

水轮机蜗壳位移原因分析及处理

15
50-53

路志海, 马群章

TK730.8

(潘家口水利枢纽管理局, 河北 迁西 064309)

摘要:介绍潘家口防汛自备电站水轮发电机组在试运行中发生的水轮机转轮及主轴密封严重磨损事故的解决方法, 对现场7次静态充水模拟试验进行分析, 确认造成转轮及主轴密封磨损的主要原因是机组运行时水轮机蜗壳产生位移所致。为消除蜗壳位移产生的不良影响, 采取了水平顶杠支撑、蜗壳地脚基础加固、加大水轮机转动与固定部分运行间隙等综合技术措施。经此处理后, 机组恢复正常运行, 近3年来未发生类似问题。

关键词:水轮机; 蜗壳; 位移; 现场试验

中图分类号: TK73

文献标识码: B

文章编号: 1006-7647(2000)04-0050-04

潘家口防汛自备电站位于潘家口水库主坝30~31号坝段, 装有2台4000 kW卧式混流水轮发电机组。水轮机型号为HLA296-WJ-96, 最高水头68 m, 设计水头58 m, 卧轴混流式机组。根据原工程地貌, 只能从水轮机蜗壳上部水平进水。蜗壳整体靠两支脚基础支撑。发电机型号SF4000-10/1250, 转速600 r/min, 出力4000 kW。水轮发电机组是卧轴两支点轴瓦。水轮机转轮安装在发电机转子轴伸长段。为缩短轴长, 无永磁机, 无飞轮。

由于该电站是在原水工建筑物上的改建工程, 所以电站布置具有如下特点:

a. 受地形限制, 机房面积仅7 m × 26 m, 安装2台机组极为紧凑, 1台机的基础压在另1台机的尾水管上。所有机旁盘移至控制、二次室内, 在机坑中仅布置安装2台机组。现场无法抽转子, 采用定、转子整吊入坑的安装方法。

b. 引水钢管安装在泄洪道上, 受水工建筑物影响, 厂房地面开挖到高程154 m, 为尽量降低机组安装高程, 引水支管中心线和蜗壳进口中心线持平, 故要求蜗壳为上水平进水。机组的横卧轴线高程155.250 m, 进水口中心线高程156.745 m。一般情况下, 卧式机组的标准设计均为上进水或斜上进水, 潘家口防汛自备电站水轮发电机组为特殊设计。

c. 压力叉管后, 连接双平板蝶阀, 刚性连接。压力叉管和双平板蝶阀要穿越30号和31号两坝段混凝土挡墙和机组连接。在30号和31号坝段间有坝缝。为消除无规则坝缝运动和机组振动对钢管的影

响, 在水轮机蜗壳进口前装一伸缩节, 蜗壳成独立受力体。机组布置如图1所示。

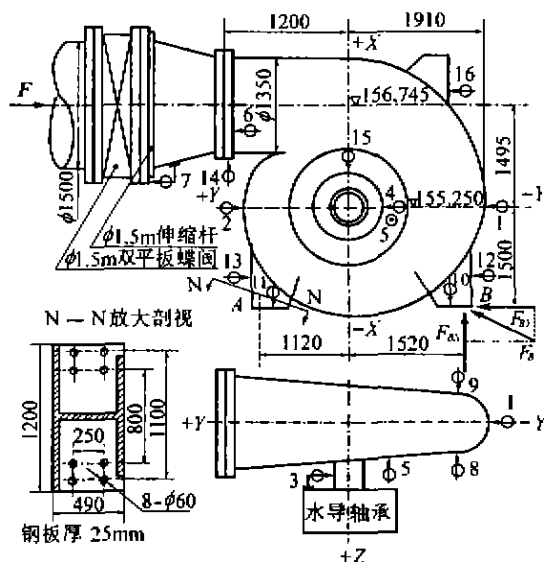


图1 水轮机蜗壳处理前受力及试验表计布置

1 存在问题及危害

两台机组安装完毕后, 于1996年7月27日对机组进行第一次空转试验。额定转速运转约15 min, 主轴密封端盖外部有过热现象, 主轴密封给水压力脉动很大, 调整水压后过热逐渐消失。运转近30 min时, 水导处主轴摆度由0.08 mm突增到0.18 mm, 主轴密封端盖严重过热, 并伴有焦糊味, 同时主轴密封处冒出白色烟雾, 被迫紧急停机。随后对水轮机转动部分进行分解检查, 结果如下:

a. 主轴密封装置. 封水密封环为中硬耐磨橡胶, 轴向接触面有严重过热磨损现象, 环向均布焦化的橡胶. 水封活塞座在 + Y 侧近半圆周范围内通长均布半熔化的金属层, 厚度达 0.7 mm. 主轴被严重过热磨损. 初步分析属于蜗壳中心偏移挤压转动的主轴, 迫使主轴也向 - Y 偏移, 挤压橡胶和活塞座, 在运转中因摩擦过热所致.

