



带有 SSS 离合器汽轮发电机组轴系振动分析与处理

宋亚军, 司派友, 郝向中, 刘双白

(国网冀北电力有限公司电力科学研究院(华北电力科学研究院有限责任公司), 北京 100045)

摘 要: 针对某厂带有 SSS 离合器的 300 MW 级“凝汽-抽汽-背压”(NCB) 式汽轮机纯凝运行模式下的轴系振动故障, 进行了振动矢量计算、轴瓦温度分析和可倾瓦工作原理分析。计算与分析发现, 振动是由高中压转子残余不平衡量、轴瓦载荷较轻、轴瓦瓦块调节性能差等多因素导致。提出提高轴瓦载荷、更换轴瓦瓦块并进行现场轴系动平衡的振动处理方案。运行结果表明: 与振动处理前相比, 高中压转子高压排汽侧支撑瓦的振动波动现象消失; 在汽轮机空负荷工况下, 高中压转子高压排汽侧支撑瓦 X 向通频振动由 118 μm 降低至 20 μm 。

关 键 词: SSS 离合器; 汽轮机轴系; 振动

中图分类号: TK221 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2022.07.022

[引用本文格式] 宋亚军, 司派友, 郝向中, 等. 带有 SSS 离合器汽轮发电机组轴系振动分析与处理[J]. 热能动力工程, 2022, 37(7): 171-176. SONG Ya-jun, SI Pai-you, HAO Xiang-zhong, et al. Analysis and treatment of the shafting vibration of steam turbine generator set with SSS clutch[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(7): 171-176.

Analysis and Treatment of the Shafting Vibration of Steam Turbine Generator Set with SSS Clutch

SONG Ya-jun, SI Pai-you, HAO Xiang-zhong, LIU Shuang-bai

(State Grid Jibei Electric Power Co. Ltd. Electric Power Research Institute (North China Electric Power Research Institute Co., Ltd.), Beijing, China, Post Code: 100045)

Abstract: For the shafting vibration fault problem of the 300 MW condensing-extraction-back pressure (NCB) steam turbine with SSS clutch in a power plant in the mode of pure condensation, the vibration vector calculation, bearing shell temperature analysis and working principle analysis of the tilting pad were carried out respectively. Through the calculation and analysis, it is found that the vibration is caused by many factors, such as the residual imbalance of high and intermedium-pressure rotors, low bearing shell load, poor adjustment performance of bearing shell and so on. The vibration treatment scheme is proposed to enhance the bearing shell load, replace the bearing shell and perform the on-site dynamic balancing of the shafting. The operation result shows that compared with that one before vibration treatment, the vibration wave phenomenon of bearing shell on the side of HP steam exhaust of high and intermedium-pressure rotor disappears. Under the working condition of empty load of steam turbine, its direct vibration frequency in X direction is reduced from 118 μm to 20 μm .

Key words: SSS clutch, steam turbine shafting, vibration

引 言

近些年,考虑火电机组灵活性提升以及节能环保的高要求,我国北方部分城市建设完成一批燃气—蒸汽联合循环电站^[1-3]。考虑到热电联产和电、热负荷调整的灵活性,多数联合循环机组选择采用“凝汽—抽汽—背压”式(NCB)汽轮机^[4]。与常规汽轮发电机组轴系相比,NCB 汽轮机轴系在高、中压转子与低压转子间增设同步自动换挡(Synchro(同步)–Self(自动)–Shifting(换挡),SSS)离合器,可使低压缸在线投入或退出运行,从而使机组在抽汽供热模式和背压供热模式之间实现在线切换,提高了机组发电与供热调节的灵活性。然而,增设 SSS 离合器后,汽轮机轴系也呈现出不同于常规机组的振动特征^[5-6]。

