

水轮发电机组轴线理论分析与应用

张振华

中电建海外投资(昆明)有限公司 云南 昆明 650000

摘要:通过对某电站1#机组盘车数据分析,确定了机组各轴承报瓦间隙的计算。并通过与机组运行后效果对比,进一步验证计算方法的准确性。

关键词:盘车;瓦隙;轴承

老挝南欧江某水电站开发任务为发电,水库正常蓄水位510.00m,相应库容 $4.09 \times 10^8 \text{ m}^3$,死水位490.00m,单台满发尾水位441.13m,死库容 $1.63 \times 10^8 \text{ m}^3$,调节库容 $2.46 \times 10^8 \text{ m}^3$,具有季调节性能。电站装机容量 $3 \times 60 \text{ MW}$,机组采用混流式机组。

1 机组轴线分析的意义

水轮发电机组是一个由水能转换为旋转机械能,又由旋转机械能转换为电能的机器。因此水电机组在运转中受有水、机械、电磁等多种力的作用,从而引起机组的承重机架部分发生水力、机械、电磁等多种振动。当振动幅植超过允许范围时,就有可能导致机组部件的损坏,给水轮发电机组的安全稳定运行带来严重的威胁。机组振动与摆度幅值的大小是衡量机组质量最主要的标准之一,它反映了设计、制造、安装、检修工艺的水平,所以是一个综合性的标准。^[1]

2 轴线测量的方法及基本原理

2.1 轴线测量的方法

轴线测量是给进行轴线处理提供计算依据的。是要通过轴线处理工作使主轴中心线对镜板镜面的不垂直度达到允许标准。从而可以理解,轴线测量的成果应能求得主轴中心线对镜板镜面的不垂直度。当主轴有几根轴联接而成时,还需能求得法兰处的弯曲。因此,通过轴线测量,应能获得主轴各部的摆度(摆动的最大幅值)及其方位的成果。轴线测量的常规采用的方法为盘车法。^[2]

2.2 旋转轴摆度特性

当主轴中心线与镜板镜面不垂直时,在盘车过程中轴线的运动轨迹,这时轴线运动的轨迹为一圆锥形,在截面I处所截得圆的直径 $2A$ 既为I处的摆度,同理 $2B$ 为II处的摆度,可见在轴线的不同部位上其摆度是不等的,距离推力瓦面越远其摆度值越大(不考虑法兰弯曲)。这样由主轴某部位的摆度值及该部位到推力瓦面的距离,即可求得轴线对镜板镜面(它与推力瓦面重合)的不垂直度,从而可使轴线得以处理。

如图1主轴旋转水平投影图所示,机组主轴沿公转中心旋转一周,其自转中心也旋转一周。摆度最大点1,在自转和公转的共同作用下,沿公转中心在旋转过程中始终最大。可见通过盘车,不管在任何位置我们都可以找到最大摆度点。在任何位置架设百分表测量轴号1点的摆度,同时位置不变相隔 $1/2$ 个旋转周期后测量轴号3点的摆度,两个摆度相减,即为主轴的最大摆度值。

在一般盘车中,主轴一导轴承轴领部位对轴编号为8个点,将轴逆时针(与机组旋转方向相反)八等分编号为1#-8#。为相互校验,一般在+X和+Y方向,各架一块百分表。要求百分表的测头对准主轴旋转中心,在盘车过程中,旋转轴上同一截面不同方向所安设的百分表所得各轴号处的读数。若以编号为横坐标,百分表读数为纵坐标绘制一条平面曲线,该条曲线应为一近似的正弦曲线。^[3]

