

DOI: 10. 20040/j. cnki. 1000-7709. 2023. 20230741

# 德能湘江水电站机组与厂房耦合振动分析

唐仁琥<sup>1</sup>, 陈浩鑫<sup>2</sup>

(1. 湖南德能湘江水电有限责任公司, 湖南 永州 425917; 2. 深圳市恩莱吉能源科技有限公司, 广东 深圳 518133)

**摘要:** 德能湘江水电站将4叶片转轮改为5叶片转轮后, 机组产生剧烈振动, 并与厂房结构耦合振动, 引发较大安全隐患。因此, 对振源进行探索, 并采用有限元分析(FEA)与计算流体力学(CFD)方法进行计算分析, 最后利用实测模态验证了相关结论。研究表明, 水电机组与厂房耦合振动的原因为水轮机叶片转频与厂房结构的固有频率呈倍频关系。该研究对解决类似电站振动问题具有重要的参考价值。

**关键词:** 转桨式水轮机; 模态分析; 模态测试; 厂房机组耦合共振

**中图分类号:** TK7; TV73

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-7709(2023)10-0208-04

## 1 概况

德能湘江水电站位于湖南省永州市东安县, 是湘江流域的第一个梯级电站, 装有6台ZZ560-LH-250型水轮机。2015年水电站增效扩容, 根据机组常在较高水头下运行的特点, 将水轮机改为ZZ550D-LH-250, 即将4叶片转轮改为5叶片转轮。改造完成后, 在额定工况下, 机组产生剧烈振动和噪声, 2017年4月1日, 出现厂房摇曳, 存在严重的安全隐患。目前, 对于水电机组振动类问题已有系统的分析与研究<sup>[1-2]</sup>, 但均未涉及厂房且仅限于混流式机组, 如文献<sup>[3, 4]</sup>对机组与厂房耦合振动进行了系统研究, 但未涉及转桨式机组。为此, 本文通过计算流体力学(CFD)和有限元分析法(FEA)及振动的模态测试, 对其原因作出判断, 提出消除振动的解决方案, 旨在为解决类似转桨式水轮机与厂房耦合共振问题提供参考。

## 2 共振源分析

一般情况下, 水轮发电机与厂房耦合共振, 可以从电气振动、机械振动、水力振动、结构振动四个方面进行分析。德能湘江水电站基本排除了电气振动的可能, 原因是该电站机组采用悬式结构, 转子重新作了静平衡试验, 机械偏心力矩较小。同时, 定转子之间气隙间隙差控制在8%以内, 单边磁拉力很小, 加励磁引电流时, 振幅变化平衡,

与轴系的固有频率相差甚远, 故基本排除了由电气产生厂房耦合振动的可能性。对于机械振动, 由于转子与转轮静平衡试验时, 残留不均衡度极小, 对轴系的调整也严格满足《水轮发电机组安装技术规范》<sup>[5]</sup>要求, 轴承、轴瓦的调整比机组改造前精度更高, 且在低负荷时, 机组振幅甚微, 因而机械振动的可能性予以排除, 故该电站的振源聚焦在水力振动和结构振动。

通过相关文献<sup>[2-3]</sup>分析, 水力振动现象和形成机理见图1。根据图1, 结合德能湘江水电站的现状, 可得如下结论。

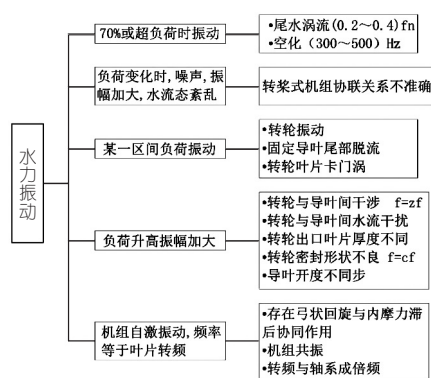


图1 水力振动现象和形成机理框图

Fig. 1 Block diagram of hydraulic vibration phenomenon and formation mechanism

(1) 涡流振动频率较小, 空化振动频率较高, 而渠系的振动是在额定叶片转频下发生的, 故应排除涡流与空蚀振动。

(2) 协联关系已经过严格计算, 在非振动区,

收稿日期: 2023-04-09, 修回日期: 2023-05-29

作者简介: 唐仁琥(1968-), 男, 工程师, 研究方向为水利工程设备, E-mail: hndnxj1112@163.com

协联足够精确,尾水也较平顺,故本电站协联关系不属于诱发振动的的原因。

(3)无论是叶片卡门涡还是导叶尾部脱流,都属于卡门涡引起的振动,其振动频率  $f$  经计算为 182.7 Hz、属高频振动,予以排除。其中振动频率计算公式<sup>[1]</sup>为:

$$f = SW/d \quad (1)$$

式中,  $S$  为斯特哈鲁数,一般  $S = 0.18 \sim 0.22$ ,取 0.2;  $W$  为出口边相对速度,取 13.7 m/s;  $d$  为叶片出口边厚度,取 0.015 m。

(4)自激振动是由主轴存在弓状回旋或转轮受到不平衡力引起的,由于旋转的材料具有内摩擦力,因而有滞后现象,造成金属材料中荷载变化的应力不服从虎克定理。当机组主轴出现微小的偏离中心的弓状回旋时,主轴因金属材料的弹性,力图回复原位,产生机械应力。摩擦内应力与机械应力的合成产生周期性应力,该应力的表达式<sup>[2]</sup>为:

$$\sigma = E\varepsilon_0 \cos\theta t - \mu\varepsilon_0 \theta \sin\theta t = \varepsilon_0 (E \cos\theta t - \mu\theta \sin\theta t) \quad (2)$$

式中,  $\sigma$  为合成应力;  $E$  为金属的弹性模量;  $\varepsilon_0$  为最大变形量;  $\mu$  为内摩擦系数;  $\theta$  为变形角频率。

试验证明,当这种自激振动的振动频率略大于主轴的固有频率时,会产生较明显的共振。德能湘江水电站的共振频率发生在轴系的固有频率附近,因此机组的自激振动可能是诱发耦合共振的原因之一。自激振动可以通过补气消除,但该电站补气未能使振动缓解,故可排除自激振动。

(5)从振动随负荷增大而加剧的实际来看,导叶与桨叶的干涉或导叶与桨叶间的水流干扰可能是诱发机组共振的原因之一,尤其共振是更换叶片数后产生的。实质上转轮叶片经过一个导水叶间进流时,会造成周期性压力脉动。压力脉动剧烈时,会向上游传递从而引起引水系统振动及机组厂房振动。事实证明,该振动有时与导叶数无关。当导叶出口和转轮入口的距离较近时,也会产生周期性振动,经验表明该振动频率为叶片转频或其倍频。此类振动的强度随负荷增加而增加,一般可通过叶片数的改变或增加叶片与导叶的间距消除振动。本电站共振频率对叶片转频十分敏感,且振幅随负荷增大而剧增,故导叶与桨叶水流干扰是诱发振动的的原因之一。

综上所述,德能湘江水电站机组与厂房共振可能原因为:①转频与轴系固有频率耦合;②叶片与导叶间的水流干扰;③机组振动频率与厂房结构固有频率耦合。

### 3 模态分析与流场分析

针对水电站机组与厂房耦合共振现象,进行 FEA 和 CFD 分析。其中 FEA 主要分析水轮发电机组的动力响应,即模态分析;CFD 则对全流道的流场及压力场进行计算,二者都得出了相应的计算云图,从而可较深入地分析振动原因。

#### 3.1 轴系的模态分析

应用 ANSYS 软件,对德能湘江水电站进行模态分析,得到前 6 阶的固有频率和振型,有限元模型基本方程的普遍形式为:

$$\mathbf{M}\mathbf{u}(t) + \mathbf{C}\mathbf{u}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (3)$$

式中,  $\mathbf{M}$  为离散系统的质量矩阵;  $\mathbf{F}(t)$  为离散系统的载荷矢量;  $\mathbf{C}$  为离散系统的阻尼矩阵;  $\mathbf{u}(t)$  为离散节点位移矢量;  $\mathbf{K}$  为离散系统的刚度矩阵。

