

广西麻石水电厂 2 号机组振动原因分析及处理

唐 昶¹ 程云山²

(1. 桂林市水利电力勘测设计研究院, 广西 桂林 541001; 2. 河海大学水利水电工程学院, 江苏 南京 210098)

摘要 对广西麻石水力发电厂 2 号机组振动原因进行分析, 认为引起机组振动的主要原因是机组上架刚度不足、机组转动部分(静)不平衡以及尾水管出现空腔涡带。经采取加固上架、加装配重块和改善水轮机叶片出流角等措施后, 机组振动现象得到消除。

关键词 机组振动; 原因分析; 动平衡; 涡带; 麻石水力发电厂

中图分类号: TK730.8

文献标识码: B

文章编号: 1006-764X(2004)07-0067-02

麻石水力发电厂位于广西融水县境内融江上, 装有 3 台水轮发电机组, 水轮机型号为 KVB37-18 (立轴转浆), 总装机容量为 100 MW。其中 2 号机组单机容量为 36 MW, 由罗马尼亚生产, 于 1976 年投入运行。运行中发现转轮叶片根部频繁产生裂纹。1988 年对 2 号机组转轮叶片进行了更换。1992 年小修后启动运行, 出现摆度过大不能带负荷运行。停机检查发现上导轴承支柱螺栓与上导瓦架点焊处已拉裂; 上导瓦架 - X 方向有一条 200 mm 长的裂纹。

1 振动原因分析

由于 2 号机组长时间在较大摆度及振动下运行, 使上导轴承支柱螺栓松动, 轴瓦间隙放大; 反过来间隙增大又使机组摆度及振动再扩大。如此循环, 致使该机组长期不能稳定运行。一般情况下, 导致机组产生振动的主要原因有机械不平衡、电磁不平衡和水力不平衡。要分清哪些是引起该机组振动的主要因素, 可以通过以下几项试验来确定:

a. 转速试验。分别使机组在各种转速下旋转, 并测量各个轴承座的振幅和频率, 绘制转速与振幅的关系曲线 $A = n^2$, 式中 A 为双振幅, mm; n 为转速, r/min; 绘制转速与振动频率的关系曲线 $f = n^2$, 式中 f 为振动频率, Hz。试验中, 如果振幅一直很大, 改变频率对振幅的影响很小, 且振动频率与转速频率基本一致, 则振动原因可能是轴线曲折、盘车摆度没有调好、导轴承不同心、主轴与固定部分有偏磨。如果振幅随机组转速增高而增大, 且基本与转速平方成正比, 而振动频率又与转速频率一致, 则振动是由转动部件(静、动)不平衡引起的。

b. 励磁试验。在额定转速下给转子磁极加励磁电流, 测量并绘制振幅与励磁电流的关系曲线 $A = f(i)$ 。如果振幅随励磁电流加大而增大, 则磁拉力不平衡是引起机组振动的主要原因。

c. 负荷试验。给机组从小到大分别带上不同的负荷, 测量各种负荷下振幅及导叶接力器的行程, 绘制振幅与负荷关系曲线 $A = f(P)$, 或振幅与接力器行程的关系曲线 $A = f(L)$, 式中 P 为发电机负荷, MW; L 为接力器行程, mm。如果振幅随负荷增减, 或随接力器行程增减而增减时, 且水轮机下导轴承处的振幅变化比上导轴承处的振幅变化敏感, 则水力不平衡是引起机组振动的主要原因。

为了找出引起机组振动的具体原因, 我们对麻石电厂 2 号机组做了以下试验:

- 空载额定转速变励磁试验, 测量结果见表 1。
- 变负荷试验, 测量结果见表 2。
- 空载无励磁变转速试验, 测量结果见表 3。
- 固定励磁变转速试验, 测量结果见表 4。

从试验结果可以看出: ①振幅不随电流增大而增大, 可排除磁拉力不平衡引起的机组振动; ②振幅不随负荷增减, 仅在 5 ~ 10 MW 区域运行中较大, 可判定引起机组振动的主要原因可能是尾水管涡带, 同时可排除水力不平衡原因引起的机组振动; ③振幅随着转速增加而增大, 且机组振动成分主要是转速频率, 因此引起机组振动主要原因应该是转动部件(静、动)不平衡; ④上导摆度随机组转速升高而大幅增加的原因应该是机组上下机架或本身刚度不足所致, 使电磁力不平衡及转动部分质量不平衡, 从而引起机组振动。

表 1 不同励磁电流下的机组振动及摆度测量结果^①

励磁电 流/A	顶盖压力脉动		尾水管压力脉动		上机架水平振动(- X)		水导摆度(- X)		轴中摆度(- X)		上导摆度(+ Y)		上导摆度(- X)	
	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm
0	2.5 ~ 35	0.012	2.8	0.035	1.78	0.130	1.78	0.130	1.78	1.00	1.78	0.48	1.78	1.12
88	3.12	0.012	2.7	0.035	1.78	0.162	1.78	0.166	1.78	1.20	1.78	0.64	1.78	1.20
176	40.0	0.012		0.045	1.78	0.280	1.78	0.400			1.78	1.04	1.78	1.68
211	35.0	0.012		0.050	1.78	0.380	1.78	0.480			1.78	1.19	1.78	1.86
230	50.0	0.015	45.0	0.085	1.78	0.290	1.78	0.500	1.78	2.25	1.78	0.93	1.78	1.86
247	1.4 ~ 50	0.017	3.3 ~ 40	0.060	1.78	0.320	1.78	0.360	1.78	2.50	1.78	1.05	1.78	1.80