针对某电厂 300 MW 级 NCB 汽轮机在纯凝运行模式下的振动问题,详细介绍了 NCB 汽轮机的振动特征以及振动故障的解决方法,为同类型机组的

振动处理提供参考和借鉴。

1 轴系振动情况

1.1 轴系结构介绍

图 1 为某燃气—蒸汽联合循环电厂 NCB 汽轮机轴系布置示意图。图中给出 1~9 号轴瓦的位置示意。其中,1 号轴瓦为汽轮机盘车所用转子的支撑瓦;2,3 号轴瓦分别为低压转子前、后支撑瓦;4 号轴瓦为 SSS 离合器支撑瓦;5 号轴瓦为高中压转子高压排汽侧支撑瓦;6 号轴瓦为高中压转子中压排汽侧支撑瓦;7,8 号轴瓦分别为发电机转子前、后支撑瓦;9 号轴瓦为励磁机支撑瓦。与常规汽轮机轴系相比,NCB 汽轮机轴系有如下不同:将发电机和励磁机前置,发电机转子与高中压转子直接相连;高中压转子与低压转子之间设置 SSS 离合器,SSS 离合器与高中压转子之间设置短轴连接。轴系盘车装置一般设置在低压转子侧,部分机组在高压转子侧也设有盘车装置,以便实现 SSS 离合器在停机状态下的啮合与脱开^[7]。

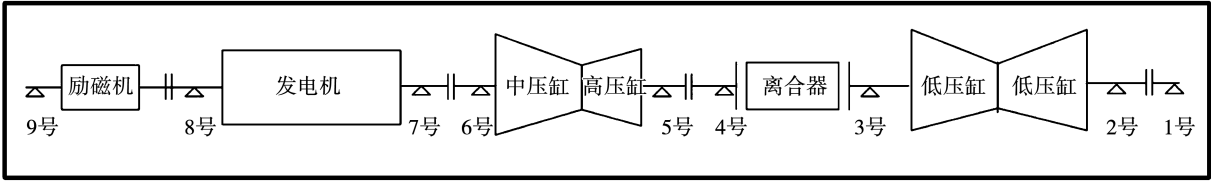


图 1 NCB 汽轮机轴系布置示意图

Fig. 1 Sketch map of NCB steam turbine shafting

SSS 离合器是一种同步自动换挡离合器,由主动件、从动件、继动件、中间件和锁止环等多部件构成的组合体,是联合动力装置中的重要设备。SSS 离合器主要靠高中压转子与低压转子的转速差作为驱动力实现自动啮合和脱开。

1.2 轴系振动特征

根据电厂集散控制系统(DCS)数据显示,该 NCB 汽轮机组轴系多数轴瓦的轴振通频值均小于 80 μm ,仅 5 号轴瓦 X 向轴振长期偏大,此轴瓦轴振在机组正常带负荷运行期间会有明显波动。表 1 为该机组带负荷运行期间部分轴瓦的振动数据。

根据表 1 数据以及现场数据分析,5 号轴瓦 X

向轴振长期不稳定,经过查找 DCS 历史数据,通频振动最大上涨至 130 μm ,超过了电厂设置的振动报警值 125 μm ;5 号轴瓦 Y 向轴振则始终保持较低的振动水平,最大值未超过 50 μm ;随着机组负荷变化,5 号轴瓦 X 向轴振的幅值与相位均有所变化,幅值随负荷的变化规律并非简单的正相关或者负相关;6 号轴瓦 X 向轴振和 6 号轴瓦 Y 向轴振也有一定的变化,但变化量较小,振动幅值始终在优良范围内;5 号轴瓦 X 向轴振在机组运行参数稳定的情况下会有随机跳动,跳动幅度在 10 μm 左右,跳动周期小于 1 s。

表 1 不同运行工况下汽轮机轴系振动数据列表
(通频幅值/1 倍频幅值/相位 $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)

Tab.1 Vibration data of steam turbine shafting under different operating conditions (Direct/1X/phase, $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)			
轴瓦	纯凝 91 MW	纯凝 174 MW	纯凝 253 MW
4X	77/73/166	30/19/102	74/67/181
4Y	60/47/309	27/17/202	50/41/298
5X	118/112/130	62/56/151	94/86/152
5Y	23/15/176	31/23/205	26/18/202
6X	43/40/309	17/13/319	33/26/0
6Y	25/21/330	18/13/296	13/8/353

