[汽轮机]

330 MW汽轮机大修后低压转子振动异常原因分析及处理

文/张中正　刘希健
山东中实易通集团有限公司

针对某330 MW汽轮机大修开启后，电气测试期间2号轴承振动异常等故障，经过对电气测试时间和汽轮机起停机阶段中的振动特性及运动参量的解析，判定中压缸膨胀异常导致3号轴承抬高，引起2号轴承支撑脱空是故障的主要因素。调节2号、3号轴承标高并对支承板角弯沉进行补偿后，汽轮机在起动、带负载的工作过程中各轴承振动均正常，在不同载荷下的推力瓦温度均符合要求，为解决同类问题提供了参考。

大型汽轮机的轴承通常是由许多叶轮和轴连接而成，并有许多轴承所支撑的静不定机构。汽轮机发电系统是由转子、轴承及轴承座等基础部件组成的振动体系，转子的负载按固定比例分布，由各轴承担负。当某一轴承或轴承座的尺寸变动时，各轴承的负载也将重新分配，由此引发静压油膜刚性和阻尼系数的变动，进而影响了轴承的振动性能。

机组轴系结构及振动特征

1. 机组结构及振动情况概述

某厂1型机为2012年投入运行的C330/263-16.7/温度系数/0.5/537/537型亚临界、1级中央再加热、高低压分缸、单轴绑扎汽、双抽可调速及凝汽式的汽轮机组。汽轮机轴承主要由高温转子、中压转子、低温转子、汽轮机转子和励磁装置转子等组成，除励磁装置转子以外，每根转子主跨内都有两个轴承支撑，各转子之间通过刚性的轴相连。汽轮机的1号、2号轴承为可倾瓦轴承，3号～9号轴承为圆筒瓦轴承，而推力轴承置于2号、3号轴承之中，工作推力瓦与定位推力瓦各10个。汽轮机高温转子、中压转子和低温转子的初阶临界转速分别为1 880 r/min、1 910 r/min和1 100 r/min。轴承结构如图1所示。

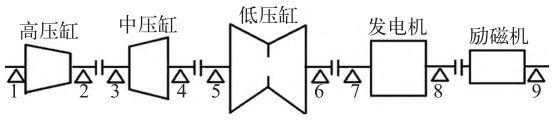

图1　汽轮机轴承结构

该汽轮机于2022年2月大修后首次起动，汽轮机的最高冲车转速约为3 000 r/min。在3 000 r/min以内时1号～3号轴承的振动幅度均不超过76 μm，符合GB/T 11348.2—2012《机械振动　在旋转轴上测量评价机器的振动　第2部分：功率大于50 MW，额定工作转速1 500 r/min、1 800 r/min、3 000 r/min、3 600 r/min陆地安装的汽轮机和发电机》的要求。在3 000 r/min以上时1号～3号轴承振幅见表1。

表1　额定转速3 000 r/min以上时1号～3号轴承振幅

测点	通频振幅/μm	工频振幅/μm	相位（°）
1X	59	48	128
1Y	47	35	149
2X	79	59	301
2Y	76	60	39
3X	33	28	281
3Y	29	25	36

电气测试阶段，2号轴承振动随汽轮机的运转而

爬升。1号及3号轴承的振动有所下降。

在汽轮机进汽阀的严密度测试阶段，当转速下降至1 500 r/min以内时，2号轴承振动基本不随转速的下降而减少；当转速降至1 100 r/min以内时，2X方向的振动仍保持在150 μm以下，与低于临界转速时的振动基本相同。汽轮机在以200 r/min的转速工作时，2号轴承轴径的晃度约为120 μm，比起动前提高了80 ～90 μm，3号轴承轴径的晃度是50 μm，和起动前一样。

盘车后，2号轴承轴径的偏心距离为90 μm，远大于起动前的25 μm，而1号、3号轴承轴径的偏心距离与起动前相同。在盘车进行了12 h后，2号轴承轴径偏心距离始终保持在85 μm以下，盘车电流和前箱的偏心距离也与起动时基本一致。因2号轴承晃度明显超标，所以汽轮机不能顺利起动。

