0 引言

火力发电是我国电能的主要来源, 其安全性和可靠性必须重视。汽轮机的发电机组轴振动会对发电机组的正常运行带来极大的危害。安全性方面,

可能会导致部件损坏甚至是机组瘫痪, 同时也会威胁到火电工人的生命安全。可靠性方面, 则会影响火电出力进而导致电网稳定性, 对社会用电稳定有着极大的隐患。因而针对轴振的分析及解决措施的意义重大。

目前, 汽轮机发电机振动的相关研究较为丰富。王博^[1]从机组的高压缸及相关联部件热力特性出发, 应用反向与正向推理, 分析了某热电厂#1机组#2瓦轴振大的原因, 并提出了消振措施。王凤良

收稿日期 2023-03-15 修订稿日期 2023-04-10

作者简介: 朱伟(1988~), 男, 大学本科, 工程师, 主要从事发电企业热控专业管理工作。

等^[2]针对某电厂 300 MW 机组轴承处轴振在发生跳变的故障,阐述该机组额定转速以及启动过程下各测点的振动数据及振动特征,并确定了导致机组轴振跳变的原因并分析了碰摩运动的非线性动力学机理。王俊琴等^[3]对汽轮机的相对轴振的异常波动进行分析及处理。张沈彬等^[4]汽轮发电机轴振进行准确性分析。李录平等^[5]根据测试情况对出现异常振动原因进行了分析,认为国产 300 MW 汽轮发电机启动过程中的异常振动是由密封瓦与转子径向碰磨引起,并提出了控制措施。赵博等^[6]针对 2 台 25 MW 空冷型发电机的不稳定振动问题,利用电厂仪表记录的有限数据,基于此类型机组轴系振动特征,结合现场振动测试结果,对初始质量不平衡、油膜涡动和热敏性问题的复合振动故障进行了诊断和处理。研究成果可为类似机组的振动故障诊断及处理提供借鉴^[7-10]。结合实际机组的轴振进行分析,并提出了降低轴振值的可行方法。

尽管如此,针对 WX 型发电机的轴振研究尚未获得系统性的完善。本文将基于 WX 型发电机的设备概况,分析轴振情况及其原因,提出降低轴振的方案。最后文章将展示降振处理的效果。

1 设备概况

1.1 发电机型号概况

WX 型发电机由济南发电设备厂制造,为隐极式同步发电机,由汽轮机驱动,冷却介质为空气,为确保兼顾冷却效率与安全,采用直接冷却法和表面冷却法相结合。该方法不仅性能良好,而且发电机起机、发电机停机简单便捷,较常规的氢冷发电机有更低的维护费用及运行成本。设备参数如表 1。

表 1 发电机设备参数

型号	WX23Z-109	额定电压	18 kV
额定功率	220 MW	额定频率	50 Hz
额定转速	3 000 r/min	转子长度	11.26 m
转子重量	63 t		

1.2 汽轮机发电机轴系情况

电厂#1 机组汽轮机 CZK200-12.75/535/535/0.981,是为哈尔滨汽轮机有限责任公司生产的超高压、双缸双排汽、一次调整、一次中间再热、直接空冷的抽汽式汽轮机。汽轮发电机组轴系各设计临界转速值见表 2。

表 2 汽轮机发电机组轴系设计临界转速

序号	轴段	轴系临界转速/(r·min ⁻¹)
1	高中压转子	1 514
2	低压转子	1 618
3	发电机转子	860/2 298

机组轴系主要由高中压转子、低压转子、发电机转子组成,均由刚性靠背轮连接;高中压转子和低压转子均为无中心孔整锻转子结构,分别由 2 个轴承支承;前、中、后轴承均为落地轴承,#1~4 瓦为椭圆瓦支持轴承,推力瓦为米歇尔支持轴承,发电机两个支撑瓦均为独立支撑。轴系结构和支撑状况如图 1 所示。机组在线 TSI 监视系统为艾默生公司提供的 MMS-6500 系统,配置了#1~6 瓦轴振、瓦振测点。