采用高精度振动分析仪进行振动分析,捕捉振动波动瞬间的频谱,图 2 为 5 号轴瓦 X 向振动频谱图。

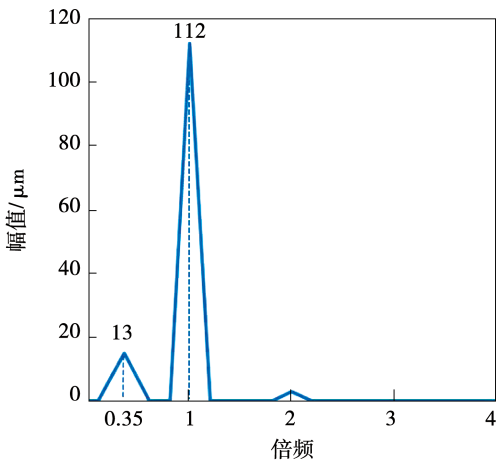


图 2 5 号轴瓦 X 向振动频谱图

Fig.2 Vibration spectrum of No.5 bearing shell in X direction

根据振动频谱分析,5 号轴瓦 X 向轴振以 1 倍频振动为主,振动的随机跳动量为低频分量。5 号轴瓦为可倾瓦,造成可倾瓦低频振动的常见原因为轴瓦载荷太轻。瓦温是反映轴瓦载荷的重要参数,故对 5 号轴瓦以及与之相邻轴瓦的瓦温做进一步分析。通过查找电厂 DCS 运行数据,发现 5 号轴瓦的瓦温明显低于 4 号轴瓦和 6 号轴瓦。表 2 为该机组部分轴瓦的瓦温数据。

表 2 汽轮机部分轴瓦的瓦温数据($^{\circ}\text{C}$)

Tab.2 Bearing shell temperature of steam turbine($^{\circ}\text{C}$)

轴瓦	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4
4 号	81.2	77.9	81.5	77.9
5 号	70.7	63.6	70.8	63.2
6 号	79.8	78.2	79.7	78.2

1.3 振动原因分析

根据上述数据特征进行分析:

(1) 5 号轴瓦 X 向轴振随负荷变化较为明显,部分负荷点对应的振动值已经超过振动报警值。5 号轴瓦 Y 向轴振较小,6 号轴瓦 X 向与 Y 向轴振均在优良范围内。将表 1 中的数据进一步处理,利用矢量分解法进行振动计算,得出 5 号轴瓦 X 向轴振与 6 号轴瓦 X 向轴振的 1 倍频正对称分量幅值为 $36\mu\text{m}$,反对称分量幅值为 $76\mu\text{m}$ 。因此,转子同时存在对称质量不平衡与反对称质量不平衡。

(2) 轴瓦的瓦温与轴瓦载荷相互对应,载荷越大,轴瓦瓦温越高;载荷越小,轴瓦瓦温越低^[8-9]。由表 2 数据可知,5 号轴瓦的瓦温明显低于 4 号轴瓦和 6 号轴瓦。因此,5 号轴瓦的轴瓦载荷偏低,而载荷偏低会对振动产生不利的影响^[10]。

(3) 根据表 1 数据,5 号轴瓦 X 向通频振动为 $118\mu\text{m}$ 时,5 号轴瓦 Y 向通频振动仅有 $23\mu\text{m}$,主要原因是 X 向与 Y 向产生了不同的油膜刚度^[11]。5 号轴瓦为可倾瓦,可倾瓦也叫摆动轴瓦式轴承,内部瓦块可以随着转速、载荷及轴瓦温度等参数的不同而摆动,从而在轴颈周围形成多个油楔。轴瓦的油膜压力总是指向轴瓦中心,相比其它轴瓦形式,可倾瓦具有较高的稳定性^[12-14]。然而,如果轴瓦背部的球形面磨损以后,就会降低轴瓦的调节性能,使两个下瓦块的支撑刚度发生明显偏离。由于 5 号轴瓦下瓦块可能调节性差,建议检修期间对轴瓦进行解体检查。

