

某大型水电站异常振动和出力不足问题研究

郭彦峰^{1,2}, 赵越¹, 刘登峰¹

(1. 水力发电设备国家重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150040; 2. 哈尔滨大电机研究所, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘要:以我国自主研发的 600 MW 级混流式水轮发电机组投运后的运行状态为例展开研究分析。针对该大型水电站高负荷区出现的异常振动和最大出力不达标的严重问题,从问题的产生机理分析和故障诊断入手,先对引起异常振动的原因展开分析,然后通过对现场稳定性和出力测试结果进行评估,提出了对机组实施改进的方案,即沿着水轮发电机组转轮叶片的出水边进行切割修型,并同时泄水锥进行改进,再结合数值和同步模型试验的模拟结果进行比较分析,成功地解决了该水电站的高负荷区域异常振动和出力不足问题,并由此提炼出一套较为完整的针对这一类型问题的分析和处理通用方法。

关键词:异常振动; 现场试验; 模型试验; 压力脉动; 水轮机出力

中图法分类号: TV734

文献标志码: A

DOI:10.16232/j.cnki.1001-4179.2015.16.021

1 水电站运行存在的问题

某大型水电站的机组是我国首次自主研发的 600 MW 混流式水轮发电机组。这样的巨型机组,其稳定性问题尤其受到关注,但是在全部机组投运之后发现,1~5 号机组在高负荷区域存在着异常振动情况,水轮机顶盖振动值超标,有异常噪音,而且最大出力无法达到设计值,给水电站的安全生产和经济运行带来了巨大隐患和损失。为了解决该电站水轮机组高负荷区异常振动、噪音以及出力不足问题,消除机组运行中的安全隐患,提高水电站的经济运行水平,针对该水电站全部 5 台机组进行了多次现场实测,并对试验结果进行汇总分析,以期找到解决上述问题的方法^[1-2]。

2 问题分析

水轮机稳定性问题涉及机械、电气和水力等多方面因素,十分复杂,而机械和电气因素引起的机组振动相对比较简单,引起的振幅也相对较小,处理也相对容易一些,对机组的稳定运行影响不大^[3]。然而,由水力因素引起的振动则是所有机组都难以避免的,因为它是水力机械所固有的特性。引起水轮发电机组振动的水力因素主要是作用于过流表面的水压力脉动,

而引起水压力脉动的因素主要有以下几个方面:

- (1) 动静干扰;
- (2) 迷宫密封的轴承效应;
- (3) 尾水管涡带;
- (4) 卡门涡;
- (5) 叶道涡;
- (6) 其他不稳定旋涡。

针对该水电站运行过程中存在的问题及现象,根据现场测试数据,结合水轮机振动机理进行了详细分析^[4]。根据分析结果,初步推断该水电站机组振动问题主要是由卡门涡、尾水管涡带造成的。

3 故障诊断

3.1 卡门涡

根据分析结果所做出的推断,初步拟定了解决方案,即通过对过流部件进行修型来解决这一问题。修型方案通过 CFD 计算结果来确定,分别针对每次修型前后的高负荷工况点进行 CFD 计算分析,最终确定对 3 号机组转轮叶片出水边靠近下环处(长约 80 mm)的叶片厚度进行适当减薄处理,以改变卡门涡的频率,避免叶片的固有频率与卡门涡频率相近引起共振现象。

在对 3 号机组的叶片进行减薄处理以后,在上游

水位为 603.0 ~ 600.1 m、下游水位为 440.9 ~ 439.0 m 以及水头为 161.3 ~ 159.1 m 的条件下,分别对修型后的 3 号机组及未修型的 5 号机组和 2 号机组进行了对比测试。测试结果表明:3 台机组的出力均没有达到该水头下的保证出力 520 MW,但 3 台机组的顶盖垂直振动和压力脉动值的变化趋势主要以 500 MW 为分界线,当机组出力小于 500 MW 时,顶盖垂直振动和压力脉动值变化不大;当机组出力超过 500 MW 之后,顶盖垂直振动和压力脉动值随负荷的增加而增大;由于尾水位比较高,自然补气与否均不会影响到顶盖垂直振动和压力脉动值的变化趋势,而且这 3 台机组的变化趋势相同。据此,可以排除由于转轮叶片出水边卡门涡的原因而导致机组高负荷区顶盖垂直振动超标的假设。

