

# 伞式水轮发电机组 振动摆度分析及处理总结

龚咀发电厂 俸培德 孟昭然

水轮发电机组运行中的振动、摆度，是衡量机组安全运行的重要标准。单一因素比较容易处理，而多因素常给原因寻找带来较大的困难。本文以龚咀电厂3\*机摆度测试及处理情况为例，分析了同时作用在伞式水轮发电机组上的几个旋转径向不平衡力，在运行中所表现的各种现象、规律及特征，并提出处理办法。

## 一、振动摆度处理情况

### (一) 机组技术参数：

水轮机型号	HL220-LJ-550	发电机型号	TS1280/150-68
机组设计出力	102,500瓩	额定功率	129,400千伏安/110,000瓩
设计水头	48米	额定电压	15,750伏
设计流量	241米 <sup>3</sup> /秒	额定电流	4,747安
额定转速	88.2转/分	转动惯量	42,500吨米 <sup>2</sup>
比速	220转/分	联接方式	发电机经两段主轴与水轮机直接联接
回转部分总重	~600吨		

### (二) 转轮更换情况

3\*机72年12月安装投产，76年元月21日运行中转轮叶片断裂三片，曾有二片掉下，经批准换上了待装的7\*机转轮。由于国内大型机组无互换性，实际旋转部分从发电机转子以下全部以7\*机设备代换。机组轴线经检查除主励整流子摆度0.45毫米超出允许值外，其余测试数据均在合格范围内。回装后3\*机于76年7月31日投入运行。

### (三) 摆度振动概况

投运十余天后发现，机组各部摆度都超过了允许值，测试最大双振幅数据如表1：

表1 处理前3\*机主要部位最大振幅 单位：毫米

测试部位	主励整流子	发导轴承	水导轴承	下机架垂直振	下机架水平振
双振幅	1.74	0.34	0.74	0.13	0.09

经重新调整两部轴瓦后再次开机,运行一段时间后摆度又开始变大。多次处理,均发现导瓦间隙变大。

#### (四) 处理过程

3\*机摆度处理达26个月,为了减小机组运行中的摆度,不得不将机组导叶开度限制在70%以下运行,致损失发电量约3亿余度。处理过程大致分以下六个阶段:

1. 主励转子加垫——76年9~12月,以治标办法解决机组最大摆度部位入手,在主励转子法兰处采用加垫、推移等方法,其摆度减少甚微。但发现主励转子法兰呈球面状,哪个方向螺栓把紧,摆度方向即朝哪个方向偏移。

2. 发电机转子配重——77年1~3月,仍将摆度处理目标集中在伞式机组的上端,当时错误地认为旋转体上无论什么不平衡均可采用离心力去平衡。试图对转子配重13次,最大配重达216公斤,处理失效。

3. 测试阶段——77年3~5月,对机组反复测试18次,分析了两个主要不平衡力随工况不同作用于机组上下端。

4. 发电机转子偏心处理——78年3~4月,根据盘车验证发电机转子下法兰与推力头偏心0.15毫米,处理电机轴止口后移轴将其找正,使得机组上端摆度有了改善。

5. 转轮补边处理——78年11月,根据转轮叶片开口尺寸实测,证明出水边对称开口相差最大为60毫米,采用补边处理后,机组下端摆度显著减小。

6. 发电机动平衡处理——78年12月,机组上下端主要径向不平衡力消除后,对发电机进行一次动平衡试验,配重80公斤使摆度振动再次减小。

#### (五) 处理结果

3\*机组经上述处理之后,使机组恢复了额定出力,摆度振动情况亦达到了同类机组较好的水平,各主要部位最大双振幅测试如表2:

测试部位	主励整流子	发导轴承	水导轴承	下机架垂直振	下机架水平振
双振幅	0.84	0.18	0.12	0.05	0.02

## 二、振动摆度测试及特征

### (一) 机组测试情况

1. 转速试验——发电机部分振摆随转速上升有所增加,但其与转数平方的关系不明显;水车部分振摆与转速无关。

2. 励磁试验——发电机部分振摆随励磁电压上升大幅度增加,空载与额定励磁比较,主励、发导的摆幅增大约一倍;水车部分振摆与励磁无关。

3. 负荷试验——随负荷增加机组各部振摆均有增加,但开度70%为一分界线,开度小于70%时,负荷增加各部振摆增加甚微;开度大于70%时,水车部分振摆急剧增大,发电机部分亦跟随增加。