综上,造成振动的原因有转子质量不平衡、轴瓦载荷偏低及轴瓦瓦块调节性能差等。建议利用大修机会,首先进行轴瓦解体检查,如瓦块磨损严重,更换新瓦块,排除轴瓦问题。其次,在轴系回装时适当

提高 5 号轴瓦处的轴瓦载荷。然后,视机组启动时的振动情况进行现场动平衡。

2 振动处理过程

2.1 轴瓦检修

在检修期间,对 5 号轴瓦进行解体检查。检查发现瓦块背部磨损较为严重,图 3 为 5 号轴瓦下部瓦块磨损情况。



(a) 磨损瓦块



(b) 新瓦块

图 3 5 号轴瓦下瓦块右侧

Fig. 3 The right side of No. 5 lower bearing shell

根据瓦块的磨损情况,更换瓦块。更换以后,在轴瓦回装时,按安装要求的范围将轴瓦顶部间隙较检修前减小了 50 μm ,以提高轴瓦的稳定性,防止出现检修前的低频跳动问题。轴系回装时,5 号轴瓦处的标高在要求范围内进行了适当抬升。

2.2 检修后振动情况

检修后试启动机组。启动定速后,5 号轴瓦 X 向轴振仍然偏大。表 3 为启动后的轴系振动数据。

虽然 5 号轴瓦 X 向轴振仍然偏大,但查看现场 DCS 数据,振动跳动现象已经消失。此外,机组在启动过程中,低压转子两侧轴瓦在转子达到

临界转速(1 187 r/min)时振动较大,1 倍频振动最大已超过 200 μm 。表 4 为机组达到临界转速(1 187 r/min)时的振动情况。

表 3 轴系振动数据列表

Tab.3 Vibration list of steam turbine shafting

轴瓦	通频幅值/ μm	1 倍频幅值/ μm	1 倍频相位/ $(^\circ)$
4X	35	24	199
4Y	25	15	65
5X	118	116	120
5Y	55	51	172
6X	64	64	330
6Y	29	25	7

表 4 升速过临界振动列表

Tab.4 Vibration list of speedup over critical value

轴瓦	1 倍频幅值/ μm	1 倍频相位/ $(^\circ)$
2X	114	25
2Y	74	141
3X	210	28
3Y	127	136

2.3 现场动平衡处理

根据大修后机组启动定速的振动情况,针对 5 号轴瓦 X 向振动偏大和低压转子过临界轴瓦振动偏大的问题,决定进行现场动平衡^[15]。

经过现场考察,可以加重的位置有高中压缸内转子两侧加重螺栓孔、低压缸内转子两侧加重螺栓孔、高中压转子与短轴连接对轮靠短轴侧加重燕尾槽、低压转子两侧轴封外加重燕尾槽。根据现场提供资料,缸内加重平面的半径比较大,加重质量也相对较大,效果比较好。上述几处燕尾槽的加重半径均比较小,加重的重量也比较小,效果不如缸内加重。

由于时间较为紧迫,高中压缸内部与低压缸内部加重耗时较长,加重位置又存在不确定性,故最终决定在高中压转子与短轴连接对轮上的燕尾槽处进行加重,在低压转子轴封外部燕尾槽处进行加重。通过计算,在 5 号轴瓦外伸端进行加重 477 g,在低压转子 2,3 号轴瓦外伸端各加重 561 g。动平衡结束后再次启动,表 5 为机组第 2 次启机定速的振动数据。

表 5 动平衡后轴系振动数据列表

Tab.5 Vibration list of steam turbine shafting after dynamic balancing			
轴瓦	通频幅值/ μm	1 倍频幅值/ μm	1 倍频相位/ $(^{\circ})$
4X	26	16	309
4Y	42	36	48
5X	90	89	83
5Y	28	26	133
6X	57	55	280
6Y	30	26	334