接着对 3 号机组的修型效果进行了研究,研究结果表明:蜗壳门、锥管门的噪声功率随着负荷的增加而增加,从 480 MW 到 500 MW 出现了卡门涡;与 5 号机组不同的是,水轮机的卡门涡强度比较弱,说明此次修型取得了一定的效果,但是仍然不够理想。固定导叶后出现的乱流,对活动导叶、顶盖的振动会产生影响,而且对噪声也有较大的影响。因此,必须对固定导叶进行修型,这样会有益于进一步降低水轮机的噪声。同时,由于水轮机压力脉动,特别是导叶后转轮前和顶盖处的压力脉动与顶盖垂直振动的变化趋势相同,因此,可以初步推断顶盖垂直振动与转轮的特性有关。

3.2 尾水管涡带

3.2.1 改进泄水锥形状

排除了由卡门涡引起水轮发电机组在高负荷区产生的顶盖垂直振动问题,那么就可以确定上述问题主要是由尾水管涡带的自激振荡所造成的。为此,研制出了相应的解决方案。通过将水轮机泄水锥加长为直柱形以改善高负荷区域的涡带特征,并避开尾水管的自激振荡;同时对固定导叶出水边进行修型处理,并将转轮叶片的出水边减薄,以期消除机组在运行中出现的卡门涡和乱流问题。

将这一方案在 1 号机组上付诸实施,按方案要求处理完以后,对 1 号机组进行了振动和噪声测试。测试结果显示,这一方案对改善机组的水平振动和低负荷的稳定性效果明显,但在高负荷运行时,尾水管涡带的噪声有加大现象,而且垂直振动现象还略有增加。说明该方案无法降低水轮机组在高负荷运行时的顶盖垂直振动问题。

3.2.2 转轮叶片出水边切割修型

上述方案在实施以后没有获得明显的效果。经过

分析研究,决定对转轮叶片的出水边进行切割修型,具体方法为:对叶片的出水边进行切割,范围是从出水边的中部至下环处,切割 40 mm,将出水边形状由压力面平直吸力面弧面改为吸力面平直压力面弧面。试图通过切割叶片的出水边来改变叶片的出流角度,从而改变出口环量,进而改善高负荷尾水管的涡带形状,以达到改善压力脉动的效果。而局部增加叶片的开度,则可以少量地增加流量和功率,同时也可以改善出水边的局部空化特性,以此缓解卡门涡噪声,提高大流量大出力机组的稳定性。

将该方案在 5 号机组上付诸实施,对 5 号机组叶片的出水边进行切割修型处理以后,分别对 5 号机组及 1 号和 4 号机组进行了振动和压力脉动试验。试验条件为:上游水位 598.51 ~ 601.24 m,下游水位 433.84 ~ 435.39 m;1 号机组变负荷从 11.7 MW 至 555.7 MW (96% 导叶开度),4 号机组的变负荷从 0 MW 至 550 MW (100% 接力器行程),5 号机组的变负荷从 14.3 MW 至 577.5 MW (100% 接力器行程)。根据试验结果,分别对机组出力达标情况、稳定性等问题展开了分析,结果见表 1。

表 1 机组保证出力

| 机组 | 毛水头/ m | 净水头/ m | 机组实测 出力/MW | 机组保证出力 (功率因素 0.985)/ MW | 水轮机 保证出力/ MW |
|-----|-----------|-----------|---------------|-------------------------------|--------------------|
| 1 号 | 167.10 | 165.0 | 555.7 | 556.5 | 565.0 |
| 4 号 | 163.66 | 160.6 | 550.0 | 527.0 | 535.0 |
| 5 号 | 163.70 | 161.5 | 577.5 | 530.0 | 538.0 |

(1) 机组出力达标情况。对比测试结果可以看出,1 号机组在该水头下存在出力略微不足的问题,4 号和 5 号机组的出力均可以满足要求;但是综合比较来看,5 号机组比 4 号机组的出力要明显增加,说明对水轮机转轮叶片出口实施切割处理,对提升机组的出力具有明显的效果。

(2) 机组稳定性问题。对比 3 台机组的稳定性试验结果,发现在实施切割修型以后,5 号机组顶盖上的振动值在高负荷区有明显变大的趋势,但是均没有超标。

3.2.3 模型同步模拟分析试验

由上述试验结果可以看出,对 5 号机组叶片的出水边实施切割修型以后,对提升高负荷区出力、降低振动有着明显的效果,因此,认为在此基础上,可以继续对转轮叶片出水边进行修型。具体切割修型方案为:在第一次的基础上,将转轮叶片出水边中部到上冠部分切割掉。在修型完成以后,为了验证 5 号机组转轮 2 次切割修型的效果,借助于该水电站模型转轮进行模型试验研究。模型试验主要分为以下 3 个步骤。