2. 振动特征

1）在汽轮机的电气测试期间，2X方向振幅从74 μm逐渐增加到135 μm的过程中始终以工频运行分量为主，且工频运行相位角稳定，振动的频率中又以基本频率分量居多，低频和倍频的分量很少。

2）当汽轮机进汽阀通过严密性测试并起动后，1号、2号轴承的振幅随转速下降逐渐减少，当转速降到2 100 r/min时，2X方向的振幅降到了45 μm，远远小于在起动期间该转速下的最大振幅。随着转速的不断降低，2X方向振幅迅速上升，在1 580 r/min时达到峰值155 μm，低于在起动过程中过临界转速时的振幅160 μm。1X方向在1 750 r/min时的振幅为80 μm，远低于起动过临界转速时间的100 μm。汽轮机起动、停机1X和2X方向振动Bode图如图2、图3所示。

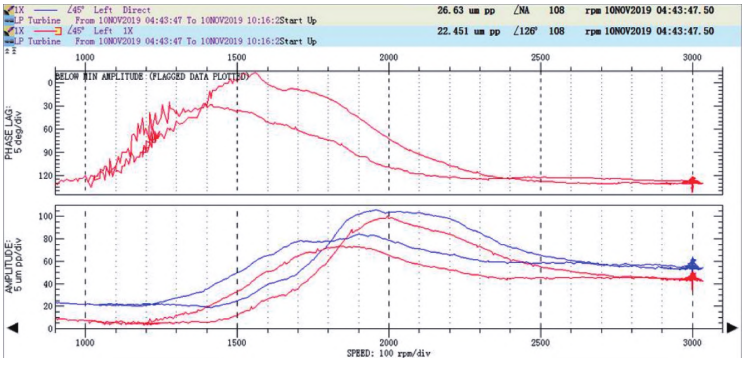

图2　汽轮机起动、停机1X方向振动Bode图

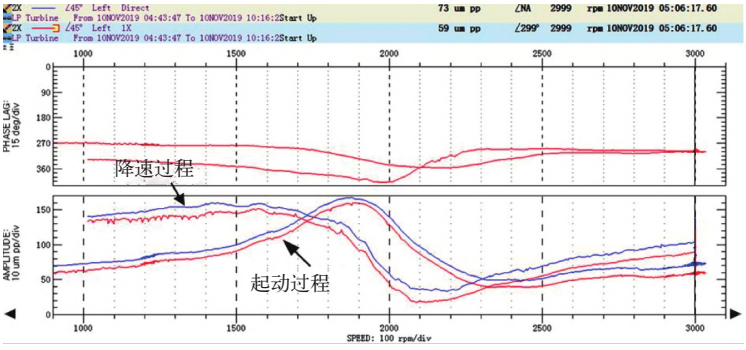

图3　汽轮机起动、停机2X方向振动Bode图

3）在最高转速降至1 580 r/min以内时，2X的晃动性不再随着最高转速的降低而减少，反而始终维持在100 μm以上，在低速时第二功能轴径的晃动明显超标。在转速降低至1 250 r/min时，1X方向摆动的速率仍与起动前的波形大体相符。在较低速时，1号和3号轴承的轴径晃动也与起动时一致。

问题分析

从事故情况可以初步判断故障是由2号轴承的支撑脱空引起的。

1. 支承板角弯沉故障特点

由刚性齿轮联轴器所连接的轴系因轴承尺寸改变而造成的支承板角弯沉故障的特点为：某一个轴

承标高发生变化直接影响轴承承压状态，进而影响轴承间的负载分配情况；此外，某一个轴承与相邻轴承的载荷呈现正负交替的趋势。轴承标高降低导致轴承刚度减小，进而影响轴瓦温度和轴承振动，对机械设备的稳定性和安全性产生潜在的威胁。