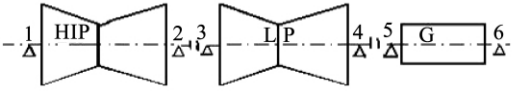


图 1 轴系结构示意图

2 机组发电机振动测试分析

2.1 机组启动带负荷振动情况

机组启动升速过程中各瓦过临界振动较小,临界转速区域振动不明显。机组带负荷后,通过本特利系统测取机组 TIS 缓冲输出振动数据如表 3 所示。

表 3 机组启动带负荷过程振动数据

工况	方向	#1	#2	#3	#4	#5	#6
50MW 通频	X	54	61	42	42	76	84
	Y	75	49	43	26	48	55
	⊥	3	3	5	8	23	30
100 MW 通频	X	62	69	63	58	109	92
	Y	75	43	65	51	80	63
	⊥	6	4	9	12	25	39
100 MW 基频/相位	X	16∠300	46∠156	53∠186	53∠276	95∠192	71∠117
	Y	33∠58	16∠273	54∠333	42∠44	69∠309	39∠292
	⊥	4∠139	3∠116	7∠130	11∠119	18∠28	37∠329
200 MW 通频	X	49	65	53	54	124	113
	Y	68	31	58	46	96	68
	⊥	9	6	9	15	29	52
200 MW 基频/相位	X	24∠329	52∠150	48∠172	51∠266	115∠179	96∠108
	Y	44∠69	20∠274	50∠323	44∠35	93∠292	54∠292
	⊥	4∠130	2∠104	7∠131	10∠103	22∠349	49∠324

注: 振动幅值/相位,单位为 μm∠°。

可以看出,发电机两侧#5 瓦、#6 瓦处振动较大,对该机组振动问题进行分析诊断如下:

(1) 5/6 瓦振动以基频为主,基频相位接近同相,由此可诊断为发电机转子相比空负荷时出现了一定的热不平衡量;

(2) 进一步调取 DCS 中负荷、励磁电流、发电机出风温度(励端)、发电机出风温度(汽端)、#5 瓦和#6 瓦处振动,发现#5、#6 瓦振动随负荷、励磁电流变

化而发生正相关的变化,变化过程中振动变化滞后于负荷、励磁电流变化约 20 min,变化趋势的可逆性较好,且存在发电机励磁端出风温度较发电机汽端出风温度大 3~6℃,其中机组负荷 200 MW 时,温度差值近 6℃,而该机组大修前运行过程中该温度差值小于 1℃,认为发电机转子在带负荷过程中存在一定热不平衡,造成热不平衡的原因主要为发电机转子冷却不均,暂时不能够排除其他原因造成的热弯,须首先处理发电机转子冷却不均的问题,然后再根据情况进一步分析判断。

2.2 转子热弯曲诊断试验

机组变负荷时励磁电流通常也跟随变化,为排查发电机转子热弯曲的可能性,进行了变励磁电流试验,机组维持负荷(100 MW)、真空、冷风温度不变,将励磁电流从 646 A 增大到 900 A 并保持 30 min,各瓦振动变化情况见表 4。调取 DCS 历史记录,观察发电机两端 5/6 瓦轴振随功率、转子电流变化,发现单独改变励磁电流并维持 30 min,发电机转子两端振动基本不变,发电机转子热弯曲的可能性较小。

表 4 变励磁过程振动数据

无功/ MVar	励磁电 流/A	方向	#1	#2	#3	#4	#5	#6
7	646	X	40	57	55	53	104	83
		Y	54	27	59	44	72	59
		⊥	8	5	8	13	24	40
74	900	X	41	58	55	52	103	84
		Y	54	28	58	44	74	60
		⊥	9	6	11	15	26	41

注:振动值单位为 μm。

2.3 机组滑停振动试验

机组带负荷滑停过程中各瓦振动数据见表 5,从机组滑参数停机过程可以看到:

表 5 机组带负荷滑停过程中各瓦振动数据

工况	方向	#1	#2	#3	#4	#5	#6
200 MW 通频	X	72	73	57	60	135	129
	Y	74	41	68	55	92	74
	⊥	8	5	11	10	36	57
200 MW 基频/相位	X	24∠335	52∠150	49∠166	55∠267	119∠176	106∠114
	Y	33∠72	15∠259	57∠317	47∠37	78∠295	54∠286
	⊥	5∠157	2∠N	7∠154	7∠123	26∠17	54∠330
35 MW 通频	X	71	69	41	48	115	101
	Y	78	46	44	45	72	56
	⊥	4	1	9	6	29	43
35 MW 基频/相位	X	23∠338	53∠139	33∠172	44∠268	103∠189	79∠126
	Y	35∠77	25∠251	33∠331	38∠37	61∠309	35∠288
	⊥	3∠175	1∠N	7∠163	4∠142	21∠50	40∠339

注:振动幅值/相位单位为 μm∠°;当基频幅值过小以致相位无法准确计算时则相位显示为 N。

(1) 机组 5/6 瓦振动随负荷降低而降低,5/6 瓦振动变化主要为基频振幅的变化,轴振基频相位变化约 10~15 度;

(2) 相比与机组带 200 MW 时 5/6 瓦振动有所增加,相位变化较小。

2.4 机组#6 瓦瓦振测试试验

开展机组#6 瓦瓦振测试试验如表 6 所示,可发现 6 瓦瓦振偏大,且底座和台板振动偏大且存在差别振动。

表 6 6 瓦附近瓦振数据

负荷/MW	部位	方向	左中分面		正上方	右中分面		
			前	后		前	后	
100 MW	轴瓦	—	58	60	—	53	55	
		⊥	30	30	40	26	47	
		⊙	30	—	30			
	轴瓦底座	—	24	24	—	21	22	
		⊥	25	25	—	34	50	
	台板	—	15	15	—	12	12	
		⊥	28	30	/	30	30	
	200 MW	轴瓦	—	80	85	/	78	80
			⊥	35	40	45	60	80
⊙			31	—	35			
轴瓦底座		—	31	32	—	30	30	
		⊥	30	30	—	60	76	
台板		—	30	30	—	30	30	
		⊥	35	35	—	60	80	

2.5 机组振动分析结论

结合上述试验分析,得出机组振动故障诊断结论如下:

(1) 5/6 瓦轴振、瓦振的波动趋势与负荷增大、降低的趋势基本一致,波动分量主要为基频,基频相位变化量小。

(2) 振动随负荷变化的可逆性较好,即负荷下降后,振动也基本回落到初始值;依据 5/6 瓦振动的相位关系和该振动与负荷变化的密切关联,且通过机组进行变励磁试验确认振动爬升与励磁电流关联性不明显,分析认为发电机转子热弯曲的可能性较小。

(3) 分析认为低发联轴器存在对中不良或紧力不足的情况,负荷变化时扭矩改变,联轴器状态发生变化,引起相邻瓦尤其是发电机转子振动变化。建议今后利用合适检修机会,对该联轴器重新找中,使联轴器状态符合规定要求。

(4) 6 瓦水平瓦振相对轴振而言偏大,底座和台板振动偏大且存在差别振动,均表明 6 瓦动刚度差。可能有如下原因: 轴承本身结构刚性较差; 轴承安装偏差大、中分面接触面积小或有间隙及连接螺栓松动; 底座与台板或台板与基础间连接松动; 二次灌浆不好等。

3 降低轴振措施以及措施效果

3.1 降振措施

通过上述振动故障分析诊断,带负荷后发电机转子振动随负荷增大而爬升,分析认为主要原因为低发联轴器不对中; 6 瓦瓦振大主要原因应为 6 瓦刚度不足引起,为此开展如下降振措施:

(1) 停机后复核 6 瓦的紧力、间隙、螺栓连接情况; 视工期安排考虑可否检查底座与台板、台板与基础的接触情况、螺栓连接情况,并对 6 瓦进行加固,检修处理后,若未能达到预期效果,可视情况尝试在 6 瓦附近进行精细动平衡辅助处理;

(2) 停机后视工期情况,检查联轴器连接状态,对该联轴器重新找中,使联轴器状态符合规定要求;

(3) 机组 TSI 键相在启动和惰走过程不能采集到,在定速 3 000 r/min 后可以采集到,核查机组 TSI 键相信号问题,并对机组轴振测量系统屏蔽情况进行核查;

(4) 在轴承安装时应严格注意轴颈和轴瓦的顶部间隙和两侧间隙,如果过小则在工作中会因为发热过度而发生故障,引发事故; 如果过大则会加剧机组振动的不稳定,同时噪音过大; 此外轴承的比压和载荷也会影响到稳定性,应适当增加,同时轴瓦等接触面也需进行修刮,以降低其粗糙度;

(5) 在轴系安装时,首先要确立基准,并在此基础上寻找整个机组的轴系中心,测定合理距离并考虑测量误差带,安装相关配件。

3.2 降振工作效果

在机组 C 修期间,实施上述降振措施,对#5、#6 轴承座和基础进行了详尽的检查和处理,对低压转子与发电机转子的连接情况进行了详尽的检查和处理。机组启动及带负荷,各轴承处振动数据如表 7 所示,#6 轴承座就地振动情况如表 8 所示。

通过降振处理后,通过试验可发现取得效果如下:

(1) 机组修后启动过程中,转子各轴承处过临界振动情况良好; 机组定速 3 000 r/min 后,转子各轴承处轴振和瓦振(以基频为主)均较好,处于国标

所述 A 区域内; 机组带负荷 160 MW 后,5X 轴振(以基频为主)为 95 μm ,转子其它各轴承处轴振和瓦振(以基频为主)均处于国标所述 A 区域内;

表 7 降振后机组启动及带负荷过程各瓦振动数据

工况	方向	通频/ μm					
		#1	#2	#3	#4	#5	#6
3 000 r/min	X	36	47	66	62	71	64
	Y	51	38	70	37	32	48
	$\perp$	6	4	10	13	15	23
8 MW	X	32	49	65	68	75	43
	Y	47	36	67	40	34	48
	$\perp$	6	5	10	14	13	23
160 MW	X	38	50	50	58	95	69
	Y	61	36	64	37	53	64
	$\perp$	8	6	8	10	14	29

表 8 #6 轴承座就地振动情况

负荷/MW	部位	方向	左中分面		正上方	右中分面	
			前	后		前	后
140 MW(从发电机向汽轮机看)	轴瓦	-	29	27	—	27	28
		$\perp$	20	21	—	21	22
		$\odot$	120		192	115	
	轴承底座	-	<10	<10	—	<10	<10
		$\perp$	17	38	—	32	6
		$\odot$	60		—	47	
	台板	-	<10	<10	—	<10	<10
		$\perp$	<10	<10	—	<10	<10

(2) 对比本次检修前后机组振动情况看,带大负荷工况下机组振动情况有一定改善,说明处理达到了预期效果;

(3) 机组启动带负荷过程中,在负荷由 120 MW 升至 140 MW 过程中,#3、#4 轴承轴振降低 10 ~ 20 μm ,#5、#6 轴承轴振升高 20 ~ 30 μm ,瓦振变化不明显,主要为基频振动成分变化,振动幅度有所降低,振动变化前后相对稳定,无不可控振动变化情况;

(4) 机组#6 轴承座底部四角垂直振动存在一定偏差振动(偏差 20 μm 左右),四个角位置台板振动很小(小于 10 μm),可能与地脚螺栓紧力、轴承座基础与台板接触有一定关系,建议待合适机会根据情况进行复查;

(5) 建议后续进一步对机组振动情况进行监测记录,观察满负荷及长期带负荷工况下振动情况。

(下转第 266 页)

neering, 2019(152) : 551 – 558.