(1) 模型转轮叶片修型前,进行模型效率特性、压力脉动特性试验;

(2) 对模型转轮叶片出水边的模拟原型机,从叶片中部到下环处实施切割修型,修型完成后对模型效率特性以及压力脉动特性进行试验;

(3) 将模型转轮叶片出水边模拟原型机全部切割修型,修型完成后,对模型效率特性、压力脉动特性、空化以及飞逸转速进行试验。

针对模型试验结果,对以下各方面的内容展开了研究分析。

(1) 模型效率特性。在等单位转速下(以单位转速 n_{11} 为 66 r/min 为例,对应额定水头 H_p 为 175.5 m),对比修型前后的效率和功率特性,如图 1 所示。从图中可以看出,切割转轮叶片出水边可以显著提升大流量区的效率;切割出水边上冠后,与修型前相比,在高负荷区的效率大约整体提升了 1.5%,相似换算后,机组在高负荷区的出力也得以显著增加。

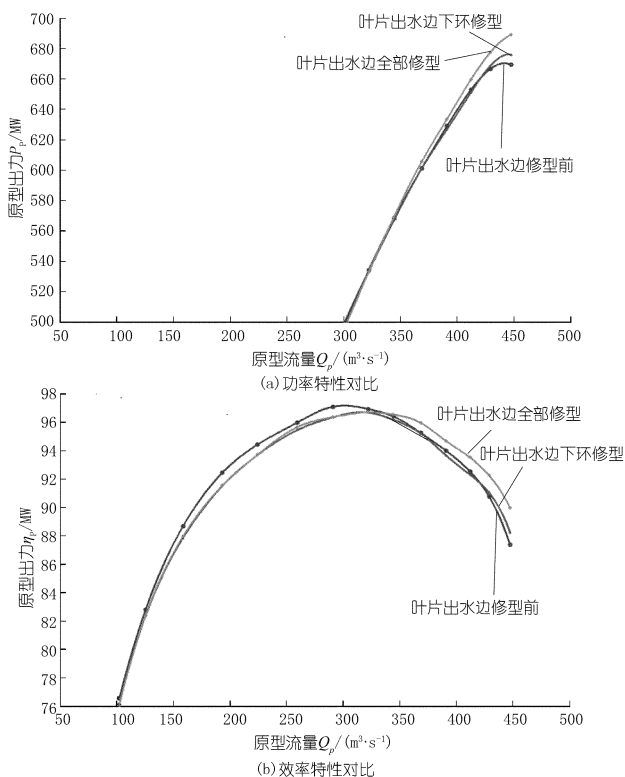


图 1 功率和效率特性对比

(2) 模型压力脉动特性。在蜗壳进口、导叶后转轮前、顶盖、锥管以及肘管处均安装 PCB 压力脉动传感器,在转轮叶片出水边修型前后,针对该电站 4 个特征运行水头进行模型压力脉动试验。分析对比各个测点的模型试验结果,切割出水边上冠后,在高负荷区域,各个水头下的压力脉动混频幅值显著降低。本文挑选有代表性的水头和测点,即取 H_p 为 175 m、导叶后转轮前和锥管为例,详见图 2 和图 3。

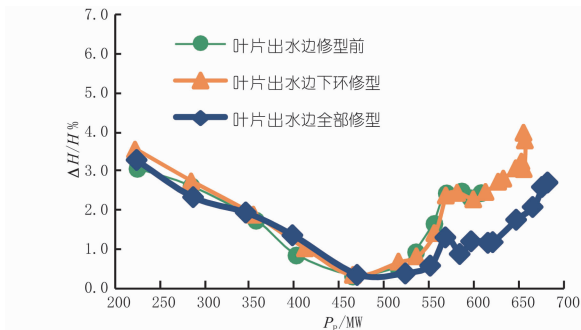


图 2 模型压力脉动特性对比(无锥管)

