

龙马水电站 1 号机组轴线调整研究

计其祥

(云南大唐国际李仙江流域水电开发有限公司 云南 普洱 650041)

摘要: 根据水电站弹性油箱特性, 通过对 1 号机组弹性盘车方法的介绍, 为类似机组盘车及轴线调整提供借鉴。

关键词: 盘车方法; 轴线调整; 弹性盘车; 摆渡; 悬式机组弹性盘车; 强迫垂直; 中心调整

1 概述

盘车是水轮发电机组安装调整的重要环节, 目前根据机组推力轴承结构特点主要采用刚性盘车及弹性盘车两种盘车方式。一般采用刚性支柱式推力轴承及有刚性旋套液压支柱式推力轴承, 可采用刚性盘车; 而采用无刚性旋套液压支柱式推力轴承、小弹簧束支撑式推力轴承、弹性油盘等推力轴承一般可采用弹性盘车。而所谓的刚性盘车及弹性盘车是以在盘车过程中推力轴承是否起弹性作用进行区别。因刚性盘车比较直观准确, 易分析处理, 所以在选择盘车方式时, 能采用刚性盘车的尽量采用刚性盘车。可在盘车过程中采用抱一套瓦, 根据盘车过程中推力轴承劲板的跳动值、各导轴承及法兰测量百分表的跳动值、盘车过程中所有测量百分表的归零情况及各测量数据是否成正弦曲线, 判断弹性推力轴承是否足以支撑盘车过程中因盘车方式、机组质量偏心等引起的受力偏心而不发生轴线偏移, 判断推力轴承是否在盘车过程中起弹性作用。在盘车中推力轴承的水平及受力对盘车都有一定影响, 需在盘车前进行调整。除刚性支柱式推力轴承一般用刚性支柱进行水平调整外, 其他结构一般通过承重机架进行水平调节。而受力调整需根据推力轴承的结构特点进行调整。一般易采用刚性盘车的推力轴承结构可在主轴处于自然状态下调整。易采用弹性盘车的推力轴承结构可在主轴处于强迫垂直状态下进行调整。自然状态: 通过平移推力轴承将转轮推动至止漏环中心, 然后通过一套导轴承限制其滑移后测量及调整受力情况。整个过程主轴除受重力外不受外力, 一直处于自然状态。强迫垂直: 将转轮移动至止漏环中心, 将转轮固定。推动推力头至推力中心即劲板满足水平要求位置。通过两套导轴承将主轴现有状态进行限制后测量及调整受力情况。整个过程主轴受两套导轴承限制力, 使主轴处于强迫垂直状态。即使用两套导轴承外力调节主轴垂直度使劲板处于水平状态。

× × 水电厂是李仙江干流规划的七个梯级电站的第四级, 机组为重庆水轮机厂制造的混流立轴悬式水轮发电机组, 单机容量 95MW, 总装机容量 285MW。额定转速 214.3r/min。发电机采用一根发电机轴, 转子上方设置有推力轴承及上导轴承。转子下方设置下导轴承。

上导轴承设置在转子上方, 推力轴承设置在上导上方。下导及水导轴承均设置在转子下方。推力轴承及上导轴承均分别布置在上机架上, 推力轴承布置在上导轴承上方。下导

轴承布置在下机架上。推力轴承采用 8 个 3 波纹弹性油箱支撑方式(带有刚性旋套)。推力头采用过盈配合方式与发电机主轴连接, 推力头与劲板用螺栓进行连接, 发电机轴与水轮机轴采用法兰连接。

因 × × 水电厂悬式、弹性油箱推力轴承发电机结构。无法直接采用刚性盘车, 将刚性旋套旋起后进行刚性盘车, 数据均跳变较大, 数据归零情况较差, 数据不完全成正弦规律。盘车过程中弹性油箱仍然在起弹性作用, 由此判定 × × 水电厂机组不易使用刚性盘车, 需采用弹性盘车。综合分析, 易采用抱紧上导及下导方式进行弹性盘车。上导至劲板距离 1870mm, 下导至劲板距离 5870mm, 水发连接法兰至劲板距离 7415mm, 水导至劲板距离 10600mm。水发连接法兰直径 1570mm, 推力头直径 2050mm, 劲板直径 2200mm。

