

《东方电机》

技术 参考资料

JISHU CANKAO ZILIAO

(国外水轮机故障、修理及增容改造专辑)

13

东方电机厂

四川东方大电机研究所

1992·5· 东方电机厂科学技术协会

编 者 的 话

随着水轮机单机功率的不断增大,其主要部件在运行过程中的故障、事故时有发生,国外曾大量报导了有关故障及修理的方法。

此外,目前世界上大部分已运行30年以上的水电站,其机组结构陈旧,技术经济指标不高,为提高水轮机的出力,均在进行增容改造,并取得了明显的效果,受到了人们的普遍重视。

为了便于有关专业人员了解和研究国外的这些情况,我们编译了这本《国外水轮机故障、修理及增容改造专辑》,由于水平有限,缺点错误在所难免,请读者批评指正。同时,本专辑还选登了有关的文献题录156条供读者参阅。

在选题和校对过程中,我们得到了樊世英、温国珍等同志的大力支持与协助,在此谨致谢意。

目 次

现代水力发电设备—水轮机、水泵水轮机及辅助设备的故障	 (德) K. Kaspar (1)
转浆式水轮机的故障与反水锤	 (南) S. Pejovic 等 (10)
改变运行区和预防性维修有助于减少蒂洛斯水电站的故障	 (印) Santokh Singh (16)
阿斯旺电站水轮机转轮的修理	 (法) J. P. Baetz 等 (24)
铁门 I 号电站 178MW 水轮机座环固定导叶裂纹的形成	 (罗马尼亚) Ioan Hata 等 (26)
按疲劳强度选择水力部件	 (美) Stanley J. Skaistis (31)
水轮机运行过程中汽蚀的变化	 (苏) А. А. Сотников 等 (37)
提高康斯电站的水轮机出力—控制汽蚀破坏	 (法) P. Baetz 等 (39)
齐尔凯电站水力机械设备部件的改造	 (苏) З. Л. Зеленеvский (49)
为更换老水轮机转轮所进行的计算机辅助设计	 (法) L. Eremeev 等 (52)
埃及阿斯旺高坝混流式水轮机转轮的更新与改造	 (美) J. R. Degnan 等 (59)

水轮机的改造

..... (挪威) P. Ligaard (68)

水泵水轮机的改造

..... (美) Richard F. Dague等 (74)

美国萨里那水电站水泵水轮机的改造

..... (美) J. L. Kepler 等 (80)

混流式水轮机的更新与改造方案

..... (美) G. E. Pfafflin (84)

德涅泊— I 电站水轮机的运行经验和改造建议

..... (苏) И. П. Иванченко (98)

苏联水电站的增容与改造

..... (苏) М. Ф. Красильников (106)

无污染水轮机的运行经验

..... (苏) В. А. Лагутин 等 (110)

国外水轮机故障、修理及增容改造文献题录选登

..... (113)

《东方电机》技术参考资料

第十三期 1992年5月

主 编: 戴庆忠

副 主 编: 马国珩

责任编辑: 李金路 马国珩

封面设计: 张 星

现代水力发电设备——水轮机、 水泵水轮机及辅助设备的故障

(德) K. Kaspar

摘要 对1300套投过保的水力发电设备进行的统计分析表明,特别是近期生产的机组出现过重大事故的主要原因是制造方面的缺陷。

文章通过实例并根据实际经验介绍了水力机械的(水轮机、水泵水轮机以及辅助设备)故障、维修的可能性以及事故预防措施。

引言

随着有关机械事故刊物的出版发行,人们很快就能肯定,关于水力发电设备事故的报导比其它机械的少。但却不能因此而掩盖了水轮机及其辅助设备带给机械设备保险商的某些忧虑与担心。

1 统计分析

阿利兹保险股份有限公司在“电机保险”一项中独家承保了1300套水力发电设备。对于这样大的数量,保险商自然要对有关的重大事故和主要原因进行统计分析,以便采取相应的事故防范措施。

从所有投保的水力发电设备的制造年份构成看出(图1),30%老的水轮机已有50年以上的寿命,生产日期较近的(例如机年为20年的老水轮机)仅为17%。况且,以后该“金字塔底脚”,或称“年轮树干”将会越来越细,而大量的水轮机则因用了40年以上已经陈旧。与此相关,值得注意的是1000套投保水轮机的功率分配情况。