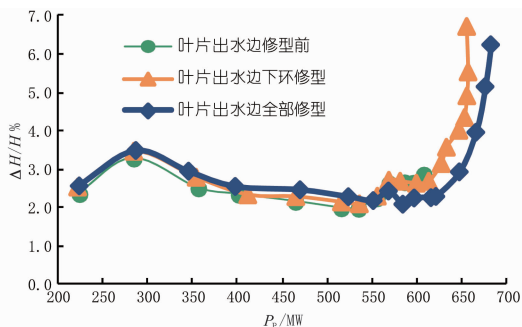


图 3 模型压力脉动特性对比(锥管)

(3) 模型空化试验。在对转轮叶片出水边上冠切割后,针对构皮滩水电站各个特征水头下的 100% 额定出力和 100% 预想出力下进行了空化试验。试验结果表明:效率显著下降所对应的空化系数与修型前相比基本一致,在叶片上出现明显空化现象所对应的空化系数值也较低,与相应的装置空化系数相比,有比较大的安全裕量,且涡带形状为柱状,如图 4 所示。结合这一区域的压力脉动情况进行了分析,结果表明,柱状涡带不会引起机组的强烈振动,因此,转轮叶片出水边修型对空化性能不会产生不利影响。

综合对比分析修型前后的模型试验结果可以看出:对模型转轮叶片出水边修型以后,可以有效改善机组在高负荷区域的能量以及压力脉动特性,而且对空化特性不会产生影响,说明这一方法可以有效改善机组运行的稳定性。因此,可以将模型转轮叶片出水边的修型方案应用到相似的原型机上,以改善原型机在额定出力附近振动大、出力不足的问题。

4 最终处理效果

对于在模型装置上进行的模型试验情况进行了分析,结果表明,叶片切割修型对于改善机组在高负荷区的振动及出力问题具有显著效果。因此,结合对 5 号机组的处理情况,决定对该水电站 1 号机组水轮机转轮叶片的出水边进行切割修型(切割厚度为 40 mm),同时将泄水锥柱状延长段割除,恢复成原有的泄水锥。为了验证修型效果,分别进行了压力脉动和振动及噪

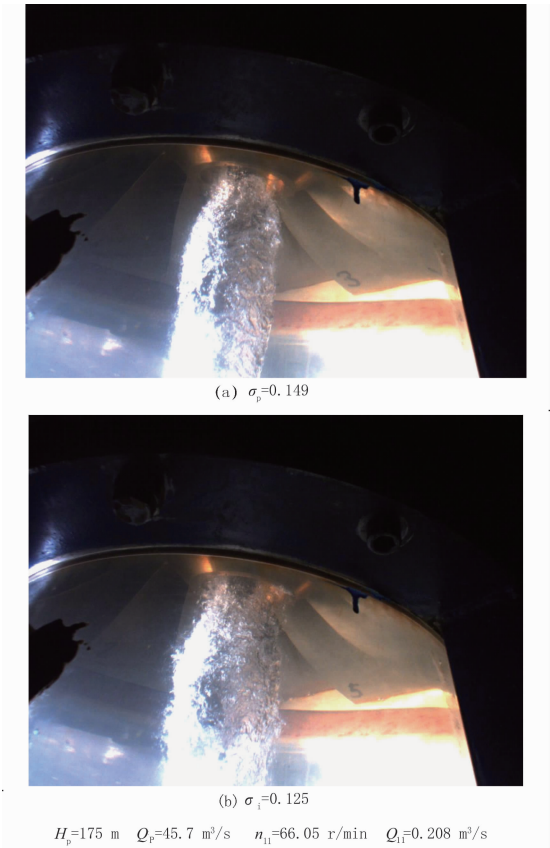


图 4 修型后的空化特性

声等稳定性试验。

4.1 原型机压力脉动试验分析

为了判定机组,特别是水轮机的水力稳定性,在对 1 号机组修型前后进行了压力脉动试验^[5],将压力脉动测点布置在蜗壳进口、顶盖甲(顶盖与转轮之间)、顶盖乙(转轮与活动导叶之间)以及尾水管锥管处。压力脉动试验是在变负荷条件下,分为升程和回程进行。在修型前,升程负荷范围为 420 ~ 600 MW,回程为 600 ~ 490 MW;在修型后,升程和回程负荷范围均为 60 ~ 600 MW,试验净水头为 180 m。修型前后的试验结果示于图 5 ~ 8。