从上述试验中(如图1),机组的振摆特征提出了发电机部分存在动不平衡及磁拉力不平衡,水轮机部分存在着水力不平衡。

为了进一步掌握其在各种工况下的振动摆度规律,采用电测示波拍照的方法,在机组+Y方向从上到下设置了15个测点,通过十余次现场反复测试,获得了机组整个回转部分振动摆度及止漏环压力脉动的全貌,测试数据如表3。

(二) 振动摆度特点

1. 机组上端——发电机部分:

(1) 主励整流子,转子中心体及推力头结合法兰的摆度,随转速、励磁及负荷上升均有增加,但励磁改变对其影响最大。主励整流子和转子中心体法兰的摆度方位始终在轴号4—5;发导摆度方位空载时为轴号3—4,加励磁后改变则与主励,转子摆向一致。

(2) 转子中心体法兰与推力头结合法兰,两测点设置仅距100毫米,而摆幅无论何工况时推力法兰较转子法兰均小30道左右。在类似轴线测试工况(停机不加闸时测试亦相同)(见图2)。

2. 机组下端——水轮机部分:

(1) 水导摆度与转速、励磁变化无关,开度小于70%时,摆幅在15~20道之间,摆向为轴号1—2;开度大于70%时,摆幅骤然增大为50道左右,而摆向亦改变为轴号1—8。

(2) 止漏环水压脉动与水导摆度相对应成正比变化,即水导摆幅增大时水压脉动压力相应增高,但压力增高的方位与水导摆度方向相反。

(3) 导叶开度在95%时,下机架垂直振动出现拍振,拍振频率约为0.28赫兹,基本为尾水涡带频率和下机架固有频率之差;其合振幅最大达13道(见图3)。

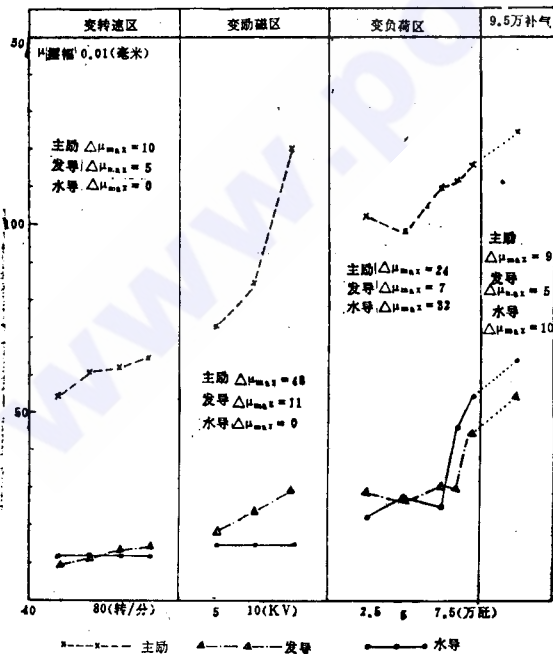


图1 主励,发导,水导摆度特性曲线

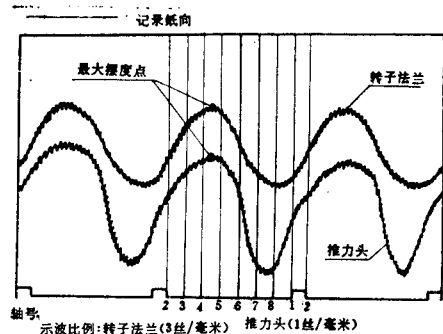


图2 转子,推力头接合法兰摆度曲线(负荷7.5万)

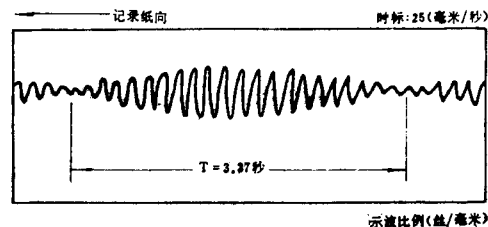


图3  $\alpha_0 = 95\%$ 下机架拍振曲线

表 3 3\*机各部振动摆度及止漏环压力脉动 单位: 振摆幅(毫米); (压力公斤/厘米<sup>2</sup>)