2 1 号机盘车方法

因 × × 电厂机组结构特性不易采用刚性盘车, 所以采用弹性盘车, 盘车在劲板水平及受力调整合格后进行。盘车前调整好机组中心后并抱紧上导瓦(8 块导轴瓦)及下导瓦(10 块导轴瓦)各一半得瓦, 受力调整时采用强迫垂直后调整。具体方法:

(1) 在机组回装过程中, 将劲板放置在推力瓦上后通过调节下机架保证劲板水平在 0.02mm/m。

(2) 机组回装完成具备盘车条件后, 将转轮推至止漏环中心, 用 4~8 个楔子将转轮固定。

(3) 在上导瓦处用 4 个螺旋千斤顶配合 4 块上导瓦, 推动劲板至水平满足 0.02mm/m 后抱紧 4 块上导瓦。因为悬式机组, 水导距离较远, 如上导抱紧留有间隙, 在盘车过程劲板会发生偏移或倾斜, 将会对水导摆渡影响较大, 不易数据分析及轴线处理。所以需将 4 块上导瓦直接抱紧, 不留间隙。

(4) 抱紧 5 块下导瓦, 抱紧下导瓦时和上导瓦一样, 直接抱紧, 不留间隙。

(5) 将转轮定位楔拆除, 在上、下导润滑情况下, 顶起转子, 测量 10 个弹性油箱压缩值。测量时在 10 个弹性油箱两端分别架设 2 块百分表, 取平均值。

(6) 根据弹性油箱数值, 调整受力。在转子顶起一定高度情况下将受力较小弹性油箱得推力瓦抽出, 将调整环固定螺栓拆出后, 在调整环下加调整钢垫进行调节。

(7) 各弹性油箱压缩值偏差调整在 0.2mm 偏差范围内后,复测劲板水平,如水平已偏移,需从新以上步凑进行劲板调平及受力复测。

(8) 受力及水平调整完成后,在上导、下导、水导、水发连接法兰 +y、+x 方向架设百分表测摆渡值,在劲板下方 +y、+x 方向架设百分表测劲板跳动值,在劲板外边缘安放水平仪,测盘车过程中劲板的动态水平。

(9) 在镜板、上导轴承、下导轴承、法兰、水导轴承处按逆时针方向分成八等分,各部分的对应等分点应在同一垂直线上,并做出标记和 X、Y 座标之标识。

(10) 盘车,借助盘车工具使机组旋转,因起始旋转,存在局部憋劲现象,可空转一周回到起始点后开始所有百分表归零,盘动转子,每转一个等分点,同时记录各部位对应点的摆度值、劲板跳动值、劲板动态水平值(每部位 8 个点),并做好记录。

(11) 数据分析,通过水导相对于水发连接法兰的净摆渡值可计算出水发连接法兰处的折线度,各特征点折弯偏差 不宜大于 0.04mm/m。通过劲板跳动值可计算出劲板与轴线的不垂直度。劲板跳动应小于 0.10mm。

(12) 轴线校正,根据数据分析情况,摆度超出规范要求时在水发连轴法兰组合面加调整垫片调节水导摆渡,刮研推力头与镜板间的绝缘垫板调节劲板跳动,即调整轴线。

(13) 重复以上步凑,从新盘车检测轴线至合格为止。

(14) 瓦间隙调整,根据最后盘车数据确定水导瓦间隙分配,整个瓦间隙调节过程中,机组轴线应在中心位置,轴线不能移动。

3 1 号机盘车实例

根据上述 1 ~ 5 步凑,测量出弹性油箱压缩值,压缩值见表 1。

表 1 弹性油箱压缩值 (0.01mm)

弹性油箱编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
压缩值平均值	33	20	18	37	32	33	41	16	36	35
max	41		min		16		max-min		25	

根据表 1 数据可知弹性压缩值超标,按步凑 6 将 2#、3#、8# 推力瓦抽出后加 0.20mm 钢垫回装。回装后复测劲板水平,已变化超过 0.02mm/m。将上下导瓦松开,重复 2 ~ 5 步凑后复测弹性油箱压缩值,压缩值见表 2。

根据表 2 数据可知弹性压缩值现满足要求,按上述步骤 8 ~ 10 进行盘车数据测量,测量数据如表 3 及表 4;

表 2 弹性油箱压缩值 (0.01mm)

弹性油箱编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
压缩值平均值	30	35	32	35	32	31	39	28	32	33
max	39		min		28		max-min		11	