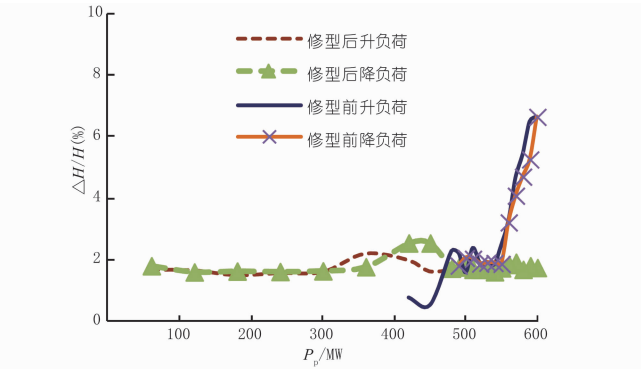


图 5 1 号机组修型前后压力脉动特性对比(蜗壳进口)

对 1 号机组转轮出水边叶片修型前后的压力脉动数值进行了综合分析对比。

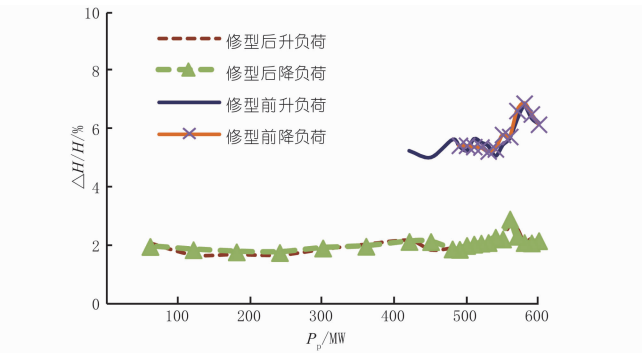


图 6 1 号机组修型前后压力脉动特性对比(无叶区)

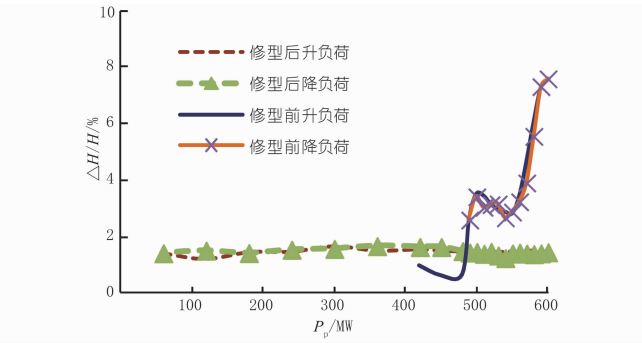


图 7 1 号机组修型前后压力脉动特性对比
(转轮与顶盖之间)

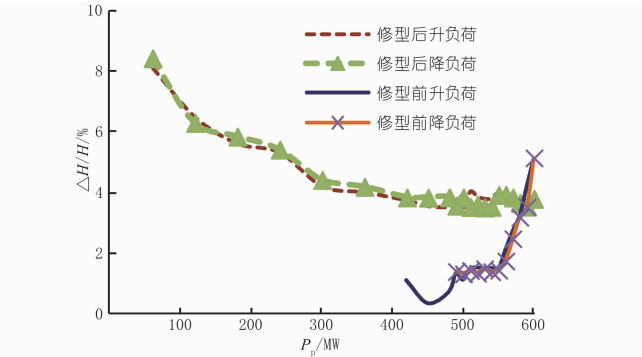


图 8 1 号机组修型前后压力脉动特性对比(锥管)

(1) 蜗壳进口。在修型前,当机组出力大于 550 MW 时,压力脉动混频幅值 $\Delta H/H$ 出现随机组出力增加而陡升的现象,而且最大值达到 6.65%。在修型后,压力脉动混频幅值在高负荷区没有出现陡升的现象,在整个测试功率范围(60 ~ 600 MW)内,最大值为 2.56%。

(2) 无叶区。在修型前,压力脉动幅值较大,压力脉动混频幅值 $\Delta H/H$ 达到了 6.88%;在修型后,压力脉动幅值的最大值为 2.90%。

(3) 顶盖与转轮之间。在修型前,顶盖上压力脉动混频幅值在高负荷区出现陡升现象,而且最大值为 7.60%;在修型后,压力脉动幅值最大值为 1.68%。

(4) 尾水管锥管。在修型前,在高负荷区压力脉动幅值出现陡升现象,最大值为 5.16%;在修型后,在

整个测试功率范围内,压力脉动幅值随负荷增加而减小,而且在高负荷区压力脉动幅值小于 4%。

由各个测点的压力脉动实测结果可以看出:在修型以后,1 号机组在高负荷区运行的稳定性得以大幅改善,而且并没有出现明显的随机组出力的增加压力脉动幅值大幅上升的趋势,各个测点的压力脉动值在高负荷区部分均没有出现超标现象。