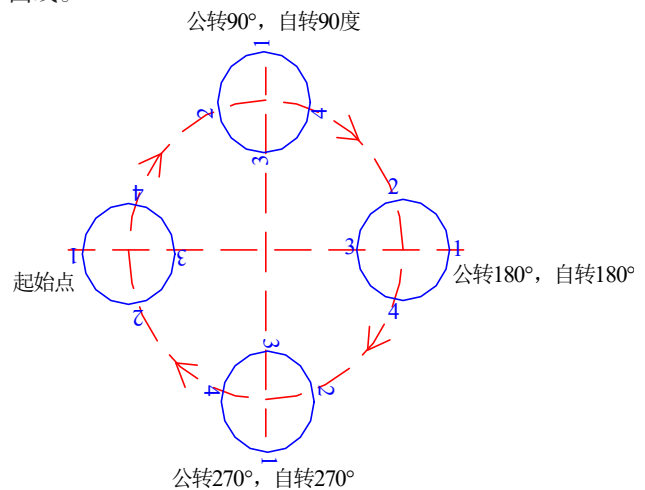


图1 主轴旋转水平投影图

3 电站1#机盘车数据分析

3.1 摆渡特性曲线绘制

绘制机组摆渡特性曲线,可根据它是否符合“正弦曲线”的规律,对个别误差较大的读数可酌情考虑甚至删去,这样从摆度曲线求得的最大摆度值及其方位,其

准确度要比向量合成的计算法为高，且易于掌握。下面以1#机盘车数据进行分析，实际盘车数据详见表1。

表1 1#机组盘车数据

1#水轮发电机组		主轴盘车记录			日期		2022.11.17	
X表最终盘车记录 (单位: mm)								
测点	1#	2#	3#	4#	5# (起点)	6#	7#	8#
上导轴承	0.02	0.01	0.01	0	0	0	0.005	0.02
下导轴承	-0.035	-0.02	0	0.01	0.01	-0.02	-0.03	-0.045
法兰面	0.04	0.06	0.06	0.03	0.01	0	-0.02	0.02
水导轴承	0.04	0.1	0.1	0.05	-0.01	-0.08	-0.06	-0.01

由于在盘车过程中，轴线除了旋转还存在有“平移”，计算中可将上导的百分表读数看作“平移”值，则从法兰、水导等处百分表读数中减去相对应轴号的上导处读数后，就得到了以上导为零点的法兰、水导等处的摆度。

为便于直观方面查看将数据放大100倍，以编号为横坐标，百分表读数为纵坐标绘制一条平面曲线，绘图采用CAD软件，所有尺寸进行均匀缩放，由此绘制机组摆渡特性曲线详见图2。

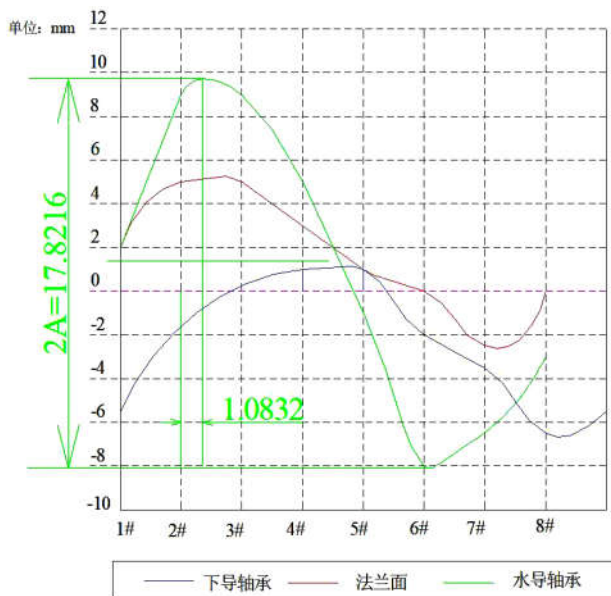


图2 摆度特性曲线 (纵坐标为放大100倍数据)

3.2 摆渡特性曲线解析

理论上盘车特性曲线接近与正弦曲线，波峰、波谷位置相差 180° ，若波形相差较大可认为盘车数据误差较大，数据进行筛选，调整波形。

机组3个部位曲线看，下导跟水导波峰位置稍有偏离，由此可见轴上存在折点现象。下导摆渡数据较小 $2A = 0.075\text{mm}$ ，折角区域在3#点与5#点之间位置相近，由此可忽略不计。

机组3个部位摆渡曲线摆渡均为平滑过渡接近与正弦

曲线，由此可见盘车数据均为有效值。

机组3个部位摆渡曲线依次扩大，进一步验证距离推力瓦距离越远摆渡越大的理论。

摆渡计算利用CAD图纸标注的距离进行等比计算，以水导轴承为例，波峰、波谷之间距离 $2A = 17.8216$ ，经换算水导净摆度 $A = 0.089\text{mm}$ ，同理得下导净摆度为 0.039mm 。

通过特性曲线可看出每道轴承机组摆渡方向，其方向为波峰的位置。根据波峰距离轴轴点距离计算摆渡方向，水导摆度为 $a = 45^\circ D/L$ (其中D为两个轴点间距离，L为波峰与轴点间距离)。经计算水导摆度角度为 16.2° 方向为2#点偏3#点，同理下导摆度角度为 37.13° 方向为4#偏5#点。