b. 梳齿式止漏装置. 装置为 1Cr18Ni9Ti 不锈钢材料, 转动梳齿安装于转轮上冠的前端, 称转轮梳齿, 固定梳齿安装于水轮机蜗壳前端盖内侧, 称前盖梳齿. 检查发现, 止漏梳齿发生严重磨损, 结果见表 1.

表 1 梳齿式止漏装置磨损记录

名称	磨损部位	磨损情况
转轮梳齿	内齿两侧, 外齿内侧	全部环形磨损
前盖梳齿	- Y 侧: 内齿外侧, 外齿内侧	1/3 圆周侧磨损深度约 0.7 mm, 不锈钢过热发蓝
	+ Y 侧: 内齿无, 外齿内侧	1/3 圆周侧磨损, 深度约 0.7 mm

c. 迷宫式止漏装置. 机组设计有两处为迷宫式止漏装置: ①转轮上冠外圆与水轮机前盖之间的止漏, 称前迷宫; ②转轮下环外圆与水轮机后盖之间的止漏, 称后迷宫. 两处止漏装置检查结果见表 2.

表 2 迷宫式止漏装置磨损记录

名称	磨损部位	磨损情况
前迷宫	转轮上冠整个圆周范围 前盖径向 + Y 侧 1/3 圆周	全部磨损 磨损深约 0.5 mm
后迷宫	转轮下环整个圆周范围 后盖径向 + Y 侧 1/3 圆周	全部磨损 磨损深约 0.3 mm

根据上述检查结果初步分析认为, 机组运行时强大的水推力使蜗壳向 - Y 方向移动, 位移量超过运行间隙, 造成旋转部分和固定部分挤压运动摩擦, 发生过热磨损现象.

2 蜗壳位移原因分析

对蜗壳作如下受力分析(见图 1): ①蜗壳进水口前设有伸缩节, 蜗壳在充水时全部水平推力由蜗壳基础独自承担平衡; ②水推力及其对 A, B 两支脚产生的倾覆力矩全部由蜗壳两点地脚螺栓承受; ③据计算, 最高水头事故紧急关闭导水叶时, 最大水推力 1800 kN; ④将蜗壳受力简化为平面任意力系, 假设机组主轴不受力, 以 A 为支点, 分析计算蜗壳地脚 B 点受力. 力 F_B 为 2 726 kN, 数值巨大, 方向不利, A, B 两地脚有向 - Y 方向形变趋势. 为消除隐患, 技施设计时做了两点修正: 16 根地脚螺栓由 M48 改为 M56; 在蜗壳每一地脚和基础板之间加 3 根抗剪圆柱销. 但实践证明未解决根本问题.

对蜗壳结构分析如下: ①蜗壳由 12 ~ 16 mm 厚

钢板制作而成. 事故后曾怀疑蜗壳刚度不够, 尤其蜗壳尾部, 曾计划在蜗壳上部增加纵横加强筋, 在蜗壳尾部加两道联筋钢板. 但经试验论证, 蜗壳刚性强度尚可. ②蜗壳两地脚用 25 mm 厚钢板, 工字结构焊接制成. 底板面积 490 mm × 1 200 mm, 两地脚相距 2 640 mm. 蜗壳却高达 3 670 mm, 宽 3 110 mm, 自重 4.7 t, 充水重量约 3 t. 在 F_B 反作用力方向, 产生较大扭曲变形, 主要是因为地脚刚度不够, 变形带动蜗壳位移.