表 3 第一次盘车数据 (单位 0.01mm)

项目	测点							
	1	2	3	4	5	6	7	8
上导	0	-1	-3	-3.5	-3	-2.5	-1	-0.5
下导	0	0	-0.5	0	0	-1.5	-1	0
劲板轴向跳动	0	-1	3	2.5	0	-10	-10	-3.5
水发连接法兰	0	2	3	-2	-2	-8	-3	-6
水导	0	-9	-8	3	16	23	22	12

表 4 动态水平 (镜板) (单位 0.01mm)

点号	1	2	3	4	5	6	7	8
数据	0	-4	-4	-5	2	4	4	2
旋转角度	0	45	90	135	180	225	270	315

根据表 3 和表 4 测量数据进行分析,劲板跳动、法兰摆、水导摆渡、动态水平等生产曲线非常接近正选曲线。数据归零较好,说明测量数据准确可用;可根据表 3 计算出各特征部位全摆渡、静摆渡进行分析,如表 5;

表 5 第一次盘车全摆渡及净摆渡 (单位 0.01mm)

项目	全摆渡			
	1-5	2-6	3-7	4-8
上导	3	1.5	-2	-3
下导	0	1.5	0.5	0
劲板轴向跳动	0	9	13	6
水发连接法兰	2	10	6	4
水导	-16	-32	-30	-9
净摆渡	1-5	2-6	3-7	4-8
水发法兰 - 上导	-1	8.5	8	7
水导 - 上导	-19	-33.5	-28	-6
水导 - 水发法兰	-18	-42	-36	-13

由表 5 可以看出,水导摆渡偏大。根据步骤 12 进行分析调整。因上、下导及法兰在同一发电机轴上,采用强迫垂直后,可认为上、下导及法兰旋转中心在同一中心上。可不考虑上、下导及法兰旋转中心偏差,只考虑水发连接法兰处折线,根据表 5 作出连接法兰与水导旋转中心关系图,因水导 2 ~ 6 点摆渡最大,故作出 2 ~ 6 点方位关系图,如图 1;

图 1 中的 O、O1、O2、O3 分别为推力、上导、下导、水导的几何中心,O3',O4' 为水发连接法兰、水导旋转中心。从表 1 数据可分析,水导相对

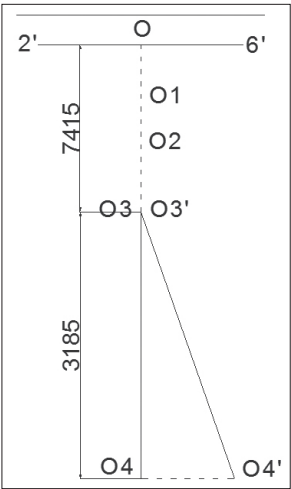


图 1 机组各部位几何中心、旋转中心及劲板关系

连接法兰的旋转中心偏向于 6' 点处。根据三角型相似定理可计算出需最大加垫厚度。 $|\text{加垫厚度}|=\{|\text{中心偏差}|\div|\text{中心距离}|\}\times\text{法兰直径}=\{0.21\div3185\}\times1570=0.104\text{mm}$ 。(注:中心偏差即为水导相对于法兰处静摆渡值一半)综合上述分析,决定在水发连接法兰处 6' 点偏向于 7' 处加 0.1mm 并成梯形分布至 0 加垫方法对水发连接法兰处的折线进行处理。

由表 5 可以看出,劲板跳动值也大于厂家标准 0.10mm。根据步骤 12 进行分析调整。采用强迫垂直调平劲板后,将上、下导进行限制后盘车,在盘车过程中上、下导轴承旋转中心与几何中心重合,在盘车过程中不发生变化,正是由于上下导轴承中心不发生变化,使轴线与劲板的不垂直度反应在劲板的跳动值上。根据表 5 作出盘车过程中劲板变化过程图,因 3~7 点跳动值最大,故作出 3~7 点劲板变化图,如图 2 所示。