全部设备中约75%的单机功率小于

1MW,仅有1%大于100MW,而这些功率较大的设备多属于近期生产的机组。

多年来对事故原因的跟踪调查表明,制造缺陷和操作失误在各个时期制造的水轮机上不断增加(图2)。

只分析在图1中占有所有投保水轮机总数17%的1965年以来制造的水轮机(机年为0—20),便可看出,制造缺陷再一次增加了20个百分点,达到79%。

近15年来,水轮机制造业中单机功率的大幅度增长使得水轮机已丧失了作为“耐用且少维修”的水力机械的盛名。目前,预计单台混流式水轮机转轮的功率超过700MW,已超出了计算和设计的极限范围。从而必然出现了事故统计表上反映的问题(图3)。承受高负荷的转轮和导水机构发生的事故在增多。部件超载已居导致事故发生的故障之首(表1)。

对于水轮机,典型的是,一次性成功地通过了试运行阶段的设备,可无任何困难地运行一个较长时间,但故障通常早在运行几小时以后,甚至往往还是在试运行阶段就已经出现了。

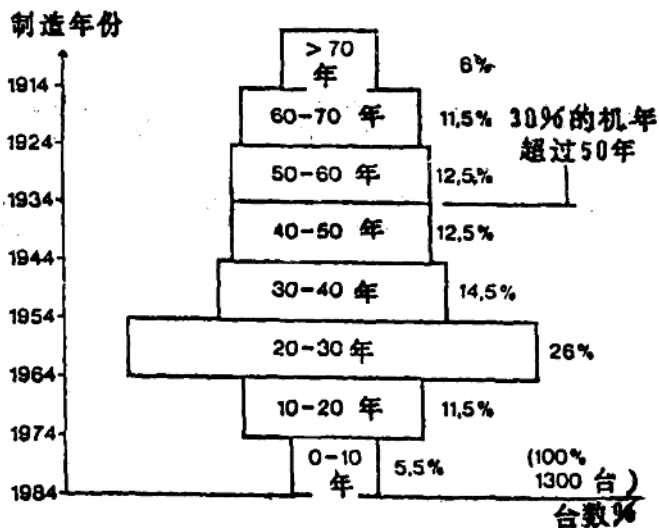


图1 投保水轮机的“机年金字塔”（1984年的情况）

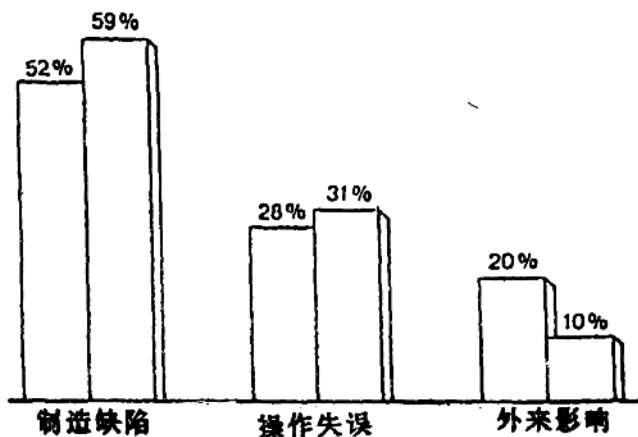


图2 水轮机故障原因分类

因此，如果人们对现代结构型式的水轮机事故（以1965年至1970年为界）进行考察，就会明白，故障几乎是在首次运行阶段甚至还在保修期内就会出现。对这些实际上应由生产厂家负责的事故的考察表明，设备上新材料的选用、处于极限负荷状态的焊接结构的使用和安全及防护装置过于简单，是这些事故发生的主要原因。

