

600MW汽轮机过临界时振动大原因分析及处理

路景春

（江苏国信扬州发电有限责任公司，江苏 扬州 225131）

摘 要：针对公司600 MW亚临界汽轮发电机组#3轴承过临界时振动偏大的现象，通过对该轴承的振动测试和数据分析，确认#3轴承载荷轻和中压转子不平衡是造成振动偏大的主要原因，提出了在中压缸转子两侧添加动平衡块的处理方案，经2次平衡加重，最终使中压转子的振动下降到预期目标值，满足机组运行要求。

关键词：汽轮发电机；振动；动平衡

0 引言

扬州第二发电有限公司#2 机组为美国西屋公司生产的亚临界、一次中间再热、高中压分缸、双背压、四缸四排汽、反动式为主凝汽式机组，汽轮机型号为 TC4F-980，发电机为水氢氢发电机，型号为 S-93P2234，采用自并励静态励磁方式，励磁机型号为 THAR-741000-3000-2-20000。汽轮机为 8 支承，采用可倾瓦轴承；发电机和励磁机为 3 支承，采用椭圆瓦轴承。整个轴系支承如图 1 所示。该机于 1998 年投入商业运行，已经过两次大修，2013 年 4 月是该机组第三次大修。

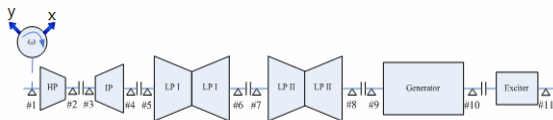


图 1 轴系支承简图

1 机组振动的异常情况

本次大修前#3轴瓦的振动基本正常,过临界时的振动通常在180um以下。在本次大修中，高中压转子采用喷丸处理清除叶片结垢，以及更换了汽封和调整了汽封间隙。检修中，复测各转子对中情况，除高、中压转子偏离设计值外，其余均在合格范围内。鉴于停机前轴系中各轴承的轴振和瓦振均优良，故检修中未对高、中压转子的对中作处理。

机组于2013年6月启动，发现#3轴承的瓦温比修前明显减小，但过临界时的振动比修前明显增大，X、Y方向轴振最大时超过300um。机组并网带负荷后，振动虽大幅下降，但仍在80-100um范围内波动。

过临界时轴振超过300 um，不仅是安全隐患，而且还有可能引起汽封磨损，汽封齿尖钝化和间隙增大，造成漏汽增多，机组运行经济性下降。由于并网后#3轴承的振动还算稳定，鉴于机组热态时在中压转子上添加动平衡块存在实际困难，故振动未作处理继续运行，待机组下次检修时再作处理。

2014年4月30日在#2机组C修停机前，对机组的振动进行了全面测试，表1给出了#3轴承不同负荷和不同转速下的轴振幅值与相位，图2给出了#3轴承停机惰走时的轴振波特图^[1]。

表 1 #3 轴承工频振动数据单位：um/°

项目	3X	3Y
高负荷	71/204	88/103
3000rpm	33/232	40/116
1730rpm	194/113	262/14
1626rpm	172/236	262/341

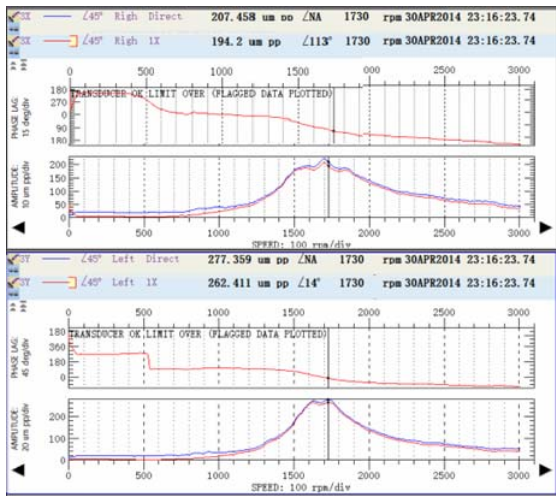


图 2 #3 轴承停机惰走时的轴振波特图

停机前#3 轴承振动测试数据显示：
(1) 带负荷运行和惰走过临界时，振动均以工

频成分为主，具有强迫振动的特征^[2]；

(2) 振动有一定不稳定性，幅值随负荷增大，但相位变化不大。

2 振动的原因分析

汽轮机转子振动的起因复杂，原因众多，但归纳起来有汽轮机设计与制造、运行调整及机组检修等3个主要方面。由于#2机组大修前#3轴承的振动并不大，因此可排除设计与制造方面的因素。本次大修中，汽轮机进行了汽封改造，且按优化方案调整了汽封间隙，但发电部为此制定了详细的启动操控措施，严格控制机组的差胀、轴承的润滑油温、轴封蒸汽的温度、低压缸的排汽温度及凝汽器的真空等，启动过程中没有出现振动随时间的异常变化，因此可排除运行因素造成#3轴承振动过临界时增大的可能性。下面结合启动监测数据，从检修方面分析振动产生的原因。