机组轴线是在劲板水平情况下,旋转 180° 后,强制使用上下导轴承使轴线回到初始位置。由此根据三角形相似定理可知 $|\text{劲板跳动全摆渡值}|\div|\text{劲板直径}|=|\text{无导瓦限制时下导全摆渡}/2|\div|\text{下导至劲板距离}|$ 。又可根据三角形相似定理计算出劲板绝缘垫最大刮研厚度。 $|\text{绝缘垫最大刮研厚度}|\div|\text{推力头直径}|=|\text{无导瓦限制时下导全摆渡}/2|\div|\text{下导至劲板距离}|$ 即可推算出 $|\text{绝缘垫最大刮研厚度}|=\{|\text{劲板跳动全摆渡值}|\div|\text{劲板直径}|\}\times|\text{推力头直径}|=0.12\text{mm}$,最大刮研点在 3' 盘车点。综合上述分析将绝缘垫拆出后从 3' 点向 7' 点分区成梯形进行刮研,3' 点最大刮研 0.12mm 至 7' 点 0 为止,完成进行回装。

重复 2~12 步凑重新进行机组受力、轴线测量调整。在测量调整过程中,又进行了两次受力调整及一次轴线调整,调整后进行了第三次盘车。盘车各项数据如下。

由表 6~9 数据可知,各项盘车数据均优于国家标准,说明 ××1 号机的调整方法是正确的,整个机组轴线及受力

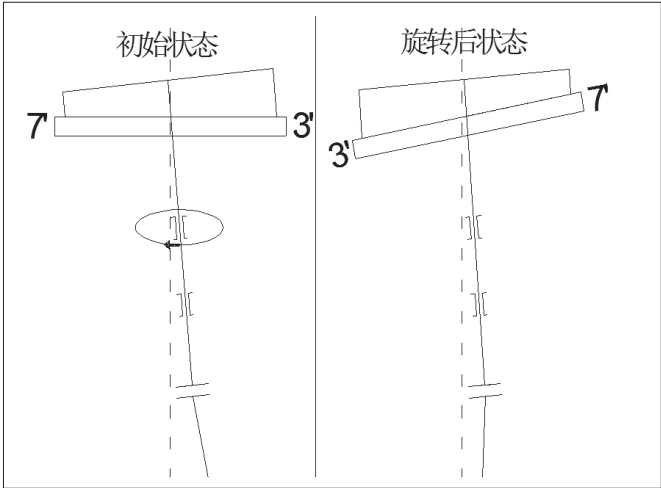


图 2 劲板盘车过程中水平变化图

表 6 弹性油箱压缩值 (mm)

弹性油箱编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
压缩值平均值	30	39	32	35	33	33	37	35	35	32
max	39		min		30		max-min		9	

表 7 动态水平 (镜板) (单位 0.01mm)

点号	1	2	3	4	5	6	7	8
数据	0	2	-3	-2	1	-2	2	2
旋转角度	0	45	90	135	180	225	270	315

表 8 第三次盘车数据 (单位 0.01mm)

项目	测点							
	1	2	3	4	5	6	7	8
上导	0	-1	-2	-4	-3	-2	1	1
下导	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	0
劲板轴向跳动	0	-4	-2	-2	-3	-8	-1	-5
水发连接法兰	0	-3	-2	0	4	6	5	2
水导	0	-1	1	4	7	11	7	3

表 9 第三次盘车全摆渡及净摆渡 (单位 0.01mm)

项目	全摆渡			
	1-5	2-6	3-7	4-8
上导	3	1	-3	-5
下导	1	0	-1	-1
劲板轴向跳动	3	4	-1	3
水发连接法兰	-4	-9	-7	-2
水导	-7	-12	-6	1
净摆渡	1-5	2-6	3-7	4-8
水发法兰 - 上导	-7	-10	-4	3
水导 - 上导	-10	-13	-3	6
水导 - 水发法兰	-3	-3	1	3

调整是成功的。

4 结语

本文通过作图并运用几何三角函数知识对 ××1 号机组盘车方法及轴线调整进行了分析,对现使用较少的强迫垂直调整受力方法等进行了分析及实例讲解。当前,我国机组以大中型机组为主,发电机推力轴承支撑越来越多的采用弹性油箱,根据各弹性油箱不同的性能特点,弹性盘车复杂多变,方法不一。本文中所诉机组轴线分析和调整方法对同类型机组盘车有一定的指导及借鉴意义,具有广泛的适用性。

参考文献:

[1] GB/T8564-2003 水轮发电机组安装技术规范 [S].
[2] DL/T817-2002 立式水轮发电机检修技术规程 [S].