我们试图借助这些经过挑选的，对全部

事故原因具有典型意义的示例，探究真正的事故原因和说明如何避免事故的发生。

2 事故举例

2.1 一台转桨式水轮机的弯断连杆断裂

如今在欧洲，绝大部分小型水轮机均制成立轴转桨式或贯流式。这些设备（通常由

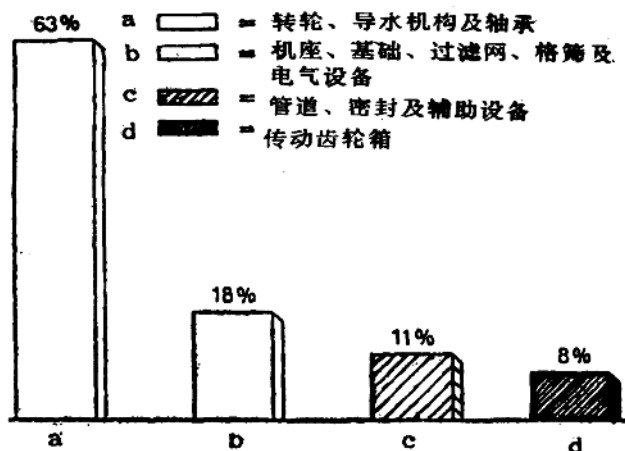


图3 水轮机上发生事故位置的分类图

表1 各种不同结构型式和功率的水轮机上导致发生事故的缺陷

引发事故的缺陷	百分比 %
超负荷	22
润滑材料缺陷	15
运行不平稳	12
松动	12
卡住	10
变形	10
磨损	7
侵蚀和汽蚀	2
水锤	2
其它	8

于事实证明质量好而且已经制造了大批这种老的水轮机,并在不断地扩大),由于多次对其技术性能进行过检验,均未出现过问题。但遗憾的是,设备上却根本未曾或尚未完全安装众所周知的和经证实可行的保护装置。

另一种可能性是,国际市场上竞争压力日益加剧而定货说明书内容往往不够充分,造成了所提供的设备装备得极为简陋。

下面列举的一组事故原因即属于安全

及防护设施不完善且又有制造缺陷所造成的。

在挪威的一座电站投运时,一台新安装的转桨式水轮机(300MW)首次满负荷断路后发生了重大事故。导叶调节机构的所有弯断连杆发生了连锁反应式的破断。结果造成导叶调节杆、导叶轴承颈和轴承套严重损坏事故。

起初,人们认为事故原因是导叶间卡住一块异物。这点在最后做结论时仍未排除。更可能是在满负荷断路时,与水力冲击负荷相关的弯断连杆在制造工艺上有缺陷,造成了弯断连杆在其薄弱面断裂。因为没有安装导叶安全装置,所以造成该导叶产生无法控制的跳动。反过来它又撞击到相邻的导叶,即由于水的流态受到干扰,而给相邻的导叶一个过负荷。于是,所有弯断连杆在连锁反应下全部破断。

在分析事故时,确定有一条焊缝的热影响区已达到弯断连杆的薄弱区。此外,因加工痕迹产生的缺口应力集中效应使压曲区变脆,因而失去了设计的强度。弯断连杆修理区的尺寸定得大些,且特别注意压曲区的表面加工精度。

如果被卡住的异物是引起事故的最初原因，或者总的来说弯断连杆尺寸过小，再加上任何一个其它原因而造成一根连杆断裂，那么，该严重的事故后果尚可避免，但水轮机导叶却正是因为夹住异物而遭破坏。所以，象在这种情况下的带有断裂点的弯断连杆应装上安全装置。如果达到这种超载安全措施的要求，导叶便再无不可控制的动作。为此，采用了按一定旋转方式固定导叶且性能良好的控制环，将导叶按一定的扭转方式固定安放，以避免损伤相邻的导叶和由此引发的一连串毁灭性的破断。该安全装置价格便宜，且在发生这类故障时足以能够避

免造成重大后果的事故。

必须指出的是，除了简单的调节导叶用抗剪控制杆、抗压曲控制杆或抗弯曲控制杆外，目前还有一种动作灵巧的自动化元件，它将两个方面（即旋转安全和导叶定位）与自动复位协调起来。例如带弹簧或棘爪安全机构的控制连杆（图4）和自动复位的液压连杆相协调（图5）。