基于 OG 三维制图软件建立模型并采用 ANSYS 程序相应的单元对计算模型进行离散化处理,见图 2。

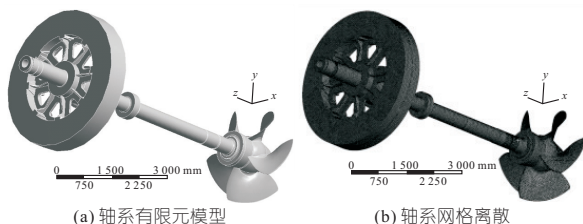


图 2 轴系有限元模型及其网格离散

Fig. 2 Finite element model of mesh discretization of the shafting system

轴系装配的前 6 阶固有振动频率计算结果见表 1。

表 1 轴系装配固有振动频率

Tab. 1 Natural vibration frequency of shafting assembly Hz

介质	阶数					
	1	2	3	4	5	6
空气	7.621 5	20.550	22.743	22.744	32.320	32.322
水	5.121 6	14.529	16.125	17.035	24.498	24.079

#### 3.2 流场分析

水轮机数值模拟计算区域见图 3。采用 SST

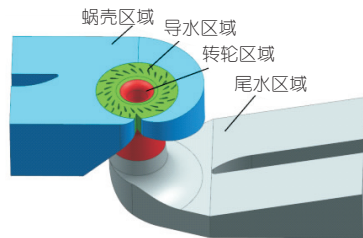


图 3 水轮机数值模拟计算区域

模型进行计算分析,其控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \kappa)}{\partial x_j} =$$

$$P - \beta^* \rho \omega \kappa + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma_{\kappa} \mu_t \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) \right] \quad (4)$$

式中,  $\rho$  为流体密度;  $t$  为时间;  $u_j$  为速度矢量;  $\kappa$  为湍动能;  $P$  为湍流生成项;  $\omega$  为湍流耗散率;  $x_j$  为空间坐标;  $\nu_t$  为运动湍流粘度;  $\mu_t$  为湍流粘度;  $F_1$  为混合函数;  $\beta^*$ 、 $\mu$ 、 $\sigma_{\kappa}$ 、 $\gamma$ 、 $\beta$ 、 $\sigma_{\omega 2}$  为常数。

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma_{\kappa} \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (5)$$

将水轮机流体计算区域划分为蜗壳进口、导水机构、转轮、尾水管 4 部分, 采用 ANSYS-FCEM 网格划分软件分别进行网格划分, 其中导叶与桨叶为研究重点, 流态也相对复杂, 因此进行网格加密处理。额定工况下水轮机各部分节点数、单元数见表 2。

表 2 该水轮机在额定工况点下计算域的网格单元数及节点数

Tab. 2 The number of grid elements and nodes in the computational domain of the turbine at the rated operating condition point

	个				
	蜗壳段	导水机构	转轮	尾水管	全流道
单元数	1 909 542	3 132 585	3 139 224	338 165	8 519 576
节点数	322 927	549 656	550 410	58 490	1 481 483

根据振动特性和初步分析, 重点关注导叶与转轮。其计算云图见图 4。由图 4 可看出, 额定工况下, 活动导叶区间压强分布从固定导叶进口到活动导叶出口均匀降低。速度矢量随之增大, 流线顺畅, 速度压降分布在圆周方向有较好的对称性, 活动导叶进口处无撞击脱流, 而固定导叶的大小、形状、安放位置、安放角及其活动导叶的配合保证了蜗壳出流螺旋线的规律。但在转轮区域的流场, 叶片正面进水边轮毂处由于水流正冲出现高压区, 而在靠近轮毂处又因水流冲到叶片背面进水边产生低压区, 这两处均产生了脱流, 由桨叶运转的周期性造成导叶与桨叶之间出现周期性的水流干涉。

### 3.3 机组运行频率

机组转速  $n = 187.5 \text{ rpm}$ , 导叶数  $Z_0 = 24$ , 桨叶数  $Z_1 = 5$ , 故机组转频  $f_1 = n/60 = 3.125 \text{ Hz}$ ; 尾水涡带脉动  $f_2 = (0.2 \sim 0.4) f_1 = 0.625 \sim 1.25 \text{ Hz}$ ; 导叶转频  $f_3 = Z_0 f_1 = 75 \text{ Hz}$ ; 桨叶转频  $f_4 = Z_1 f_1 = 15.625 \text{ Hz}$ 。