3 蜗壳充水变形位移试验

3.1 试验方法

为验证以上分析和寻求解决办法, 事故后在 2 台机组上共做了 7 次水轮机蜗壳充水、放空等情况下的静态试验, 试验时在蜗壳变形、位移各相关位置, 架设 16 块百分表, 用于监测蜗壳受力的绝对或相对位移变化, 所测项目变量位置及设表序号情况见图 1. 每次试验分五个步骤:

a. 蝶阀关闭, 蜗壳无压, 钢管充水. 监测各测点位移或形变量, 为测量原值.

b. 在蝶阀、导水叶关闭状态, 开蝶阀旁通阀给蜗壳充水平压. 各变量稳定后记录, 以此模拟机组运行时各测点的位移及形变量.

c. 关闭给水旁通阀, 开导叶蜗壳排空失压. 各变量稳定后记录, 观察其弹性恢复量及温差的影响.

d. 再开旁通阀及蝶阀, 蜗壳平压, 模拟机组运行状态. 各变量稳定后再做记录.

e. 关闭蝶阀和旁通阀, 打开导叶, 蜗壳排水放空. 各变量稳定后再做记录, 再次观察变量恢复情况.

3.2 试验结果及分析

2 台机组 7 次充水试验表明, 每台机组各部变形及位移变量运动规律基本相同(试验数据略), 并证实水轮机蜗壳中心确实存在多达 0.90 mm 的水平位移.

a. 试验数据证明, 蜗壳充水后各部变形和位移现象存在一定规律, 蜗壳整体顺水流方向变形倾斜, 事故原因就是蜗壳上进水推动蜗壳所致. 蜗壳充水后, 在蜗壳中心密封盖径向水平, 实测位移高达 0.85 ~ 0.90 mm. 而固定和转动梳齿、转轮迷宫、主轴密封的单侧安装间隙只有 0.5 ~ 0.7 mm, 故也推动主轴位移达 0.10 mm.

b. 将蜗壳看作由两大部分组成, 即蜗壳本体和两地脚. 这两部分的位移变形情况(测点 4, 12, 16 的测点数据分析)列于表 3.

分析表 3 可知, 各点同向水平位移变化斜率几乎相同, 变化规律近于直线. 如果按静定梁施加剪力的

梯度变化规律, $y = P\eta^3$, 应成为高次曲线变化, 上端吊耳的水平位移还应增加很多. 试验说明蜗壳本体刚度条件比地脚强, 受同一力时, 蜗壳变形小, 位移主要是地脚刚度不够, 造成水平推力推动蜗壳后移.

表3 蜗壳充水变形位移试验分析

项目及其测点序号	测点距地面高 y/m	测点水平位移 l/mm	计算斜率 $(\frac{l}{y})/10^{-3}$
-Y向蜗壳支座水平位移(12)	0.300	0.15	0.50
轴封盖径向水平位移(4)	1.500	0.78	0.52
-Y向蜗壳吊耳水平位移(16)	2.950	1.50	0.51

3.3 模拟加固试验

为探索限制蜗壳位移的方法, 充水试验时还利用现场条件分别在 16 测点蜗壳吊耳处用 30 t 千斤顶支撑施加外力, 模拟顶杠加固处理方案; 在 12 测点蜗壳支脚立筋板处用 2 台 30 t 千斤顶支撑施加外力, 进行模拟基础加固方案, 做蜗壳充水试验(试验数据略). 数据分析表明, 这种模拟外支撑对减小蜗壳各部的水平位移起很大作用; 外支撑加固方法是利用现场条件可以采用的一种简捷方法.

4 蜗壳位移处理方法

经过以上试验分析, 结合现场实际情况, 采取了如图 2 所示的技术处理措施.

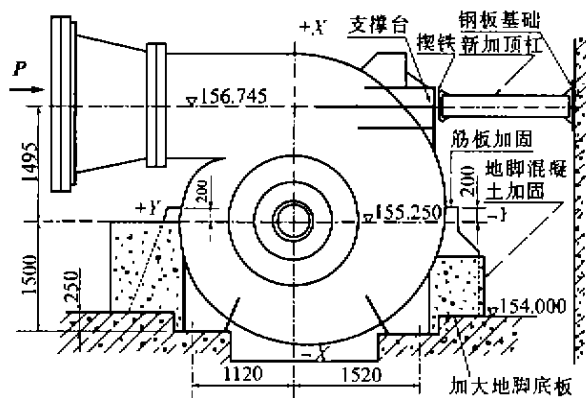


图2 水轮机蜗壳位移处理布置示意图

4.1 顶杠支撑与设计

蜗壳结构设计头重脚轻, 蜗壳地脚单薄, 为抵抗机组正常运行和甩负荷时蜗壳位移, 根据厂房内蜗壳 -Y 侧与厂房钢筋混凝土墙仅 2 m 距离(此墙原是泄洪挡水墙, 厚 4 m)的现场条件, 增设水平支撑顶杠.

