

推力头与主轴配合间隙超标的影响

魏雪友, 张仲良

(广东粤电新丰江发电有限责任公司, 广东 河源 517021)

摘 要: 小型悬吊式水轮发电机, 其推力头与主轴配合在间隙超标的情况下, 对机组盘车和打受力均有影响, 本文对此现象和原因进行探索、总结并提出改进建议。

关键词: 推力头; 盘车; 旋转水平; 受力

中图分类号: TV734.1

文献标识码: B

文章编号: 1672-5387(2024)04-0011-03

DOI: 10.13599/j.cnki.11-5130.2024.04.003

0 引言

在小型水轮发电机组中有大部分是混流悬吊式结构, 其推力头靠过渡配合固定在发电机主轴顶端, 推力头与主轴之间用键和卡环传力。推力头在水轮发电机中是十分重要和关键的零件之一, 它承受着机组运转时轴向力和扭转力, 要求其应有足够的强度、刚度以及一定的冲击韧性, 是精度要求很高的零件。推力头的拆装普遍采用冷拔热套的传统工艺, 工艺控制上往往不够严谨, 在多次拆装之后, 推力头与主轴的配合间隙不可逆地逐渐变大; 加上因推力轴承结构紧凑, 受力调整只能采用锤击法(俗称打受力), 也加剧了间隙的变大。配合间隙变大超过标准设计值后, 将对机组盘车和打受力产生影响。

1 推力头与主轴配合间隙超标的影响

1.1 盘车时造成摆度变化

2021 年长潭水电厂 4 号机 A 修中(水轮机型号: HL250-LJ-225, 最大水头: 46.7 m, 设计水头: 42 m, 最小水头: 34.1 m, 额定功率 15 MW), 发现当轴头旋转水平大于 0.012 5 mm/m 时, 下导最大摆度点在 8 号点摆度值 0.07 mm, 水导最大摆度点在 5 号点摆度值 0.14 mm, 当旋转水平下调至 0.05 mm/m 时, 下导最大摆度点在 4 号点摆度值 0.10 mm, 水导最大摆度点在 1 号点摆度值 0.065 mm, 即下导 8 号

(0.07) → 4 号(0.10)、水导 5 号(0.14) → 1 号(0.065), 都是刚好往对称方向变化, 对此变化提出是推力头与主轴配合间隙超标产生的虚位引起的摆度变化, 由于修前没有测量推力头与主轴配合段的尺寸, 没有数据支撑, 所以没有下定论。

此定论在 2022 年南水水电厂 2 号机 B 修中得到了验证(水轮机型号: HLA497-LJ-200TS410/132-16, 最大水头: 133 m, 设计水头: 107 m, 最小水头: 97 m, 额定功率 34 MW), 查图纸推力头与轴的配合间隙为 0~0.04 mm 过渡配合, 实际用内外千分尺测量并计算配合间隙上段为: 0.11~0.17 mm, 下段为: 0.17~0.21 mm, 配合间隙已严重超标, 由于工期不允许, 推力头未作处理, 推力头与主轴尺寸测量数据见表 1。

表 1 推力头与轴尺寸测量

单位: mm				
	推力头内径	轴外径	配合间隙	
上段 X	$\phi 385+0.06$	$\phi 385-0.05$	0.11	
上段 Y	$\phi 385+0.12$	$\phi 385-0.05$	0.17	
下段 X	$\phi 390+0.07$	$\phi 390-0.10$	0.17	
下段 Y	$\phi 390+0.11$	$\phi 390-0.10$	0.21	

盘车时, 轴头旋转水平由 0.085 mm/m 下调至 0.05 mm/m, 摆度出现了变化见表 2、表 3。

收稿日期: 2024-03-15

作者简介: 魏雪友(1981-), 男, 工程师, 从事水轮发电机组机械检修工作。

表 2 旋转水平 0.085 mm/m 时盘车摆度值

单位:0.01 mm									
轴号点	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号	7 号	8 号	
绝对摆度	上导 a	0	0	1	0	-1	1	-1	0
	下导 b	2	0	-4	0	3	5	3	3
	水导 c	-5	1	-2	1	-1	-5	-13	-11
相对点									
	1 号~5 号	2 号~6 号	3 号~7 号	4 号~8 号					
全摆度	上导 ϕ_a	1	1	2	0				
	下导 ϕ_b	-1	-5	-7	-3				
	水导 ϕ_c	-4	6	11	12				
净全摆度	下导 ϕ_{ba}	-2	-6	-9	-3				
	水导 ϕ_{ca}	5	5	9	12				