2. 2筒阀活塞涂层脱落

在一座小型蓄能电站发生了一系列值得引起重视的事故，万幸的是迄今为止这类事故只在这一套机组上看到过。其原因仍然是制造缺陷。

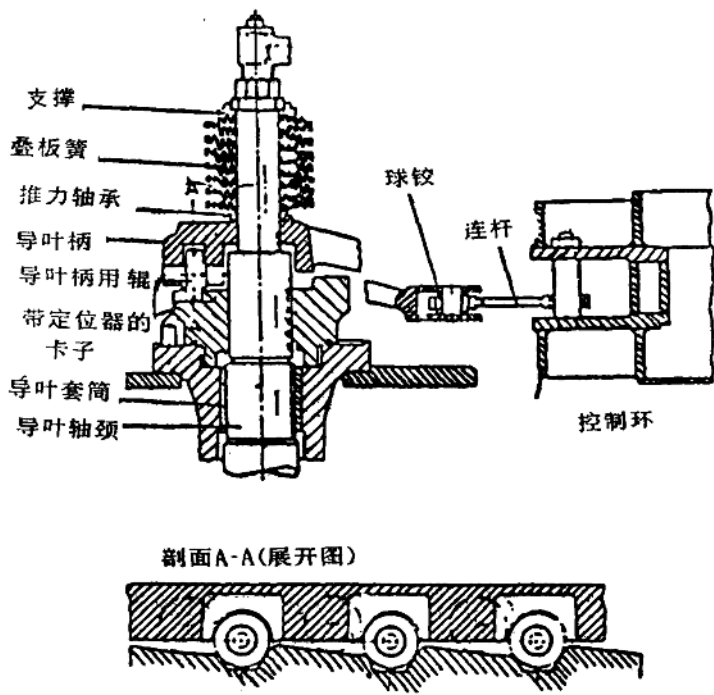


图4 导叶安全机构图

为了减少活塞杆和断水机构（如筒阀、球阀等）活塞的滑动摩擦，其滑动表面敷有一层涂层。这种涂层的优点是当垫圈上发生轻微摩擦时可以防锈。所以构件可用既低廉且

便于加工的低合金铁氧体材料制成。

在这座蓄能电站，直径为750mm（圆筒表面直径1250mm）的筒阀活塞杆和大型关闭活塞表面上均涂有环氧树脂。在运

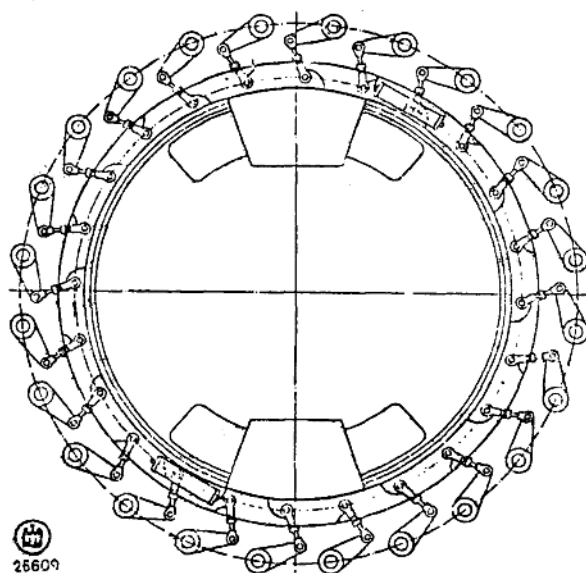


图5 带自动复位的液压连杆的控制环

行了较短时间（约20000 运行小时）后，一个筒阀由于活塞杆处大量的漏水而不得不停运。检修时发现活塞杆的部分塑料涂层破裂且已部分脱落，形成凹槽状，有一处的活塞涂层底部已出现锈蚀。

事故原因认为是由于以前发生洪水时过量的泥砂冲击所致。细小的固体颗粒嵌入活塞杆密封里，损坏了塑料涂层。

经过重新喷涂，在运行了5000小时后，又发生了类似的故障情况。塑料涂层大面积地几乎是全部地脱落了。

制造厂的最新研究认为，问题肯定是由于喷涂有缺陷。事后可以断定，至少第一次事故的一部分（活塞涂层下生锈）要归咎于制造缺陷。

这种塑料涂层的耐用性是持久的，且符合加工规范的要求。但应在反复涂敷时严格遵守空气温度、湿度和完全硬化的时间。待涂敷的表面必须清理干净且无锈。底部材料上不允许有或粗或细的车削纹，否则会产生气孔，造成水份浸入。