机组在启动过程中,低压转子两侧轴瓦在转子达到临界转速(1 189 r/min)时振动情况如表 6 所示。

表 6 升速过临界振动列表

Tab.6 Vibration list of speedup over critical value		
轴瓦	1 倍频幅值/ μm	1 倍频相位/ $(^{\circ})$
2X	73	40
2Y	43	165
3X	137	46
3Y	58	152

综上所述,动平衡后 5 号轴瓦 X 向轴振降低至 100 μm 以下,3 号轴瓦 X 向轴振在转子达到临界转速时由 210 μm 降低至 137 μm 。由于时间原因,不再继续进行动平衡,机组开始带负荷运行。带负荷运行后,5 号轴瓦 X 向轴振缓慢上升至111 μm 。表 7 为长时间带负荷运行后的振动数据。

表 7 带负荷运行轴系振动数据列表

(通频幅值/1 倍频幅值/相位, $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)		
Tab.7 Vibration list of steam turbine shafting with load(Direct/1X/phase, $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)		
轴瓦	纯凝 175 MW	
4X	44/35/206	
4Y	43/36/342	
5X	111/107/78	
5Y	50/48/146	
6X	65/64/290	
6Y	40/36/347	

2021 年,利用机组再次检修的机会,对动平衡时所加的平衡块进行了调整,将 5 号轴瓦外伸端加

重调整至 521g。调整工作完成后,机组冷态启动及带负荷运行时轴系振动均有明显降低。表 8 为动平衡修正后的轴系振动数据。

表 8 动平衡修正后轴系振动数据列表

(通频幅值/1 倍频幅值/相位, $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)		
Tab.8 Vibration list of steam turbine shafting after dynamic balancing correction (Direct/1X/phase, $\mu\text{m}/\mu\text{m}/(^{\circ})$)		
轴瓦	定速 3 000 r/min	纯凝 240 MW
4X	63/53/224	55/47/191
4Y	45/46/322	55/47/306
5X	20/5/194	59/56/60
5Y	13/8/307	27/22/106
6X	15/13/122	45/43/238
6Y	24/19/233	50/48/281

按前提振动处理方案操作后,机组轴系无论是达到临界转速时还是正常运行时,各轴瓦振动均在优良范围内,机组可以长期运行。

3 结 论

(1) 与常规机组汽轮机轴系相比,发电机前置和 SSS 离合器的设置,使高压排汽侧轴承载荷变轻,振动值容易波动。

(2) 可倾瓦下瓦块磨损严重,会导致轴瓦振动,通过更换瓦块、适当降低轴瓦顶部间隙、适当提高轴承载荷可以提高轴瓦振动的稳定性。

(3) 在动平衡工作过程中,选择在高中压转子外伸端 5 号轴瓦对轮处加平衡块,对降低 5 号轴瓦的振动效果明显。选择在低压转子 2,3 号轴瓦外伸端处加平衡块,对降低 2 号轴瓦与 3 号轴瓦在低压转子达到临界转速时的振动效果明显。

参考文献:

[1] 肖小清,邓小文,刘卫星. 联合循环机组轴系统配置方案对比[J]. 燃气轮机技术,2005,18(1): 16-22.
XIAO Xiao-qing, DENG Xiao-wen, LIU Wei-xing. Contrast between combined cycle shaft arrangements[J]. Gas Turbine Technology, 2005,18(1): 16-22.
[2] 邓小文,肖小清,张俊杰. 燃气-蒸汽联合循环发电机组轴系

配置的思考[J]. 广东电力,2005,18(4): 1-8.

DENG Xiao-wen, XIAO Xiao-qing, ZHANG Jun-jie. Consideration of power train configuration of gas turbine combined cycle power plants[J]. Guangdong Electric Power,2005,18(4): 1-8.

[3] 胡晨曦,郑哈琪. SSS 离合器在 NCB 机组的应用及调试问题分析[J]. 东方电气评论,2017,31: 54-59.