测试部位	变转速区			变励磁区			变负荷区				调相	负荷	停机 关闭 导叶 (不加闸)	
	n = 56 转/分	n = 72 转/分	n = 88.2 转/分	1/3 5kV	2/3 10kV	1/1 15.75kV	2.5万 α <sub>0</sub> -38%	5万 α <sub>0</sub> -55%	7.5万 α <sub>0</sub> -70%	8.5万 α <sub>0</sub> -78%				9.5万 α <sub>0</sub> -95%
主励整流子摆度	54/4-5	60/4-5	62/4-5	572/4-5	84/4-5	120/4-5	102/4-5	98/4-5	110/4-5	112/4-5	126/4-5	114/4-5	135/4-5	56/5
转子下法兰摆度			37/4-5			68/4-5	62/4-5	57/4-5	61/4-5	60/4-5	67/4-5	67/4-5	68.4/4-5	35/4
发导摆度	9/3-4	11/3-4	13/3-4	18/4-5	24/4-5	29/4-5	27/4-5	26/4-5	30/4-5	29/4-5	34/4-5	29/4-5	39/4-5	9/4
电机轴摆度(上)			6/2			12/3-4	8/4	9.3/4	13/4	14/3-4	15/3-4	16/4	15/3-4	6/4
电机轴摆度(中)			6/1			7/3-4	5/3-4	6/3-4	6/3-4	7/2-3	7/2-3	8/3-4	8/2-3	5/3-4
电机轴摆度(下)			5/1			5/2-3	4/2	4.5/2	4/2	4/1-2	5/1-2	6/2-3	4/2	4/2-3
电机法兰摆度			4/1-2			4/2	4/2	4.2/2	3/1	3/1	3/1	6/2	4/1	5/1
水机法兰摆度			4/1-2			4/1-2	3/1	3/1	3/1	3/1-8	3/1-8	5/1-2	6/1-8	4/1-2
电机法兰垂直			6.5/1-2			7.4/1-2	8.5/1	13/1	19/1	23/1-8	28/1-8	25/1-2	30/1-8	4/1-2
水机法兰垂直			13/5-6			15/5-6	18/5	23/5	25/5	27/4-5	36/4-5	26/5-6	39/4-5	10/5-6
水导摆度	13/1-2	13/1-2	15/1-2	15/1-2	15/1-2	16/1-2	22/1-2	20/1	20/1	46/1-8	54/1-8	19/1-2	64/1-8	12/1-2
下机架垂直振动	6	7.5	7.5	9	5.3	6	5.5	7	7	8	13	6	6	1.5
下机架水平振动	5	5.4	6.3	7	8	9	6	6	7	7	9	9	8	2
上止漏环入口脉压			0.2			0.2	0.2	0.25	0.25	0.3	0.35	0.2	0.4	0.1
上止漏环出口脉压			0.3			0.3	0.3	0.3	0.35	0.5	0.6	0.3	0.8	0.1

(4) 当拍振出现时, 从调相气管经顶盖向尾水管补进少量压缩空气, 拍振立即消失, 而水导摆幅顷刻增大15~20道, 相应止漏环脉动压力亦增大0.05~0.20公斤/厘米<sup>2</sup>。

### 3. 机组中段——水发轴及联结法兰部分:

(1) 摆幅最小位置: 在水发联轴法兰结合面及偏上的发电机轴(约为机组回转部分质心)部分, 无论何工况该测段的摆幅均较小, 但其中存在一个摆幅最小位置, 该位置随工况变化在这个区间中上下游移。当机组空载、励磁、低荷(开度70%以下)时, 发电机部分摆度大, 摆幅最小位置向下端移动; 当满载(开度70%以上)时, 水轮机部分摆度大, 摆幅最小位置又向上移动。

(2) 摆向剧变段: 发电机轴上中下测段, 是机组摆度方向变化较大的部分, 变化最大位置在发电机轴中测点(约距水发联轴法兰结合面1.4米), 其摆向变化可达180°左右。与摆幅变化相对应, 当发电机部分摆度大时, 该测段摆向跟随上端偏向轴号3—4; 当水轮机部分摆度大时, 该测段摆向又跟随下端偏向轴号2—1。

(3) 水发联轴法兰端面的轴向振动与变转速及变励磁无关, 仅随导叶开度增大而增大, 最大振幅可达40道。

根据各种试验及振摆特点绘成图4, 三种径向旋转不平衡力在机组上下端的作用显示更为清楚。从图4可见, 在上下端反向不平衡力作用下, 使机组摆度幅值出现了两头大, 中间小的现象; 随水力转动力矩及电磁阻力矩的加大, 机组摆度方向又呈现出扭变(类似挠性转子)特征。