连杆沿圆周连接在蓄能器上

尤其是车削纹，它会在硬化时形成气泡，因为车削纹之间的涂层厚度太大。这样，就不能保证涂层与底部材料间的吻合。涂敷之前必须经试验确定钢材和涂层之间采用哪一种底漆。

经过三次相同的事故后，必须承认，塑料涂层不适合这种严格条件的要求。环氧树脂涂层只能用作纯粹的防锈层，例如作为汽轮机水箱里的冷凝器涂层。因为没有额外提出要求，所以经滑动运动和摩擦运动后，由于加工不良造成的涂层脱落或表面厚度问题而发生过多事故。

如果表面上产生滑动运动（绝大多数情况是由于研磨过的材料而使其加剧），则原有的小孔和不均匀状态便暴露出来，很快就开始损坏。

这些部件由耐腐蚀的材料制成，质量虽好却耗资较大。以环氧树脂或电镀为主（镀铬）的涂层的寿命通常是有限的。但在流动的水中，可将这种涂（镀）层看做是耐磨层。如果人们想到，一个筒阀的维修费因拆

卸安装而高达400000马克时，那么就应考虑是否应把上述这种涂层干脆做为水轮机制造的一种组成部分。

最后的一种维修办法是在活塞表面包上一种用V2A钢制成的绑带。此时，将扁钢围绕在活塞上，在末端上下搭叠并与活塞焊接在一起。焊接后精车包覆的金属。五年来，采用这种办法维修过的活塞再没有发生过事故。

2. 3 固定导叶的裂缝

功率在300MW以上的大型水轮机基本上均制成混流式水轮机。在欧洲找不到这种水轮机，因为水流量太小。不论现在或是将来，优先考虑安装这种大容量水轮机的国家几乎只有非洲和南美洲。

目前正在制造的最大的水电设备的水轮机单机功率为700MW。当然，正如其它的原动机和汽轮机一样，这种“功率爆炸”几年后将付出代价。这类大型设备（功率级在200至300MW的水轮机）上发生的典型事故是固定导叶的断裂。

固定导叶，又称座环导叶或进口导向叶片，和座环一起组成蜗壳的通流部分。

这种叶片是根据在小型水轮机上获得的经验和计算方法设计的。尽管如此，几乎是在同一时期，由不同厂家生产的共约11台水轮机都在固定导叶上出现了裂纹。在运行了仅200小时后，在固定导叶到座环的过渡段和导叶的正面和背面，以及上部和下部过渡段（凹槽）均出现了裂纹。仔细检查水轮机时，发现一台水轮机的固定导叶下端已全部破裂，于是找出了故障。对其断面分析表明，完全属于疲劳断裂。

通过厂家进行的振动检测和计算，证实了事故的初步原因是卡曼涡带形成的激振所致。这种现象（能使一些烟囱摇摆，广大工程人员是有概念的）对水轮机设计人员来说

当然并不陌生。但是，对于至今生产的这种功率等级的水轮机，固定导叶的长宽已大到使固有频率足以不再使涡带激起较低的频率。因此，人们已掌握了一个尺度：固定导叶愈窄，固有频率愈低。此外，由于大型设备上只使用焊接结构，所以减少了应力余量。在水轮机上测得的动应力并不高（ $\pm 15 \text{ N/mm}^2$ ）。如果由于终焊点表面缺陷而引起过高的应力集中（缺口效应）或由于焊后退火处理不完善而产生过高的残余应力，则这一系列原因必然会导致事故的发生。

事后看来这种解释倒很简单。可当时要找到真正的故障，却十分困难，主要因为当时人们想不到同一原因会使28套投了保的且正在运行中的水轮机同时遭到损坏。而且只是因为一个固定导叶断裂（固定导叶可以长达3m以上）便可引起全部水轮机导叶和转轮的事故。