HU Chen-xi, ZHENG Han-qi. Application of SSS clutch in NCB steam turbine and commissioning of NCB mode switching[J]. Dongfang Electric Review,2017,31:54-59.

[4] 鲍大虎,何成君. 带 SSS 离合器 NCB 式汽轮机工况切换的研究[J]. 汽轮机技术,2015,57(4): 295-296.

BAO Da-hu, HE Cheng-jun. Research on operating mode switch of NCB type steam turbine with SSS clutch[J]. Turbine Technology, 2015,57(4): 295-296.

[5] 黄葆华,宋亚军,孙燕平. 燃气蒸汽联合循环机组轴系振动问题综述[J]. 热能动力工程,2017,32(5): 1-5.

HUANG Bao-hua, SONG Ya-jun, SUN Yan-ping. The shaft vibration problems overview of the gas-steam combined cycle unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power ,2017,32(5): 1-5.

[6] 宋亚军,黄葆华,司派友. SSS 离合器对汽轮发电机组轴系振动影响分析[J]. 华北电力技术,2017(4): 50-54.

SONG Ya-jun, HUANG Bao-hua, SI Pai-you. Vibration analysis of steam turbine shaft with SSS clutch[J]. North China Electric Power,2017(4): 50-54.

[7] 张立建,葛庆. 具 SSS 离合器的汽轮发电机组轴系动力特性分析[J]. 热力透平,2012,41(4): 268-271.

ZHANG Li-jian, GE Qing. Dynamic performance of turbine generator rotor systems with SSS clutch[J]. Thermal Turbine,2012,41(4): 268-271.

[8] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京:中国电力出版社,2007.

YANG Jian-gang. Vibration analysis and engineering application of the rotating machinery [M]. Beijing: China Electric Power Press,2007.

[9] 施维新. 汽轮发电机组振动[M]. 北京:水利电力出版社,1991.

SHI Wei-xin. Vibration of steam turbine generator unit[M]. Beijing: Water Resources and Electric Power Press,1991.

[10] 俎海东,张沈彬,李晓波. 汽轮发电机组轴瓦自激振动故障分析及处理[J]. 内蒙古电力技术,2021,39(1): 81-84.

ZU Hai-dong, ZHANG Shen-bin, LI Xiao-bo. Cause analysis and treatment of self-excited vibration of bearing bush of steam turbine generator set[J]. Inner Mongolia Electric Power, 2021,39(1): 81-84.

[11] 本特利,哈奇. 旋转机械诊断技术[M]. 姚红良,译. 北京:机械工业出版社,2014.

BENTLY D E, HATCH C T. Foudamentals of rotating machinery diagnostics[M]. YAO Hong-liang, Translate. Beijing: China Machine Press,2014.

[12] 鲁豫鑫,汤 昀,何新友. 超超临界汽轮机可倾瓦轴承改造的研究与应用[J]. 热力透平,2021,50(2): 117-120.

LU Yu-xin, TANG Yun, HE Xin-you. Research and application of tilting-pad bearing for ultra supercritical steam turbine[J]. Thermal Turbine,2021,50(2): 117-120.

[13] 魏邦华. 核电站汽轮发电机组可倾瓦振动研究[J]. 核电技术,2020,13(4): 471-476.

WEI Bang-hua. Study on adjustable bearing vibration issues of the turbine generator[J]. Nuclear Power Technology, 2020,13(4): 471-476.

[14] 柳 磊,马国伟,王新良. 基于轴瓦稳定性分析的合缸汽轮机 1 号轴瓦振动故障研究[J]. 东北电力技术,2020,41(10): 55-58.

LIU Lei, MA Guo-wei, WANG Xin-liang. Research on vibration fault of steam No. 1 bearing bush turbine based on bearing stability analysis[J]. Northeast Electric Power Technology, 2020,41(10): 55-58.

[15] 寇胜利. 汽轮发电机组的振动及现场平衡[M]. 北京:中国电力出版社,2007.

KOU Sheng-li. Vibration and balance of steam turbine generator unit[M]. Beijing: China Electric Power Press,2007.

(刘 颖 编辑)