1）轴承负载减少引起轴承刚性减小，振幅加大，由于不平衡的情况未改变，基频相位角改变较小。

2）当轴承支撑脱空时，由于跨越间隙变化较大的转子的初阶临界转速大幅降低，并受到相邻转子振型的影响，转子振型也将改变。

3）在轴系不平衡状态下，轴承支撑标高的变化对振动影响明显。特别是在轴承支撑脱空附近存在较大的残余不平衡质量，相当于在该轴承附近添加了一个较大的偏心轮盘，导致轴系的不平衡状态恶化，同时增加轴径晃动的程度。

2. 振动故障诊断

通过对电气测试和减速系统中的振动分析的研究可知，由轴承尺寸差异所引起的支撑机构脱空失效问题有以下几方面。

1）在实际计算中，2 X方向的振幅从74 μm逐步增加到135 μm的过程中都以基频分量为主，而基频相位角的增加也表明了2号轴承压力在逐渐下降。

2）在涡轮减速时，1号轴承的临界转速降到了1 750 r/min，而2号轴承的临界转速降到了1 580 r/min，均大大低于正常工作流程中的高温转子临界转速1 880 r/min。说明当2号支承的板角弯沉时，由于转子用了1号和3号滚动轴承支持，与转动支座间的跨距加大，导致了临界转速降低。

3）在汽轮机停机期间，1号、2号轴承的振动与正常起动时偏离很大，在高温转子临界转速周围，2号轴承的动静碰磨均不大，表明中高压转子振型的剧烈改变是由2号轴承的脱空使中低压转子对高温转子的影响加大而引起的。

在汽轮机起动过程中，当高温转子达到临界转速后，2X方向的振幅为160 μm，表明在高温转子的2号轴承周围具有很大的不均匀质量。在停止后经过很长时间盘车的2号轴承轴径偏心量仍为85 μm，表明在2号轴承周围的高温转子上又增加了一个85 μm偏心量的小轮盘。

运行分析显示，该机组的电气测试中，主、次再电蒸汽参数与之前无异。在电气测试中完成的高压汽缸胀差为12.6 mm，中低压汽缸胀差为5.8 mm。通过与以前的试验数据对比可知，在本次大修起动后，高压汽缸膨胀、胀差均正常，但中低压汽缸胀差却明显偏大，说明中压汽缸膨胀受限。中压汽缸膨胀受限后，将对3号轴承座施加推力，轴承座与台板角之间的摩擦分力与推力差产生力偶，使3号轴承座上抬，并造成2号轴承支承板角的弯沉。

故障处理及效果

1. 支撑脱空故障的处理

处理2号轴承板角弯沉问题可采用如下方法：一是处理中压缸的异常；二是调整2号或3号轴承的标高，对2号轴承板角弯沉加以弥补。因为处理膨胀异常时所需要的压力过大，本次维修工程采用更换2号或3号轴承上的垫片来弥补2号轴承支撑的脱空。

电气测试结束时中压缸缸温为260 ℃，在设备内带压力时，3号轴承高度将随着中压缸的工作温度的升高而升高，并导致2号轴承的板角因弯沉而继续上升，为此，高度调节应超过0.57 mm。若仅调节2号轴承高度，将导致压力轴承转子与静止部位之间的缝隙减少，产生动静碰磨问题并且造成瓦和推力盘扬度误差增大，出现推进瓦的工作温度严重超标、损坏等事故，因此，应同步调节2号、3号轴承高度。因电气测试中2号轴承的板角在弯沉之后，轴承稳定性仍能满足正常工作条件，没有发生动静碰磨问题，所以2号和3号轴承的调整总量均为0.65 mm，即将2号轴承底部垫块升高0.35 mm，将3号轴承底部垫块降低0.30 mm。