将所有水轮机都进行了修整。通过早期检查，查出断裂的叶片，且进行焊接维修。维修焊接很费事，首先必须将每个焊接点彻底加工（部分要锯开）。在多个后凿开的焊接部位和对每个焊接部位做过裂缝检查后，再重新做出断裂侧面。焊接工作开始前还必须对座环加预应力，以防止预先浇注在混凝土内的座环的外侧在焊接后出现收缩。改进方法是改变根据对水轮机振动测量时所得到的出水边形状。出水边带有圆形或收口形的边缘和焊上的凹凸不平的边缘，都不可取。后来找到一种最佳的解决办法，即焊成带 30° 角的对接出水边。于是将涡流的分离移到叶片中心，减小了分离能量和激振力。利用阿利安兹—X射线测角仪对其它的焊接座环做了内应力检测，以便退火后能对所存在的残余内应力进行定量分析，从而能掌握负荷的计算。

事实证明，对座环固定导叶所选择的检

修方法和出水边条件的改进是正确的。此后再没有发生新的事故。通过对全部事故原因的分析、范围广泛的动态测试以及理论验算中获得的知识,今后即便在设计容量更大的机组时,也不会出现这类事故。

2·4 转轮包焊层断裂

水轮机转轮在一定的运行范围内总要因汽蚀作用增大而停运。小型机组的转轮因材料成本较低而采用优质耐侵蚀材料(含13%的铬钢)整件浇注。而大型转轮,如混流式转轮,因为成本和可焊性等原因则用含铁材料制成。单件转轮的巨大尺寸(直径超过7m)迫使将预加工的部件在施工现场完成焊接工序。

因此,对有侵蚀危险的区域必须加有保护层。通常是用奥氏体钢进行堆焊。

因为加工的材料各有完全不同的材料特性值,所以工艺缺陷常常也就是事故的原因。与铁氧体为主的材料相比较,奥氏体保护套材料的膨胀系数较高($\alpha = 14 \cdots 16 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1}$,对比 $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1}$)。如果预热不足,焊接的焊层太厚以及焊接时带入大量熔焊热,则在冷却时使材料形成微小裂纹,又因运行时产生的负载而进一步演变成明显的裂缝。

已有5台功率级在200MW以上的水轮机在运行了很短的时间后,发现堆焊层内有裂缝。在出口侧的叶片与转轮上冠之间的凹槽面,用肉眼看到60mm长以下的小裂缝。在部份转轮才投运了500至1000小时后,而且在一台虽已装好但尚未投运的水轮机上也查出了裂缝。在随后进行的材料研究表明,裂缝总是出现在一切加工处理不完善的位置(夹渣、气孔等)。这纯粹属于加工缺陷了。堆焊时预热不足和每个焊层堆焊后未彻底检查裂缝都是这些事故的原因。修理的方法是在安好后进行研磨和重新铺焊焊层。

对铺焊保护层问题,还要做个总的补充说明。尽管水轮机制造中普遍采用保护套层防止汽蚀,但事故还是频繁出现。大多数情况,人们知道该做什么,但当已多次安装过的护套等安装工作进展顺利时,便又掉以轻心,不再遵守可行的规章,其后果自然就是发生事故。

2·5 控制阀卡住和安全设施不完善造成机坑被淹

一台200MW的水轮机发生了一件特别引人注意的事故。这次事故也属于制造缺陷。

往往为了经济省钱,大型机坑的支架不再使用钢筋混凝土而是采用锚杆支架制成,且不必使机坑内壁制成坚硬的壳体,里衬可用喷浆混凝土制成。这样在防止水浸入和渗漏水方面的可靠性必然不如使用钢筋混凝土里衬。

一座地下电站在只运行了300小时后,因上游侧球阀的液压装置发生故障使下面的两个楼层淹没。初步分析出事故原因是上游侧的球阀控制活塞的阀杆生锈。

机坑内顶盖上浸入的滴水增加了球阀的负担。水从那儿进入控制阀室。在图19(略)中清楚地看出滴水沉积情况。

突出于控制阀室的阀杆的镀铬层外部全部遭到破坏,且基本材料已锈蚀。因此,阀杆处于打开的位置,水泵的上游侧球阀被卡在开口截面的7.5%的位置上。仅这两点还不致使机坑淹没,但由于电动和机械方面的安全及调节系统不能有效地联接和调整,又因为吸水管排空和迷宫环张开而造成机坑淹没。