通过 FEA 和 CFD 计算可知: ①导叶的转频与轴系的 2、3 阶固有频率形成倍频关系; ②叶片转频与轴系的 2、3、4 阶固有频率相近, 易诱发共振; ③共振频率约 15.625 Hz 或其倍数。④由于

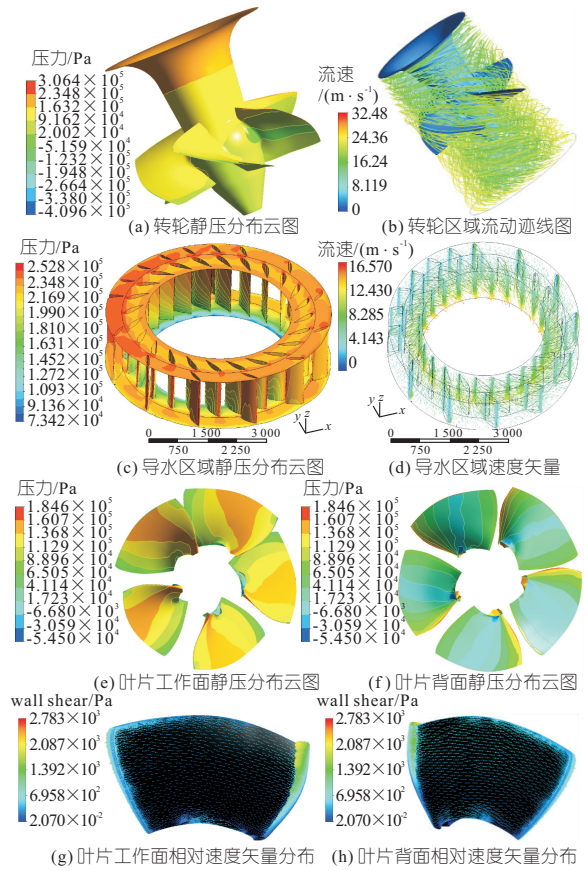


图 4 转轮、导叶区域静压分布和流速分布

Fig. 4 Static pressure and velocity distribution of the runner and water guide system

蜗壳及导叶出口流态良好, 但导叶出口后叶片正面轮毂与轮缘两处脱流, 故存在导叶与叶片水流周期性干扰而诱发振动的可能。从理论上讲振动频率为叶片转频, 并随负荷增加而增加, 这可能是加剧振动; ⑤机组转频、叶片转频、导叶转频、轴系固有频率呈倍频关系, 加之导叶与叶片的水流干扰, 机组振动较大, 若厂房结构的固有振动频率与之耦合, 则振动必然加剧。

## 4 振动测试

为了正确判断该电站机组与厂房共振的原因, 需要对厂房固有振动频率进行计算, 但由于边界条件复杂, 不易求解, 故对发电机转子、下机架、主厂房平面都作了模态测试, 进一步确认共振的原因是水力振动和结构振动的耦合而共振频率为叶片转频。

### 4.1 发电机转子及下机架模态测试

将发电机转子简化为单平面结构, 对机组转动部门进行模态分析。测试结果见表 3, 振形图见图 5、6。结果表明, 发电机转动部分与下机架 1 阶固有频率约 31.5 Hz, 与叶片转频 15.625 Hz 形成倍频关系。

表 3 发电机转子及下机架模态测试结果

Tab.3 Modal test results of generator rotor and lower frame

项目	自振阶数	频率/Hz	阻尼
转子有水工况	1	31.71	4.51
	2	42.30	4.37
	3	65.44	0.98
下机架	1	31.41	4.51
	2	43.58	4.37
	3	84.46	0.98