4.2 振动、轴承摆度及噪声分析

对 1 号机组的转轮叶片出水边修型后,分别进行了振动、水导轴承摆度及噪声等稳定性试验。为了便于比较,同时也对 3 号和 5 号机组进行了相同的试验。试验条件为:上游水位 600 m 左右,下游水位在 437 m 左右,毛水头大约为 163 m。试验是在变负荷工况下进行,变化范围为 130 ~ 580 MW。

结合修型前对 1 号机组进行了稳定性测试,对纵向、横向试验数据进行了对比分析,结果如下。

(1) 水导轴承摆度。纵向对比结果表明,在修型前和修型后,1 号机组的水导摆度变化趋势一致,均小于 160 μm,在 280 MW 左右存在振动区。

横向对比结果表明,1 号机组的水导轴承摆度小于 160 μm,而且存在随负荷增加而增大的趋势;3 号机组水导摆度小于 160 μm,不存在随负荷增加而增大的现象;而 5 号机组在 500 ~ 560 MW 左右的水导摆度小于 100 μm。

(2) 机组顶盖振动。纵向对比结果表明,顶盖水平振动差异性较小,其主要差异在于垂直振动,在修型前,1 号机组的垂直振动在 500 MW 后存在明显增大现象,在最大负荷 555 MW 时,顶盖的垂直振动最大值为 115 μm,修型后增大趋势明显放缓;当负荷达到 580 MW 时,顶盖的垂直振动值为 52 μm。

横向对比结果表明,与 1 号机组相比,3 号和 5 号机组的顶盖水平振动差异性较小,但其垂直振动与 1 号机组相比差别较大,3 号机组在 480 MW 以后,顶盖的垂直振动明显增大,而且在 520 ~ 540 MW 区间的个别工况下,其垂直振动超过了 100 μm;5 号机组在 540 MW 以后存在明显增大现象,而且在 550 ~ 560 MW 区间的个别工况下,其垂直振动超过了 50 μm,而 1 号机组的顶盖垂直振动则小于 50 μm。因此,相比而言,1 号机组的顶盖垂直振动增大趋势要明显小于 3 号和 5 号机组。

(3) 机组出力情况。对 3 台机组出力情况进行的横向对比结果表明,在修型后,1 号机组的最大出力可以达到 580 MW,在这一工况下,顶盖的垂直振动没有超过 60 μm;而 5 号机组的最大出力为 560 MW,此时的顶盖垂直振动值为 80 μm;然而,3 号机组的最大出

力仅仅为 540 MW,但是其顶盖的垂直振动却超过了 100 μm。

(4) 机组振动噪声分析。1 号机组的叶片在修型以后,顶盖和活动导叶的振动在 510 ~ 480 MW 的回程时存在着 83 Hz 频率成分,而升程时没有出现 83 Hz 频率,这一现象与修型前一致,但是修型后该主频并非为单一主频成分,而且当存在 83 Hz 频率的振动时,振动和噪声都非常弱。这些都说明,在对叶片的出水边进行修型以后,可以有效降低该主频成分所引起的振动和噪声。

综上所述,对 1 号机组叶片实施修型,可以大大提高机组高负荷区的运行稳定性以及降低机组运行时的噪声,同时还可以使机组的出力得到大幅度的提升。也就是说,对水轮机转轮叶片的出水边全部实施修型处理,可以彻底解决该水电站高负荷稳定性运行问题。之后,在其余的 4 台机组上,这一方法得到了验证。

5 问题处理流程

该水电站水轮机组在高负荷区运行时出现的稳定性问题得到了成功解决。这一结果表明,在问题出现以后,应当基于构建的原理分析、数值模拟、模型试验以及真机试验多位一体的水轮机稳定性问题解决体系,查找、分析出现问题的原因,制定出具有针对性的解决方案和措施。

- (1) 发现异常振动问题;
- (2) 对振动问题进行分析,主要采用现场试验分析和振动机理分析 2 种方法;
- (3) 根据振动问题分析结果,对水轮发电机组进行相应处理;
- (4) 处理完以后,进行现场试验;如果试验结果不满足要求,则需进行水力优化设计,或者在水力优化设计的基础上进行模型试验,之后对水轮机组再次进行相应处理;如果满足要求,则处理过程结束。