表 3 旋转水平 0.05 mm/m 时盘车摆度值

单位:0.01 mm									
轴号点	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号	7 号	8 号	
绝对摆度	上导 a	1	2	1	1	0	0	0	1
	下导 b	0	-2	-3	-1	-1	0	-3	0
	水导 c	-8	-1	1	1	-6	-14	-20	-15
相对点									
	1 号~5 号	2 号~6 号	3 号~7 号	4 号~8 号					
全摆度	上导 ϕ_a	1	2	1	0				
	下导 ϕ_b	1	-2	0	-1				
	水导 ϕ_c	-3	13	21	16				
净全摆度	下导 ϕ_{ba}	0	-4	-1	-1				
	水导 ϕ_{ca}	-3	11	20	16				

由表 2、表 3 可以看出,3 号~7 号净全摆度值变大了很多,理论上只有修刮绝缘垫才会改变摆度,改变轴头旋转水平是不改变摆度的。

1.2 打推力瓦受力时造成推力头水平变化

南水水电厂 2 号机 B 修中,经打受力的工作人员反应,7 号轴对应位置的推力瓦每次都要打重一点,水导轴颈处监视位移的百分表才有位移反应,有些抗重螺栓螺牙紧也需要比其它瓦打重一点,一般会认为是螺牙紧的原因,而不会想到是推力头与轴配合间隙超标造成的,在精打完 20 圈受力后,7 号轴对应位置的推力头上放置的合像水平仪水平变大了 +0.02 mm/m,即 7 号点推力头抬高了 0.02 mm,水导 XY 两个百分表已回零表示整根轴没有摆动位移,只是推力头向轴号 7 号点的方位摆动了 0.02 mm。

2 推力头配合间隙超标引起摆度和水平变化的原因

理论上轴头旋转水平不影响摆度,但可以摆轴,摆轴是将整根轴摆至合适的方位,整根轴受推力瓦的支撑和导轴承的限制,造就转动部件的旋转中心线,旋转中心线与固定部件的机组中心线(即定转子磁力中心与轮轮水力中心连线)与转动部件的轴

线,三线铅直且重合是最佳状态,当旋转水平越小反应整根轴越铅垂,只有在机组中心线不好的情况下,才会在合格的范围内适当改变旋转水平,使它往想要的方位摆,所以摆轴可以调整转轮与止漏环或轮轮室的间隙。而摆度是某个部位某个点相对于轴线的倾斜量,是曲折造成的。他们的概念和用途是不同的,摆度属于轴线的范畴,轴头旋转水平属于旋转中心线的范畴。

轴头旋转水平的调整往往是由大变小的,是通过扭转推力瓦抗重螺栓的高低来改变旋转水平。水平大时推力头与轴用夹角卡紧在一起,卡紧时摆度是稳定的,当水平变小时,推力头动了,轴并没有动,推力头与轴就出现虚位,有虚位主轴相对于推力头就有摆动空间,它反应出来就成了摆度的变化。随着配合间隙超标的大与小,虚位出现时的旋转水平值也是不定的,像长潭电厂 4 号机推力头虚位较小,当旋转水平在 0.005 mm/m 附近时,推力头由卡紧转为虚位状态,摆度就变了;像南水电厂 2 号机推力头虚位较大,旋转水平在 0.05 mm/m 附近时,推力头由卡紧转为虚位状态。虽然数据各有不同,但它们有个共同点就是当旋转水平到达某个值时,才出现虚位,摆度才会变化,这是不可预见的,它们都需要一个触发点。

推力瓦打受力造成推力头水平变化是推力头与轴配合间隙超标出现虚位引起的。虚位是在传力键的径向方向,测量南水 2 号机组推力头传力键与推力头径向间隙为 0.4~0.5 mm,轴向两侧为 0.01~0.02 mm,水导处 3 号~7 号轴净全摆度值变化最大,而传力键正好在 7 号轴对应的方位上,径向 0.4~0.5 mm 的间隙正好给了它摆动的空间。有些传统工艺会将精打受力放在摆度合格后打,即精打完受力后不再盘车复查摆度,正常不在触发点情况下摆度是不会变化的,若刚巧因精打受力使水平变化到了触发点,那摆度值就变了,所以精打受力不应放在后面打。