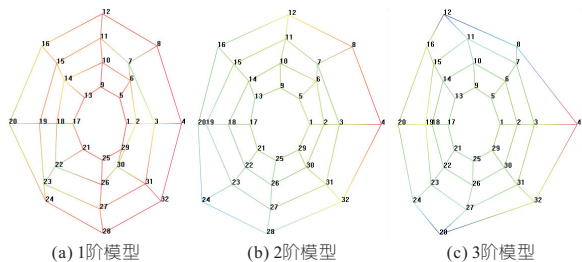


图 5 有水状态 1、2、3 阶振型

Fig.5 Vibration mode of 1st,2ed and 3rd order with water flux

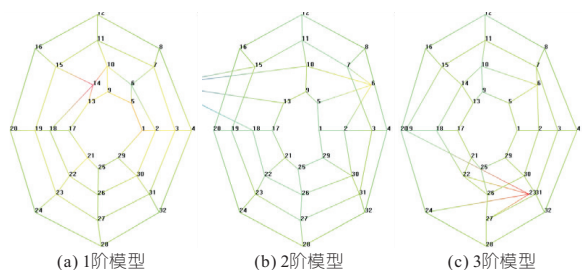


图 6 下机架 1、2、3 阶振型

Fig.6 Vibration mode of 1st,2ed and 3rd order of lower furbine frame

#### 4.2 电站主厂房模态测试

由于湘江水电站发生了机组与厂房耦合共振,因此有必要对主厂房进行模态测试。测试时均将主厂房简化为单平面结构,主厂房总试验节点数 16 个,测试结果见表 4,振形见图 7。

表 4 主厂房模态测试结果

Tab.4 Modal test results of the main plant

自振阶数	频率/Hz	阻尼%	振型
1	31.0	0.95	楼梯口上下振动
2	40.5	0.61	横向向弯曲振动
3	49.3	0.29	压油槽处上下振动

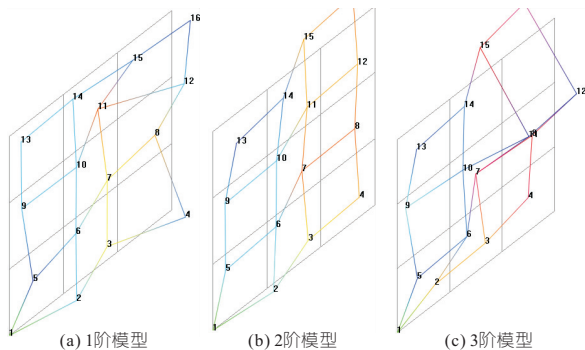


图 7 主厂房振动形图

Fig.7 Vibration mode of the main plant

测试表明主厂房面板前三阶固有频率分别为 31.0、40.5、49.4 Hz;由于机组叶片转频为 15.625 Hz,导叶转频为 75 Hz,皆为倍频关系,而导叶、叶片水流干扰频率也为机组转频,所以会引起机组与厂房耦合较为剧烈的共振。

#### 5 结论

通过振源分析、FEA 和 CFD 分析及模态测试,表明德能湘江水电站的水力机组与厂房的耦合共振的主要原因是叶片转频、导叶转频、轴系固有频率耦合参数振动,导叶与叶片间的水流干扰也可能是其原因之一。

#### 参考文献:

- [1] 中国科学院. 水轮机水力振动译文集[M]. 北京:水利电力出版社, 1979.
- [2] 王珂仑. 水力机组振动[M]. 北京:水利电力出版社, 1986.
- [3] 马震岳、董毓新. 水电站机组及厂房振动的研究与治理[M]. 北京:水利电力出版社, 2004.
- [4] 马震岳. 水电站厂房和机组耦合动力学理论及应用[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2013.
- [5] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 水轮发电机组安装技术规范:GB/T 8564[S]. 北京:中国标准出版社, 2004.

## Analysis of Plant-unit Coupling Vibration for Deneng Xiangjiang Hydropower Station

TANG Ren-hu<sup>1</sup>, CHEN Hao-xin<sup>2</sup>

(1. Hunan Deneng Xiangjiang Hydropower Co., LTD., Yongzhou 425917, China;

2. Shenzhen Enlaiji Energy Technology Co., LTD., Shenzhen 518133, China)

**Abstract:** After the Deneng Xiangjiang Hydropower Station replaced the 4-blade runner with a 5-blade runner, the unit started experiencing severe vibrations, which eventually led to coupling vibrations in the powerhouse structure and posed significant safety hazards. This paper explores the vibration source and employs Finite Element Analysis(FEA) and Computational Fluid Dynamics(CFD) methods for analysis. Finally, modal verification through actual measurements validates the relevant conclusions. The study reveals that the resonance is caused by the multiple frequency relationship between the runner blade rotational frequency and the natural frequencies of the powerhouse structure. The research on the vibration issue at this power station hold great practical value.

**Key words:** Kaplan turbine; modal analysis; modal testing; plant-unit coupling resonance