a. 顶杠采用 45 号 $\varnothing 215$ mm 实心圆钢, 长 $L = 2130$ mm. 顶杠一端顶在蜗壳进口中心线对应部位的 -Y 蜗壳上. 为防止蜗壳变形, 在蜗壳上做一支撑台, 采用工字焊接结构, 焊 3 层水平筋板一立筋板, 把应力分散. 顶杠另一端, 在钢筋混凝土墙上固定一

厚 40 mm 的钢板为基础, 顶杠顶在钢板基础上. 顶杠两端由立筋板支托形成两自由支端, 顶杠收缩时不存在牵拉力. 在蜗壳顶杠支撑台和顶杠端部间加一对楔铁, 调节顶杠的预紧力. 顶杠力顶住蜗壳水平推移, 减小蜗壳后移量.

b. 经计算, 强度设计的安全系数为: $K = 26$ 倍.

c. 顶杠压缩变形, 正常水推力 $F = 1200$ kN 时, 计算压缩变形量: $\Delta L_1 = 0.335$ mm.

d. 冷缩变形, 因安装机组室温较机组运行时高, 存在温差冷缩变形. 按最大温差 30°C 计, 顶杠冷缩量多达 0.8 mm, 但分析顶杠的冷缩和混凝土的冷缩是同一方向, 所以总冷缩量应是钢和混凝土冷缩量之差. 计算其冷缩总变形量: $\Delta L_2 = 0.128$ mm.

e. 蜗壳轴心位置可允许 0.80 mm 位移, 而顶杠可能总缩变为: $\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 = 0.463$ mm, 裕度 0.337 mm. 在允许范围内, 顶杠完全可限制蜗壳位移.

安装时, 根据现场情况、温度、顶杠楔铁光洁度, 修刮毛刺并作适度调整, 由百分表监视, 将蜗壳向上游 +Y 方向预顶 0.1 mm, 再将调整楔铁点焊固定. 调整无误后再加固蜗壳的地脚.

4.2 蜗壳地脚加固

蜗壳地脚加固采用如下施工方案:

a. 在保证蜗壳不变形、不位移、不破坏蜗壳原地脚结构的前提下, 在原地脚两边用焊接结构钢板做箱形辅助地脚.

b. 保持原地脚不变, 加大蜗壳两边地脚. +Y 方向蝶阀侧从蜗壳基础上增加一延长底板, 底板尺寸 $900\text{ mm} \times 1200\text{ mm} \times 30\text{ mm}$, 底板和混凝土之间做 24 个锚筋孔, 用 $\varnothing 30$ 螺纹钢筋锚固在基础混凝土上, 底板和蜗壳间用三块立筋钢板连接加固. 主立筋 $\delta = 30$ mm, 两边辅筋 $\delta = 18$ mm. 为了控制焊接变形, 立筋板与蜗壳间为断续角焊. -Y 方向调速器侧底板做法也完全相同, 只是底板尺寸略小, 为 $700\text{ mm} \times 1200\text{ mm} \times 30\text{ mm}$.

c. 为提高蜗壳稳定性, 增加立筋强度, 在新增地脚部分浇注钢筋混凝土. 利用底板插筋延长成竖筋, 以此筋布置钢筋网. 为确保混凝土与周围连接好, 在原地脚上搭焊钢筋, 涂 107 胶, 用 $\delta = 6$ mm 的钢板做永久混凝土模板, 最后浇捣特殊混凝土——高流态、早强、微膨胀、高附着力混凝土.

水轮机蜗壳两侧基础及加强板和钢筋加固完成后, 加上顶杠, 在未浇注混凝土之前做了蜗壳静态充水模拟试验, 观测蜗壳位移. 从表 4 数据可以看出, 主要位移量不到加固处理前的 1/2, 效果非常显著, 已初步满足机组运行条件, 由此可以肯定浇注混凝土后机组会更稳定.

表 4 处理前后蜗壳充水试验主要部位位移对比 10^{-2}mm

项目及其 测表序号	处理前给 水旁通阀 平压	处理前开 蝶阀蜗壳 平压	处理后给 水旁通阀 平压	处理后开 蝶阀蜗壳 平压
- Y 向蜗壳水平位移(1)	+43	+45	+11	+10
+ Y 向蜗壳水平位移(2)	-80	-90	-35	-40
轴封盖径向水平位移(4)	+80	+90	+36	+37
蜗壳进口水平位移(6)	+156	+156	+75	+79
- Y 向蜗壳吊耳水平位 移(16)	+145	+150	+55	+59

注:蜗壳充水静压 0.6447 MPa.