3 推力头配合间隙超标处理建议

在不更换推力头的情况下,处理办法有:①在推力头内孔上镀铬或刷镀,优点是方便快捷,缺点是镀铬硬度高易伤轴颈,刷镀难刷均匀且久了容易脱落;②推力头内径堆焊后车削加工,此方法目前较多采纳,但工期长、成本高。

上述办法治标不治本,应提高拆装工艺。推力

机电磁阀 7021Y1 不动作的情况,这时最小压力阀组就可以发挥它的作用。随着电气元器件的质量不断提高,发生事故低油压保护动作,事故停机电磁阀未动作的可能性并不大,因此采用最小压力阀组的电厂并不多,比如三板溪电厂、托口电厂与该电厂采用同类型的调速器系统,但他们并未将最小压力阀组串联至控制回路中。如果电厂的电气元器件质量不高,经常出现问题,存在事故低油压保护动作时事故停机电磁阀不能正常动作的可能,采用纯机械的最小压力阀组是一种不错的选择。

4 最小压力阀组优缺点

最小压力阀组为纯机械结构,靠油压和弹簧预紧力驱动,不受电气方面影响,动作可靠。但其结构比较复杂,由两个液动换向阀组成,且配管较多,任何一个换向阀发生控制腔油压泄漏都有可能造成最小压力阀组误动作,从而导致误停机。因此必须做好最小压力阀组的控制腔密封,确保最小压力阀组不发生控制腔漏油的情况。

(上接第 12 页)

头在运行中的损伤并不大,主要在冷拔热套工艺控制上,冷拔改为热拔法来减少对推力头的拉伤,此方法有越来越多的电厂在应用。热拔和热套要选好合适的加热和保温工具,控制好温升速率和防止过温造成永久变形;改变调整受力和旋转水平施工工艺对推力头造成的损伤,受力尽量改用百分表或应变仪测量变形值,旋转水平不要用打受力的方式调整,顶起转子不受力的情况下,通过计算分梯度改变抗重的旋转角度来达到调整的目的;从设计上改进,由单键设计改为双键,在 90° 方向增加 1 条传力键,即使出现虚位由此键来限制,主轴也无处可摆。

4 结语

盘车数据的规律性、稳定性至关重要,盘车时出

5 结语

最小压力阀组在调速器压油槽压力过低,且事故低油压保护未可靠动作的情况下能够保证事故配压阀可靠动作,防止机组失控,对于电气元器件质量不高、经常出现问题的电厂,可采用这种纯机械的油压过低保护。但最小压力阀组结构比较复杂,还存在进一步优化的空间。

参考文献:

- [1] 卢亚萌,潘雪梅,张朝强,等.天生桥一级水电站调速器系统改造及实施[J].水电站机电技术,2022,45(4):79-82,86.
- [2] 魏加富,邹桂丽,王辉斌.对水电厂事故低油压引起紧急停机的分析与处理[J].水电与新能源,2014(4):56-57,67.
- [3] 霍北水.某水电厂 2 号机组事故低油压保护误动原因分析及处理[J].广西电业,2019(8):69-71.
- [4] 简峰.水电站调速器事故配压阀低油压误动原因分析与处理[J].建材与装饰,2018(25):237-238.
- [5] 杨应武,吴书林.纯机械过速保护装置触发后事故配压阀不能及时响应的原因分析及处理[J].水电与抽水蓄能,2019,5(1):97-99.

现摆度数据变化或打受力引起水平数据变化,会影响现场对机组轴线的判断,增加分析的难度,增加刮垫和盘车次数,不但延误机组轴线处理工期,也为安全稳定运行埋下隐患。因此找到问题原因及处理方法固然重要,但从施工工艺和设计上改进更为可取。

参考文献:

- [1] 丘海峰.立式水轮发电机推力头松动处理[J].运行与维护,2006(1):70-71.
- [2] 罗煜.3 号水轮发电机组推力头松动原因分析及处理[J].新疆有色金属,2010(1):84-85.
- [3] 孙成玲,李涛,林永忱.抽水蓄能机组热拔推力头工艺探讨[C]//江苏沙河抽水蓄能发电有限公司.抽水蓄能电站工程建设文集,2013:4.
- [4] 高忠继,姜成利.加温法拔推力头工艺在云峰厂 4 号机组上的应用[J].应用技术,2012(11):120-121.