表 2 不同负荷下的机组振动及摆度测量结果^①

负荷/ MW	顶盖压力脉动		尾水管压力脉动		上机架水平振动(- X)		水导摆度(- X)		轴中摆度(- X)		上导摆度(+ Y)		上导摆度(- X)	
	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm
0		0.027	0.3 ~ 40	0.125	1.78	0.39	1.78	0.77	1.78	3.00	1.78	1.20	1.78	1.19
5		0.005		0.062	1.78	0.39	1.78	0.77	1.78	2.75	1.78	1.30	1.78	2.40
10		0.023		0.002	1.78	0.39	1.78	0.44	1.78	2.00	1.78	1.20	1.78	2.00
20		0.012		0.025	1.78	0.26	1.78	0.35	1.78	1.10	1.78	0.72	1.78	0.80
30		0.011		0.036	1.78	0.19	1.78	0.33	1.78	1.00	1.78	0.72	1.78	0.60
36	6.6	0.017	7.1	0.036	1.78	0.20	1.78	0.40	1.78	1.10	1.78	0.80	1.78	1.04

表 3 不同周波时的振动及摆度测量结果^①

周波 /Hz	顶盖压力脉动		尾水管压力脉动		上机架水平振动(- X)		水导摆度(- X)		轴中摆度(- X)		上导摆度(+ Y)		上导摆度(- X)	
	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm
32	50	0.015	12.5	0.036	11.0	0.10	1.18	0.20	1.18	0.50	1.18 ~ 11	0.31 ~ 0.24	1.18	0.48
39	55	0.020	13.0	0.060	1.4 ~ 10	0.10	1.40	0.23	1.40	0.75	1.4 ~ 12.5	0.40 ~ 0.16	1.40	0.88
50	55	0.015	14.0	0.060	1.78	0.085 ~ 0.13	1.78	0.31	1.78	1.25	1.78 ~ 12.5	0.80 ~ 0.24	1.78	1.12
55	60	0.018	13.0	0.130	1.78	0.21 ~ 0.10	1.93	0.36	1.93	1.33	1.93 ~ 10.6	0.72 ~ 0.36	1.93	1.20
60	60	0.020	11.4	0.110	1.78	0.28 ~ 0.20	2.10	0.50	2.10	3.00	2.1 ~ 4.2	0.90 ~ 0.40	2.1 ~ 4.2	1.52 ~ 0.24

表 4 固定励磁下的变转速振动及摆度测量结果^①

周波 /Hz	顶盖压力脉动		尾水管压力脉动		上机架水平振动(- X)		水导摆度(- X)		轴中摆度(- X)		上导摆度(+ Y)		上导摆度(- X)	
	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/MPa	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm	f/Hz	2A/mm
40	56.7	0.064	13.75	0.050	1.39 ~ 9.33	0.27 ~ 0.065	1.41	0.626	1.41	0.26	1.41	0.36	1.41	1.40
50	66.0	0.0188	12.8	0.875	1.77	0.696	1.77	1.085	1.77	0.815	1.77	2.00	1.77	2.66
55			1.94 ~ 13.70	0.03 ~ 0.044	1.78	1.00	1.94	4.500	1.94	0.70	1.94	2.56	1.94	3.59

2 处理措施

根据以上试验和分析 ,对麻石水电厂 2 号机组振动问题采取以下措施 :

a. 对于转动不平衡问题 ,实测机组的不平衡力最大为 98.1 kN ;不平衡力方向在 - X 方向 .据计算在 6 号轮臂可配重 100 kg ,5 号轮臂可配重 57.5 kg .

b. 对于上机架刚度不足问题 ,采用更换上导瓦架及对基础千斤顶进行加固处理 ,处理完成后重新进行测试 ,机组的振动和摆度全部达到国家规定的标准 ,机组运行情况良好 .

c. 对于尾水管压力脉动问题 ,采取了重新设计转轮叶片的办法 ,改善其水力性能 ,叶片翼型按原翼型重新设计 ,叶片安放角比原安放角小 1.7° ,即通过改变水流方向 ,改善转轮中水流的流态 ,减少尾水管中的涡流 .如此处理后 ,已经过一个小修年度的运行 ,后拆开检查 ,没有发现叶片裂纹 .

3 结 语

在分析水力机组振动原因时 ,通常只注意机组水力不平衡、电气不平衡以及静(动)不平衡 ,试验也大多围绕这些原因展开 ,而由于机组本身的刚度和强度不足引起的振动往往不被重视 .其实对于一些过去进口的老式机组 ,更应该注意此类问题 .

水力机组振动问题是一个比较复杂的问题 ,许多振动问题都是综合作用的结果 ,不会是某一个单一的简单因素所致 ,处理过程中应该抓住主要因素 ,同时又不放过次要的影响因素 ,全面地分析 ,妥善地处理 ,才能有效排除水力机组振动现象 .

参考文献 :

[1] 者建伦 ,王胜 .水轮发电机组振动的分析及处理 [J] .水力机械技术 ,2003 (3) 25 .

(收稿日期 2004 - 10 - 18 编辑 :马敏峰)

①表 1 ~ 4 数据引自广西试验研究所《关于麻石电厂振动试验情况汇报》.