4.3 加大运行间隙

4.3.1 调整间隙的原因

设计水轮机时,考虑的是理想状态下转动部分和固定部分的运行间隙,如密封支持环与主轴单侧间隙仅 0.5 mm;转轮迷宫环与前盖、厚盖迷宫环的单侧间隙仅 0.7~0.9 mm.而这 2 台机组由于蜗壳充水后的位移变形量较大,理想运行间隙已远不能满足正常运行.对蜗壳的地脚基础进行加固处理后,又提出了对水轮机转动部分与固定部分的运行间隙做适当放大的方案.

4.3.2 加大间隙的方法

加大原来设计的间隙,唯一有效的办法是对有关部件进行机械加工.我们根据现场条件,把需要加工的水轮机部件全部拆下,就近加工,使相关的转动部位径向尺寸缩小,如转轮迷宫环、梳齿密封;把易

于拆卸加工的固定部位径向尺寸加大,如主轴密封支持环、压盖等.2 台水轮机的转动与固定部件单侧平均间隙调整值见表 5.

表 5 水轮机转动与固定部件间单侧平均间隙调整值 mm

调整项目	1 号水轮机		2 号水轮机	
	调整前	调整后	调整前	调整后
Ø250 主轴密封	0.5	1.10~1.20	0.5	1.55~1.60
Ø600~670 梳 齿密封	0.7~0.9	1.20~1.40	0.7~0.9	2.5
Ø780 转轮前迷 宫密封	0.7~0.9	1.20~1.40	0.7~0.9	1.35~1.45
Ø1040 转轮后 迷宫密封	0.7~0.9	1.20~1.40	0.7~0.9	1.35~1.45
Ø250 密封盖	0.5	1.10~1.20	0.5	2.05~2.10

5 结 语

机组于 1996 年 10 月投入运行,至 1998 年 10 月底,2 台机组共计安全运行 26716 h,发电 9086.3 万 kW·h.未出现任何异常情况.这次事故的顺利处理,是因为现场试验分析充分可靠,根据实践经验和理论依据,及时采取了有效的、最经济的综合处理方案,用较短的时间恢复了机组的正常运行.这个实例也说明,安装调试现场遇到突发问题是不可避免的,重要的是技术和施工人员如何根据现场实际条件,有针对性地通过试验分析去解决问题.

(收稿日期:1998-12-28 编辑:马敬峰)

·简讯·

巴西又一座 100 万 kW 级大型水电站建成发电

巴西是世界水电大国之一,也是拥有 100 万 kW 级大型水电站最多的国家,1999 年又有一座 100 万 kW 级大型水电站建成发电.该电站名为萨尔托卡希亚斯水电站,在巴西的伊瓜苏河上.伊瓜苏河是著名的巴拉那河的支流,全长 1050 km,总落差 800 m,自上而下现已建成 100 万 kW 级大型水电站 5 座(表 1),是巴西的一大水电基地.

表 1 巴西伊瓜苏河上的 5 座大型水电站

电站名称	坝 型	坝高/m	坝顶长/m	坝身体积/万 m ³	库容/亿 m ³	装机容量/万 kW	开始发电年份
福兹德阿利亚	面板堆石坝	160	828	1400	60.7	167	1980
塞格富多	面板堆石坝	145	700	670	30	126	1992
萨尔托圣地亚哥	土石坝	39	1400	1038	30	133	1980
萨尔托奥索里约	土石坝	67	1200	428	12.4	105	1976
萨尔托卡希亚斯	碾压混凝土重力坝	67	1100		31.5	124	1999

该电站大坝为碾压混凝土重力坝,上游面垂直,下游面呈阶梯状,坝面采用常规混凝土,中间部分为碾压混凝土.溢洪道设在坝体上,长 290.5 m,分为 14 孔,有弧形闸门控制,可宣泄设计洪水 49600 m³/s,是世界上碾压混凝土大坝宣泄大流量的溢洪道之一.进水口后接 4 条压力管道,直径 11 m,长 107 m.厂房长 180 m,内设 4 台混流式水轮发电机组,单机容量 31 万 kW,总装机 124 万 kW.工程总投资约 10 亿美元.1995 年 1 月开工,1999 年 2 月首台机组发电,工期只有 50 个月,是工期相对较短的一座大型水电站.其余 3 台计划也在 1999 年底前投入运行.

(吴冀高供稿)