[9] Zhang S P, Shen G Q, An L S. Online Monitoring of Furnace Exit Gas Temperature in Power plants [J]. Applied Thermal Engineering, 2019(147) : 917 – 926.

[10] Guo M, Yan Y. Temperature Measurement of Stored Biomass Using Low – frequency Acoustic Waves and Correlation

Signal Processing Techniques [J]. Fuel. 2018, 227: 89 – 98.

[11] 朱超, 屈晓旭, 姜景艺. 基于广义互相关的时延估计算法研究 [J]. 通信技术, 2018, 51(5) : 1030 – 1035.

[12] 杨康. 基于特征量匹配的炉膛三维温度场重建研究 [D]. 南京: 东南大学, 2016.

(上接第 247 页)

4 结论

本文针对 WX 型发电机轴振问题进行研究, 分别开展了机组启动带负荷试验、转子热弯曲诊断试验、带负荷滑停试验, 根据试验结果得出以下结论:

(1) 发现带负荷后发电机转子振动随负荷增大而爬升, 诊断故障主要原因为低发联轴器存在对中不良或紧力不足的情况, 负荷变化时扭矩改变, 联轴器状态发生变化, 引起相邻瓦尤其是发电机转子振动变化;

(2) 6 瓦水平瓦振相对轴振而言偏大, 底座和台板振动偏大且存在差别振动, 表明 6 瓦动刚度不足;

(3) 基于诊断结果, 通过制定和实施机组降振方案, 机组修后启动过程中, 转子各轴承处过临界振动情况良好; 机组定速 3 000 r/min 后, 转子各轴承处轴振和瓦振(以基频为主)均较好, 处于国标所述 A 区域内; 机组带负荷 160 MW 后, 5X 轴振(以基频为主)为 95 μm , 转子其它各轴承处轴振和瓦振(以基频为主)均处于国标所述 A 区域内, 验证了故障诊断结论以及降振措施的有效性。

参考文献

[1] 王博. 200MW 汽轮发电机组#2 瓦轴振大浅析 [J]. 科技资讯, 2013, 356(35) : 110.

[2] 王凤良, 府冬明, 崔英龙, 等. 300MW 汽轮发电机组轴振跳变分析及处理 [J]. 汽轮机技术, 2013, 55(4) : 279 – 281, 284.

[3] 王俊琴, 张文龙. 对汽轮发电机组相对轴振异常波动的分析与处理 [J]. 山西电力, 2006(5) : 23 – 24.

[4] 张沈彬, 刘军强. 汽轮发电机组相对轴振值的准确性分析 [J]. 内蒙古电力技术, 2005(4) : 38 – 39, 48.

[5] 李录平, 晋风华, 游立元, 吴家祥, 唐月清. 汽轮发电机组启动过程振动故障诊断与处理措施 [J]. 热力发电, 2006(11) : 37 – 41, 76.

[6] 赵博, 潘渤, 姜广政, 葛祥, 王延博. 汽轮发电机组不稳定振动诊断及处理 [J]. 热力透平, 2020, 49(4) : 318 – 322.

[7] 何新荣, 谭锐, 郭嘉, 傅行军, 杨文正, 薛海. 上汽 1000MW 二次再热超超临界机组轴系振动问题研究 [J]. 电站系统工程, 2020, 36(4) : 55 – 57.

[8] 郭境忠. 600MW 发电机组集电环小轴轴振问题分析和处理 [C] // 福建省电机工程学会 2018 年学术年会获奖论文集. , 2018: 427 – 429.

[9] 冯光灿. 控制 350MW 超临界汽轮发电机组轴振安装工艺措施 [J]. 科技促进发展, 2011(S1) : 143 – 145, 149.

[10] 付晨光. 12MW 汽轮发电机组轴系振动原因分析 [J]. 天津科技, 2008(5) : 15 – 16.