具体流程如图 9 所示。

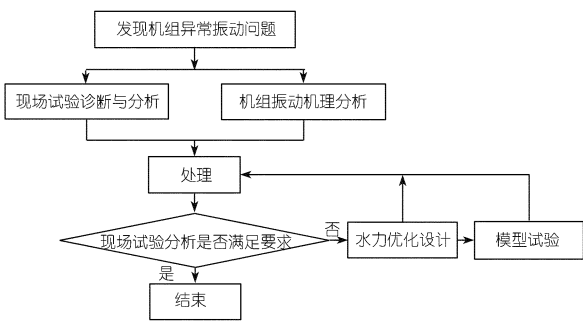


图 9 水轮机稳定性问题诊断流程

6 结 语

(1) 针对机组运行时存在的问题,从机械振动、电气振动和水力振动 3 个方面进行了问题机理分析,根据分析结果,初步确认主要是由于卡门涡及尾水管涡带所导致的机组在高负荷运行时出现的稳定性问题。

(2) 通过多次现场实测,结合数值模拟及模型试验,并采用比较分析方法进行了同步模拟,结果表明,拟定的解决问题的方案、措施及实施步骤是合理和有成效的,成功地解决了机组在高负荷区运行时的稳定性问题。

参考文献:

- [1] 周昊. 大型混流式水轮机稳定性研究及对策[J]. 水电站机电技术, 2005, 28(5).
- [2] 潘罗平, 高明. 水轮机水力稳定性的分析[J]. 长春工程学院学报, 2002, 3(4).
- [3] 徐珍慈. 混流式水轮机高水头大负荷区域振动的分析[C]//大型水电机组技术研讨会论文集, 2003.
- [4] 刘光宁. 不同比速混流式水轮机的水力稳定性问题[C]//第十九次中国水电设备学术讨论会论文集, 2013.
- [5] 张飞, 高忠信, 潘罗平, 等. 混流式水轮机部分负荷下尾水管压力脉动试验研究[J]. 水利学报, 2011, 42(10).

(编辑: 赵秋云)

Study on abnormal vibration and insufficient output of turbine generator unit of a large hydropower station

GUO Yanfeng^{1,2}, ZHAO Yue¹, LIU Dengfeng¹

(1. State Key Laboratory of Hydro-power Equipment, Harbin 150040, China; 2. Harbin Institute of Large Electrical Machinery, Harbin 150040, China)

Abstract: Taking the 600 MW Francis turbine generator unit that is independently researched and developed by domestic institutes and then put into operation in a large hydropower station as a study object, the abnormal vibration and insufficient maximum output of the unit in high-load operation are studied through problem genesis mechanism analysis and failure diagnosis. The causes of the abnormal vibration are first analyzed, and the improvement scheme is proposed according to the field test results of unit stability and output. By trimming the outlet edge of the runner blade and modifying the runner cone, in combination with comparison and analysis of numerical simulation and simultaneous model test results, the problems of abnormal vibration and insufficient maximum output of the unit in high-load operation are successfully solved, on the basis of which, a general and relatively complete problem analysis and solution formula is summarized.

Key words: abnormal vibration; field test; model test; pressure pulsation; turbine output

(上接第 61 页)

Research on pore structure parameters and activity of lithium slag concrete

WU Fufei¹, CHEN Liangliang¹, ZHAO Jinghua¹, SHI Kebin¹, DONG Shuangkuai²

(1. College of Civil and Hydraulic Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China; 2. College of Pratacul-tural and Environmental Sciences, Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China)

Abstract: To understand the contribution of lithium slag to the improvement of concrete performance, we research the influence of lithium slag on the concrete pore structure parameters and the activity factors by using the lithium slag as cementitious materials in concrete preparation. The experiments results show that the later strength of the concrete would be higher than that of a blank concrete when the lithium content is less than 25%; however, the mechanical properties reduced greatly when the lithium content exceeds 25%. When the lithium content is less than 40%, the variation magnitude of pore uniformity is small, especially for shorter curing period; the concrete pore becomes smaller with the extension of the curing age. With the increase of lithium slag content from 0 to 60%, the activity factors increases first and then decreases, and reaches the highest when the lithium slag content is 20%, and which is always greater than 0.

Key words: lithium slag; high performance concrete; mechanical properties; pore structure parameters; activity factor