2.1 轴瓦的接触情况

本次大修汽轮机轴瓦未发现问题，相邻的#2、#3、#4瓦的接触面基本符合要求，检修后的轴瓦间隙与紧力也符合要求，故可排除轴瓦本身造成的振动。

2.2 叶片结垢

本次大修对高、中压转子采用喷丸处理，清除叶片表面结垢和氧化层。叶片喷丸除垢，有可能引起转子质量不平衡。振动现场测试显示，无论是过临界时，还是 3000rpm 定速后，#3 轴承的轴振均以基频分量为主，由此推断，过临界时振动偏大的原因可能是中压转子存在质量不平衡，疑与叶片喷丸除垢有关。

2.3 转子中心调整

本次解体后测量高中压转子的中心数据与原制造厂的设计标准有偏差（表 2），考虑到修前转子振动并不大，故检修时未作过度调整，仅对中心进行微调，本次启动后，正常运行时#3 轴承的瓦温约 65℃，比修前降低近 10℃，而其相邻的#2 轴承的瓦温大于 80℃，比修前提高，显示#2 轴承的载荷变重、#3 轴承的载荷变轻。

对西屋公司 TC4F-980 型汽轮机，中压缸采用双分流，#2 轴承侧的高压缸进汽端的温度远高于#3 轴承侧的中压缸排汽端。因此，在高、中压转子冷态对中时，高压转子应低于中压转子，预留出#2、#3 轴承座热态时的膨胀差，均衡#2、#3 轴承的载荷

分布。机组经 15 年运行，检修时检测到高、中压转子的对中出現高压转子高于中压转子的逆变，可能与#2 轴承座因温度较高，产生热塑性变形有关。大修后#3 轴承的瓦块温度明显减小，表明检修中对中测量是正确的。#3 轴承载荷减轻，降低了瓦块对轴颈的约束力，因而使轴振增大，特别在过临界的高灵敏情况下。

另一方面，对喷嘴配汽机组，在顺序阀控制方式下，调节级部分进汽，第 3 个调门开启的中、高负荷时，调节级动叶上产生向上的不平衡汽流，降低了高压转子轴承的载荷，与高压转子紧邻的#3 轴承受其影响，轴承载荷随机组负荷增大进一步减小，因而导致轴振随负荷增大。

表 2 高中压转子中心测量数据

位置	检修实际测量	原制造厂设计值
中心	高压转子高于中压转子	高压转子低于中压转子
	0.08mm	0.05±0.05mm
圆周	上张口 0.03mm	下张口 0.076±0.05mm

2.4 转子动静碰磨

本次检修对高中压转子的汽封进行改造，高、中压缸除外轴封汽压较低部分采用蜂窝汽封，高压缸隔板阻汽片及调节级喷嘴处的阻汽片重新拨齿镶齿外，其余均采用布莱登汽封，本次汽封间隙均按照厂家要求进行调整，多数汽封间隙减小。在机组启动过程中，高、中压转子的振动较为稳定，几乎不随时间变化，可以排除由于汽封间隙偏小造成碰磨引起的振动。

3 处理措施

3.1 高、中压转子中心调整

由表 2 已知，高、中压转子的对中，设计要求高压转子低于中压转子 0.05mm，但实测高压转子高于中压转子 0.08mm，两者偏差的绝对值 0.13mm。如果将#2 轴承按设计要求降低 0.13mm，对高压缸的汽封间隙将会产生影响。如果从均衡#2、#3 轴承的载荷方面考虑，为尽可能减小标高调整对高、中压缸汽封间隙的影响，可采取降低#2 轴承、抬高#3 轴承双重调整，但工作量较大。为便于机组 C 修工作安排，决定本次检修调整#2 轴承下部的垫片，将#2 轴承中心标高向下调整 0.08mm，使之接近制造厂的设计要求值。

3.2 中压转子质量不平衡处理

#2机组大修之后，中压缸#3瓦过临界振动值偏大，过临界时轴振最大值超过300um，严重影响机组的启、停机安全。结合检修情况与测得的数据分析，主要是中压转子存在质量不平衡，由一阶不平衡分量引起的强迫振动，需要对中压转子进行动平衡处理^[3]。

由于该机组为投运以来首次进行现场动平衡处理，并不知道中压转子两端加重平面的振动影响系数，加上机组启动后现场温度较高，不易第二次调整加重。从测试数据来看，#3 轴承 3000rpm 及带负荷时振动值也较大，因此，第一次调整侧重于消除过临界时振动偏大问题。2014 年 5 月，利用#2 机 C 修，基于图 1 所示振动数据，估计中压转子不平衡位置，并基于同类机组振动经验数据，估计中压转子平衡面的振动影响系数，确定在中压转子两端平衡面的 85°处对称加重 815g。