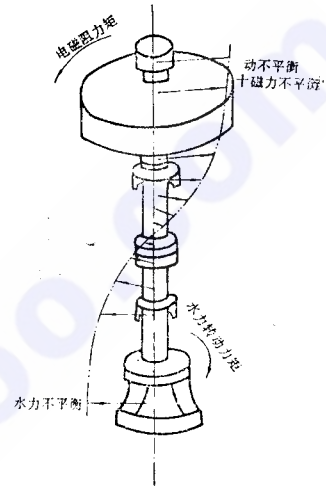


图4 机组回转部分振摆特征示意图

## 三、旋转径向不平衡力的分析

### (一) 发电机的动不平衡及磁力不平衡:

3\*机事故后重新组装由于互换及制造误差, 造成转子中心体和推力头结合法兰沿一字键方向偏心(错牙)10~15道, 由此产生了转子运转时的动态偏心不平衡, 励磁以后又由气隙不均出现了旋转磁拉力不平衡。

对于偏心引起的磁力不平衡, 其频率为转数频率, 其幅值决定于偏心率的大小, 机械部分的质量、刚度等, 故旋转磁拉力的绝对值在额定转速是不能准确测定的。为了说明其大小, 一般电机转子的单边磁拉力均根据静状态下的测定值加以确定。

因偏心引起的单边磁拉力在静状态时估算约13.8吨。说明机组由空载到加励磁, 便有13吨左右的单边磁拉力作用在转子上, 使转子摆度更加增大, 气隙更加不均。当产生68道气隙不均时, 单边磁拉力为25.6吨。

估算说明气隙不均由37道增大到68道时, 静态单边磁拉力将由13吨增大到25吨左右。这样造成了主励整流子及转子中心体下法兰由空载额定转速到额定励磁的摆度增加了一倍。

### (二) 水轮机的水力不平衡:

水轮机在70%开度以后出现的水力不平衡, 根据迷宫环圆度数据(龚咀机组均为平板式

密封)。在同开度改变毛水头从47米至52米，水导摆幅变化很小，而否认了以压力脉动为主的水力不平衡。由此提出了转轮叶片泄水边开口不等所引起的水力不平衡。停机对叶片开口进行实测，其结果如表4（图5），说明转轮泄水边开口3—4流道与10—11流道比较，叶片竖直段（1~4测点）最大相差达40毫米。整个泄水边过水断面为1.0235米<sup>2</sup>，两流道相差为0.1米<sup>2</sup>，约占10%。因此产生了由开口小的（10—11流道；轴号5\*）对开口大的（3—4流道；轴号1\*）径向水力不平衡。

混流式转轮主要是靠压力能工作，而能量转换是通过水流与叶片栅相互作用来实现的。当水流进入轮叶通道之后，随速度及压力的改变将产生一个指向轴心的合力，由于工作轮是圆形，并且对称，故这些合力都通过轴心而相互抵消，对转轮不起作用。

当泄水边开口不等时，水流以相同的绝对速度进入每个叶片通道，若流量不大时，叶道排水堵塞现象不严重，各叶片腔内压力基本相等，指向

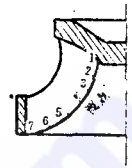


图5 相邻叶片泄水边开口实测示意图

表4 3\*机叶片泄水边开口实测

测点 开 口(mm) 相邻叶片	1	2	3	4	5	6	7	备注
1—2	215	210	240	285	370	475	500	
2—3	220	210	235	305	390	480	520	
3—4	215	230	260	320	400	465	500	轴号1*
4—5	220	210	225	290	380	465	500	
5—6	210	205	230	290	395	475	500	
6—7	220	210	235	290	370	450	480	
7—8	210	220	230	300	390	457	525	
8—9	210	215	235	300	385	480	525	
9—10	220	205	220	285	370	460	490	
10—11	215	210	230	280	360	450	490	轴号5*
11—12	210	200	240	290	380	475	500	
12—13	210	200	215	280	370	480	520	
13—14	220	200	245	310	380	475	500	
14—1	215	215	240	310	410	490	535	