4 轴承间隙计算

根据盘车记录和净摆度曲线，我们可以知道水导最大摆度为2点偏3点方向 16.2° ，净摆度值为 0.089mm ，下导最大摆度为4点偏5点 37.13° ，净摆度指为 0.039mm 。

①水导轴承设计的单边瓦隙为 $\delta = 0.19\text{mm}$ ，我们在做图法中以 $100:1$ ，即 $1\text{mm}:0.01\text{mm}$ 为比例尺进行作图。

②先作o为圆心， $R = 625\text{mm}$ 的主轴轴颈理论圆，然后以 $R = 625 + 19 = 644\text{mm}$ 为理论轴瓦圆。

③沿着水导轴承最大摆度的方向，移动 8.9mm 。

④分别测量轴号1—8点的间隙即为相对于轴号的瓦隙。

⑤最后按比例换算回来，现场根据瓦隙调整即可。

⑥机组C修时根据实际停机位置将测量瓦中心与盘车点相对位置，在对应位置标注间隙尺寸，此时即为该处报瓦间隙。

⑦下导瓦隙按此方法类推。

5 理论与实际数据对比分析

5.1 理论实际数据对比

2023年机组C修时，1#机将轴线调整至中心位置，重新对3套瓦间隙进行调整，实际调整瓦隙与理论值对比情况详见表2。

表2 理论与实际瓦间隙对比情况

编号	上导瓦间隙 (mm)		下导瓦间隙 (mm)		水导瓦 (mm)	
	理论	实际	理论	实际	理论	实际
1#	0.14	0.14	0.12	0.12	0.23	0.15
2#	0.14	0.14	0.13	0.13	0.28	0.23
3#	0.14	0.14	0.15	0.15	0.27	0.27
4#	0.14	0.14	0.18	0.18	0.21	0.27
5#	0.14	0.14	0.19	0.19	0.15	0.23
6#	0.14	0.14	0.20	0.20	0.10	0.15
7#	0.14	0.14	0.19	0.19	0.11	0.11
8#	0.14	0.14	0.17	0.17	0.16	0.11
9#			0.14	0.14		
10#			0.13	0.13		

检修结束后机组运行约6个月时间,各轴运行参数详见表2。

5.2 数据分析

水导瓦实际瓦间隙与理论数据存在一定偏差,以水导瓦为例进行分析,瓦间隙偏差与瓦温关系详见图3。

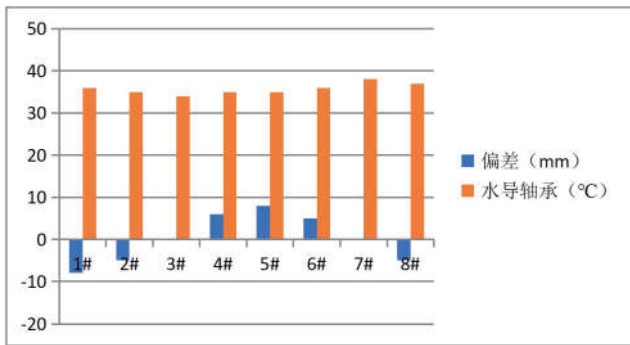


图3 水导间隙偏差与温度对比图

图3显示,实际瓦间隙比理论间隙小时,水导瓦温度

较高,实际瓦间隙比理论间隙大时,水导瓦温度较低。

结束语:通过理论结合实际的分析方法,由此可证明采用绘制摆渡特性曲线的方法对盘车数据进行理论分析是正确的。通过盘车,可以了解机组轴线各部位的实际摆渡情况,掌握机组轴线具体的倾斜和曲折数据,从而判定轴线质量是否合格。根据轴线的实际摆渡调整机组导瓦间隙,进一步提高了机组运行的稳定性,为机组稳定安全运行提供有力的理论支撑。

参考文献

[1]孟鹏,王渊博,李林伟.一种水轮发电机组轴线测量装置及方法[J].房地产世界,2022(04):70-72.
 [2]唐青柏.谈水轮发电机组轴线测量与分析[J].住宅与房地产,2021(22):178-179.
 [3]胡香梅.水电站水轮发电机组轴线检查及调整[J].江西电力,2021(06):153-1545.