加重后启机，#3 轴承轴振的升速波特图如图 3 所示。#3 轴承的轴振，在升速过临界时最大值下降至 223um 以下，相位由原 115°变为 310°左右；到 3000rpm 后，各瓦振动数据如下表 3 所示^[1]。各轴瓦振动值均不超过 76um，振动情况良好，#3 轴承过临界及正常运行时振动数据明显下降。

表 3 第一次加重后轴承轴振 单位：um

3000rpm	1R	2R	3R	4R	5R	6R	7R	8R	9R	10R	11R
X	25	44	62	37	35	75	44	55	30	76	36
Y	24	48	67	41	33	64	44	45	40	74	40

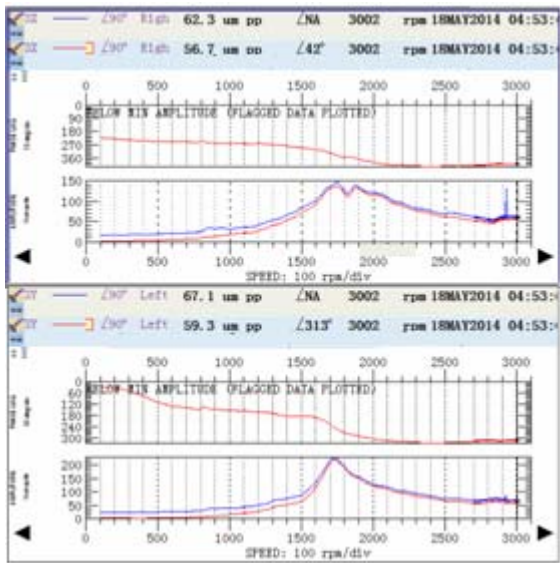


图 3 #3 轴承第一次加重后升速波特图

第一次加重后，#3 轴承的轴振过临界时的相位

变化接近 180°，表明不平衡位置估计基本正确，但加重选取偏大，故过临界时的振动仍然较大。为进一步降低#2 机#3 轴承过临界时振动值，2014 年 9 月，利用#2 机调停机会，对中压转子的平衡进行调整。根据测试数据及第一次动平衡经验，此次在中压转子两侧加对称重量 279g/305°。第二次加重后启机，#3 轴承轴振的升降速波特图图 5 所示^[1]，刚到 3000rpm 时各瓦振动数据列于表 4。从升降速数据来看，#3 轴承轴振过临界时的最大值不到 150um，较第一次平衡有了明显下降，相位变为 15°左右。#3 轴承 3000rpm 时振动值均不超过 44um，比第一次平衡也有下降。

表 4 第二次加重后各轴承的轴振 单位：um

3000rpm	1R	2R	3R	4R	5R	6R	7R	8R	9R	10R	11R
X	19	41	31	44	27	65	46	50	36	73	41
Y	16	37	29	43	30	57	56	42	43	73	46

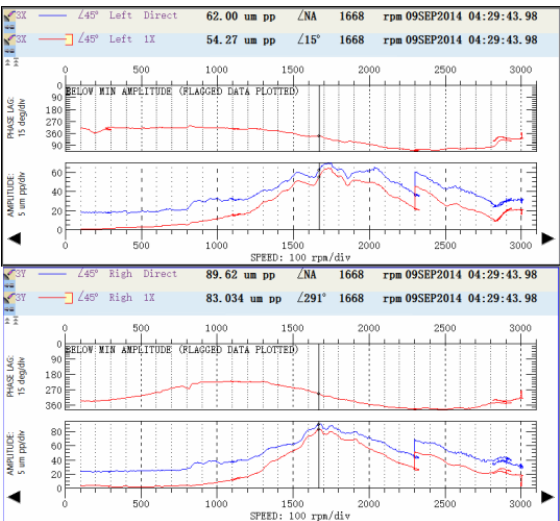


图 5 第二次加重后#3 轴承轴振的升速波特图

4 结论

#2 机#3 轴承过临界时振动过大的分析与处理建议：

- (1) #3 轴承过临界时轴振过大是由中压转子叶片喷丸处理引起转子质量不平衡产生，轴承载荷减小，降低了对轴颈的约束，对不平衡振动起到放大作用。叶片喷丸处理有可能引起转子质量不平衡，应加以重视。
- (2) 机组检修中，应充分重视转子对中测量值的分析，不能简单地用修前振动状态较好，对转子对中偏差不作处理。对温度较高的轴承，长期运行

后轴承座有可能发生热塑性变形，机组检修时更应加以注意。

(3) 对轴系中个别过临界时振动过大，采用调整轴承载荷分配和转子动平衡相结合的处理是有效、合理的。通过在中压转子上两次添加动平衡块，不仅使#3 轴承过临界时的轴振大幅度下降，并且正常运行时的轴振达到优良水平。

参考文献:

- [1] 何小锋.江苏扬州第二发电有限公司#2 机组动平衡后启机振动监测报告[R].2014.
- [2] 陆颂元.汽轮发电机振动[M].北京:中国电力出版社,2000.
- [3] 郭平.汽轮机启动过程中轴瓦振动大的诊断与处理[J].科技创新导报,2009(7).