轴心的合力相互抵消。当流量增大时,水流仍然以相同的绝对速度进入每个叶片通道,但由于叶道10—11号泄水边开口小,叶栅排挤增大,水流发生堵塞,叶片腔内压力急剧上升,此时即出现了两对称叶道腔的压力不等现象(如图6)即:

$$P_{10-11} > P_{3-4} \text{ (实测最大差约} 0.4 \text{公斤/厘米}^2 \text{)}$$

由此便出现了:  $R_{10} < R_3$

这时便产生了水涡轮上的径向水力不平衡,方向是由  $R_{10}$  指向  $R_3$  (由轴号5指向轴号1)。随  $R_{10}$  与  $R_3$  的差值增大,根据机组刚度系统决定当达到某一临界值时,即出现了水轮机上大幅度的摆动。这就是3\*机在70%开度以后水机部分振摆加剧的主要原因。

产生水轮机摆度的同时,亦造成了止漏环间隙不均,间隙小的一侧进水量小,压力损失大,故迷宫环内压力就低;间隙大的一侧进水量大,压力损失低,迷宫环内压力就高。根据实测差值为  $0.8$  公斤/厘米<sup>2</sup>,由此又出现了止漏环四周的压力不等,不平衡力的方向仍然是由叶道10—11指向叶道3—4,更加促进了不平衡力。

由地可见,转轮泄水边开口尺寸若出现对称分布的差异时,水轮机将产生随开度增大而增大的径向水力不平衡,其大小由叶片竖直段开口差及机组刚度系统所决定;其方向是开口小的一侧指向开口大的一侧。

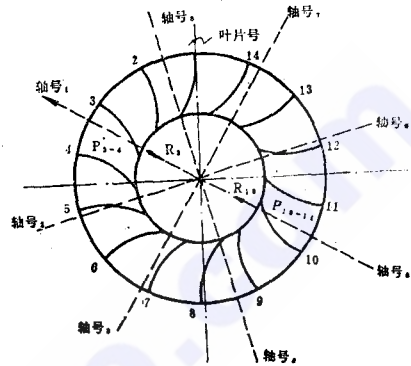


图6 2\*转轮泄水边开口不均的水力不平衡

## 四、振摆缺陷的处理及效果

### (一) 转子中心体和推力头结合偏心的处理

经盘车验证发电机转子确实偏心18.5道,方向由轴号1—8指向轴号4—5,正好沿一字键方向。吊出转子对两结合法兰止口进行实测,数据表明无推移余地。于是对推力头止口反方向(轴号1—8)半圆作立面打磨,最大处理量约20道。重新吊入转子移动发电机大轴,使结合偏心基本消除。

转子偏心处理后开机测试,发电机部分振摆显著下降,试验数据如表5。

### (二) 叶片泄水边开口尺寸不等的处理

处理方法可对开口大的补边使其缩小,也可对开口小的割边进行扩大。割边能增大流量提高出力,但缩短流道提高了叶片承载应力,使强度条件恶化,同时气蚀性能减低;补边能改善强度、气蚀条件,但流道增长摩阻力矩增加,过流能力下降,水力效率亦会受到影响。作为缺陷处理,则采用了补边方法。

根据转轮径向力的分析及实测资料,对3\*机补边方法进行了如下考虑:

1 从空载到满负荷水导摆度方向由轴号2—1变到轴号1—8之间,其变化范围近90°转轮叶片数为14片,故摆度方向变化区域包含叶片数为:

表5 3\*轴线处理后开机主要部位振摆数据 单位0.01毫米

测点	运行工况 数据 值幅/方向	空载	空载	调相	负荷	负荷	负荷	负荷	停机
		无励	有励	运行	2.5万	5万	7.5万	9.7万	过程
		$a_0-22\%$	$a_0-23\%$	$a_0-0$	$a_0-35\%$	$a_0-53\%$	$a_0-70\%$	$a_0-95\%$	$a_0-0$
主励整流子		48/5	69/4	66/4-5	60/4-5	63/4-5	78/4	114/4	45/4
转子法兰		20/7	20/6	19/6-7	14/6	14/5-6	16/5	28/4	20/7
推力法兰		13/3-4	20/4	16/5	19/4-5	19/4-5	23/4	31/4	9/1-2
电机轴中		5/1-2	5/3-4	4/3-4	5/3	54/2-3	63/2	8/1-2	3/1-8
水导摆度		15/1-2	18/1-2	18/1-2	22/1-2	22/1-2	28/1-8	44/1-8	6/1-2

$$\frac{14\text{片}}{360^\circ} \times 90^\circ = 3.5\text{片}$$

由于实际变化不到90°，故确定补焊3个叶片。

2 径向力主要产生于叶片泄水边垂直段所在曲面，而靠下环泄水边的曲面则产生轴向推力。龚咀为中比速工作轮，竖直段较长。叶片泄水边总长3.3米，从上冠向下的竖直段长达2米，故确定补边长为2米。