2. 故障处理后的振动情况

2号与3号轴承的标高调整完成后，计算轴承座左右两端的膨胀高度以及与柜座之间的间距情况，计算结果见表2。

表2　3号轴承座膨胀及与台板的间隙值（单位：mm）

工 况	时间	左侧轴向	左侧垂向	右侧轴向	右侧垂向
送气封	10:30	0	0	0	0
	12:30	0.37	0.17	0.38	0.18
	14:30	0.61	0.18	0.59	0.18
汽轮机冲转	16:30	0.66	0.21	0.66	0.21
3 000 /（r /min）	18:30	1.26	0.27	1.24	0.29
30 MW负载	20:30	1.87	0.31	1.91	0.31
110 MW负载	次日9:00	2.28	0.35	2.22	0.35

由表2得知，随着中压缸操作温度的扩大，中压缸扩张的范围显然偏小，表明中压缸的扩张范围也已受限。在中压缸推力的影响下，第3轴承座和柜架之间存在较大的间隙。同时，由于调整2号、3号的滚动轴承位置弥补了支承板角弯沉，汽轮机冲车转速可至3 000 r/min以上，且在起动过程中各轴承的振动良好，汽轮机带负载时，2号轴承的振幅一直保持在110 μm之内。

当汽轮机组持续运行半年后，在一定压力下2X方向的振幅在100 μm之内，且振动较少，说明2号轴承仍可以满足一般的运行要求。3号轴承的振动较少，且3X方向的振幅始终在65 μm以内，且间隔0.5～1.5 h才出现15 μm以内的振动，说明中压缸总体的膨胀能力有限，且始终存在着局部的卡涩恢复现象。由于中压缸已有的膨胀能力受阻而未能疏通，因此2号轴承的振幅始终保持在相对高位。运行资料表明，在额定负载下推力轴承的各瓦块作业温度都正常。通过调整2号和3号轴承的标准高度，由轴承的支撑脱空问题而导致的振动异常得以克服。

结束语

1）某电站的330 MW汽轮机在大修起动后，可倾瓦轴承的稳定性尚未能适应正常工作的要求。一旦风力发电设备持续带负载并网，中压缸扩张受限导致的支承板角弯沉值逐步增加，轴承稳定性逐步降低，可倾瓦轴承将出现静压润滑油膜涡流和静水压力润滑油膜振动事故，振动范围急剧扩大。

2）当2号轴承轴颈被抬起后，未发生较大的动静碰磨事故。表明高压缸动静间隙可以适应轴承标高调整的要求。

3）停机过程中高压转子振型改变很大，说明2号轴承的支撑脱空后，中压转子对高温转子振型的影响加大。

4）为弥补推力瓦和推力盘之间的扬度误差，应同步改变2号或3号的轴承尺寸。这是在无法克服中压缸受阻问题时采用的另一种方法。**EA**

（收稿日期：2023-06-05）

参考文献

[1] 王安庆，陈显辉，赖强，等．330 MW机组大流量工业供热改造研究[J]．汽轮机技术，2023，65(1)：71-73．

[2] 栾丛超，曹进辉，程成，等．基于模型预测控制算法的供热机组负荷控制[J]．热力发电，2022，51(10)：114-121．

[3] 米玉鸿，冯林魁，柏建华，等．亚临界热电联产机组耦合吸收式热泵系统热经济性及环境效益分析[J]．热能动力工程，2022，37(4)：94-99．

[4] 沙德生，邹歆，李芊．330 MW汽轮机前箱振动异音分析与处理[J]．汽轮机技术，2022，64(2)：149-152．

[5] 张伟江，高翔，张营，等．汽轮机轴承标高变化引起振动异常原因分析及处理[J]．汽轮机技术，2021，63(4)：293-296．

[6] 许朋江，徐睿，邓佳，等．330 MW机组采暖抽汽对发电热经济性的影响分析[J]．中国电机工程学报，2020，40(19)：6257-6263．

[7] 戈志华，张倩，熊念，等．330 MW供热机组低压缸近零出力热力性能分析[J]．化工进展，2020，39(9)：3650-3657．