3 叶片开口实测差为40毫米，由于补焊块应与叶片型线吻合，对开口大的补边宽度应为：

$$a = \frac{b}{\cos(180^\circ - \beta_2)}$$

式中，a—补边宽度；b—开口差值； $\beta_2$ —叶片出口安放角

经计算及综合考虑，最大一条补焊宽度为60毫米，使开口缩小50毫米；其它二条宽30毫米，缩小开口20毫米。

4 满载时摆度方向在轴号1—8，开口大的正好是叶道3—4，故宽的一条应放在3\*叶片。考虑机组在运行中，由于系统阻尼等因素，使测出的摆向略有相位滞后的特点，故补边应逆旋转方向导前，故将其余二条放在2\*、1\*叶片。

5 补边总重约40公斤，其旋转半径为1.3米，转轮正常工作时，因补边引起的重量不平衡离心力约0.44吨。因补边重量不平衡产生的离心力不到0.5吨，相对水力不平衡可以忽略不计。

采用上述方法对转轮处理后效果非常显著，整个机组振摆大幅度下降，使机组不再限开度运行。各主要部位振摆测试数据如表6及图7。

(三) 发电机转子动不平衡处理：

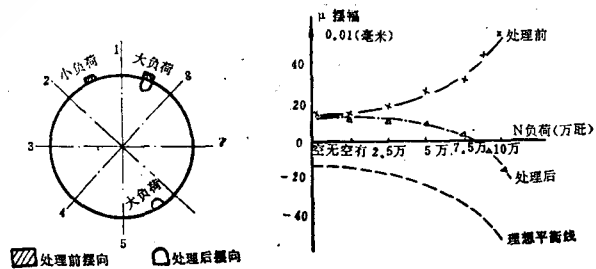


图7 3\*转轮补边前后摆向及摆幅特征



表6 3°转轮补边后主要部位振摆测试数据 单位: 0.01毫米

数据 幅值/ 方向 部位	工况		空载 有励 (额定 励磁)	调相 运行 $\alpha_0=0$	负荷 5.3万 $\alpha_0=50\%$	负荷 8万 $\alpha_0=65\%$	负荷 9.6万 $\alpha_0=75\%$	负荷 10.4万 $\alpha_0=85\%$	负荷 10.5万 $\alpha_0=90\%$	负荷 10.6万 $\alpha_0=95\%$
	空载 无励 $\alpha_0=100\%$	空载 无励 $\alpha_0=110\%$								
主励整流子	75/4	84/4	96/3-4	99/4	75/4	66/4-3	63/4-3	54/4-3	57/4-3	54/3
转子法兰	14/5	14/5	17/5	19/5	13/5	7/5	8/5	8/5	8/5	9/5
推力法兰	20/3-4	32/3-4	18/4	20/5	15/4	12/4-3	15/4-3	14/3	15/3	14/3
电机轴中	4/1	7/1	4/4	6/4	4/4	4/3-4	4/3-4	5/3-4	5/4	4/4
水导摆度	13/1	18/1	15/8	17/1	9/8	7/7	8/6	11/5-6	12/6	16/5-6
下机架垂直振	3	5	1.9	2.5	2.3	1.4	1.7	1.4	1.0	1.5
下机架水平振	0.3	1.5	0.5	0.7	0.8	0.5	0.6	0.5	0.4	0.5

表7 3°转轮最后配重测试数据 单位: 0.01毫米

数据 幅值/ 方向 部位	工况		调相 运行 $\alpha_0=0$	负荷 2万 $\alpha_0=35\%$	负荷 5.5万 $\alpha_0=50\%$	负荷 8.2万 $\alpha_0=65\%$	负荷 9.9万 $\alpha_0=75\%$	负荷 10.8万 $\alpha_0=85\%$	负荷 11万 $\alpha_0=90\%$	负荷 11万 $\alpha_0=95\%$
	空载 无励 $\alpha_0=20\%$	空载 有励 $\alpha_0=23\%$								
主励整流子	60/4	78/4	84/3-4	69/4	69/3	54/3	51/3	54/3	54/4	51/4
转子法兰	13/7	10/5	11/6	8/6	6/7	9/7	9/7	12/7	12/7	13/8
推力法兰	10/2	15/4	13/4	10/4	13/3	13/3	13/3	14/2	18/2	18/2
电机轴中	6/1	6/2	7/2	6/2	7/2	8/2	8/2	7/2	8/2	6/2
水导摆度	12/1	12/1	10/1	7/1	6/1	5/1	3/6	5/6	6/6	6/6
下机架垂直振	4	4	3	3	5	2	3	3	4	4

对机组上下端两个主要径向不平衡力处理之后, 又对发电机转子进行了一次动平衡试验, 在轴号8所在的转子轮臂中配重80公斤, 使发导及主励的摆度再次降低。其测试数据如表7。

## 五、伞式机组振摆处理的体会

(一) 采用电测示波记录研究水轮发电机组的振摆规律是一种较为理想的方法。示波图既能记录振摆的幅值, 又能参照盘车轴号得到振摆的相位。应变测试灵敏度高, 多路测点便

于成组分析,获得振动体和振动过程的全貌。但其抗干扰能力弱,传感器较难保持相对静止,加上振动系统的复杂性等等故使测试难于得到相同的数据。对同工况部位测试值只能基本相近,而同工况不同部位则有一定的规律,只有反复试验,反复校核比较才能得到真实率较高的测试结果。

(二)对于转子与推力头的结合偏心问题,设计制造应得到充分保证。但为了便于校核检验及问题寻找,对机组轴线上的每个连接法兰,应考虑留出轴线检查的地方,尤其是推力头与转子中心体接合的关键部位。常规的轴线检查,除水发联轴法兰外,其余只能反应出轴线上每个法兰结合误差的叠加,因此不能确切显示出轴线问题所在具体部位。

(三)水轮机泄水边开口尺寸在制造中应引起足够重视。龚咀其余6台转轮都存在不同程度的开口不均,最大差值达60毫米,但分布紊乱,故产生的径向合力较小。采用补边法平衡转轮上的径向水力不平衡,是一种费工不多效果显著的好办法,根据一般经验,补边宽度及叶片个数均不能太少。宽度太少对转轮平衡影响甚微,补焊叶片太少会产生一种突变和不稳定的合力,应力求合理的分布长宽度及叶片个数。

(四)伞式发电机组无上导轴承,若转子上稍有不平衡力,摆度就显示较大,这就是所谓伞式机组的“摇头现象”。因此当机组安装完毕,应整体找一次重量不平衡,尽量减少发电机转子上的不平衡力。

(五)伞式机组发电机部分的旋转径向力对水轮机部分影响很小,而水轮机部分的旋转径向力则对发电机部分影响很大。这是由于水轮机旋转径向力距推力轴承远,力臂长且顶端无约束所致。反之,发电机距推力轴承近且有发导轴承限制,两部轴承的约束故对下端几乎无影响。

(六)伞式机组随负荷增大,发电机部分摆度略有下降,是因为轴向水推力增加,推力轴承摩擦力加大,转子不容易偏离中心所致;同时负荷增加,有功、无功电流增加,磁场强度亦增大,使得转子径向不平衡力相对减小,而使转子偏离中心也愈加困难。

—◇◇—

—◇◇—

—◇◇—

小水电建设

## 四川小水电建设有较大发展

据《中国电力报》1983年第61期报导:四川省各地认真贯彻“自建、自管、自用”的方针和“以电养电”的政策,小水电建设有很大发展。1982年,全国建成小水电站三百一十四座,新增发电机组四百五十八台,新增装机容量九点零一万千瓦,超额全年计划的65%,年发电量已达二十八点四亿度。到1982年底,四川农村累计已有小水电站七千七百五十四座,发电机组九千三百四十六台,总装机容量达九十八点九万千瓦。

目前,四川有八个地区建起了跨县的地区级小电网,一百二十七个县建立了小电站,全省50%的大队、28%的生产队,包括一些边远山区和少数民族地区已用上了电。小水的发展促进了农业、地方工业和社队企业的发展,对搞活农村经济,提高了农民的生活水平,发挥了重要作用。