建议对怕渗入水的敏感部件,如主轴,控制杆及其它未加保护的滑动摩擦件,均需安装密封罩或至少加防水罩。

这里需要进一步指出的是,在运行期

间,所有安全及防护设施必须调好且功能完全正常。

各功能组件的自动装置是电站上必要且有益的设施,但它们必须同时能够手动控制。

2·6 200MW 混流式水轮机组推力轴承事故

一台混流式水轮机组在总共运行5600小时内发生了三次推力轴承事故。借助装备良好的监视设备(轴承金属温度测量仪)水轮机每次都安全停机。直至推力轴瓦上的巴氏合金润滑油层段,均未发生造成严重后果的重大故障。但用户不同意该水轮机的运行方式和特性,且拒绝验收。

由于厂家认为发电机法兰区内的水轮机轴发生移动,即产生了塑性变形。于是,供货厂决定拆下发电机转子,对推力轴承进行找正检查。

对于这台大型水轮机(发电机转子外径为12m,推力轴承镜板直径为5m),要特别注意尽量严格遵守加工公差。镜板加工的最大波浪度仅为 $13\mu\text{m}$;发电机转子法兰的精度为 $10\mu\text{m}$ 。所以,图纸上标出的转子法兰公差值为 $40\mu\text{m}$,镜板为 $30\mu\text{m}$,都因制造精度高而使公差大大减小。

运行期间,推力轴承所承受的水力负荷和转轴自身重量的载荷为3300吨。该负荷主要使发电机转子和推力轴承出现沉降现象。对拆下的发电机转子以及已拆下的推力轴承镜板的推力轴承法兰再次测量表明,这些构件虽然不再符合相应的制造公差,但也在图纸上标出的最大公差40至 $30\mu\text{m}$ 范围内。已安装好的推力轴承镜板的波浪度为 $76\mu\text{m}$ 。

因为安装前推力轴承镜板没有一个相应的最佳找正公差规范,所以就可能在利用各种结构规定的公差值和出现不良叠加的情况下,出现波浪度为 $70\mu\text{m}$ 的现象。

那么,不论70还是 $76\mu\text{m}$:这两个值对安全运行来说还是太大,因为润滑油膜厚度只是稍微厚了一点,因此有时会有处于混合(半流体)摩擦区运行的危险。

这种功率级的水轮机允许的镜板最大轴向摆动约为40至 $50\mu\text{m}$ 。

推力轴承轴瓦的液压支撑此时也只能做到有限度的平衡。因为,笨重的轴瓦跟不上快速的运动。

此外,这台机组通过环形槽给推力轴承轴瓦加注压力油的方式,对建立润滑油膜不利(图21略)。这种环形槽十分适合于启动和停机时建立压力油,但却对运行十分不利,因为它防碍了足够厚的润滑油压力包络线的形成。所以,建议采用扁平椭圆形槽加注压力油。

事故发生后,对发电机法兰稍作加工,按最佳公差值安装发电机法兰和推力轴承镜板,改变压力油注入方式,大大改善了这次事故后水轮机平稳运行的状况。该机五年以来未再发生事故。

2·7 因端面间隙太小使一台混流式水轮机个别导叶卡住

与结构改变有关的一些特殊结构的情况(指部件从浇铸和螺栓把合件过渡到采用焊接件的过 程中)是两次同时在首次运行阶段发生事故的原因。一次事故发生在运行了900小时后,另一次发生在14000小时后。

若立式水轮机组的推力轴承支座直接支撑在水轮机导水机构的顶盖上,包括水力负载在内的转子总重量则直接传到导水机构顶盖上。加之目前所采用的焊接件的弹性比以前常用的实心铸造构件大,所以可能造成导水机构顶盖的变形。

此外,由于随着时间的推移,加工精度已经提高。导水机构叶片的端面间隙比以前规定的窄得多。这一趋势已发展到使各种型

式水轮机的导水机构叶片只能在水轮机和蜗壳中充满水后才能动作的程度（导水机构顶盖在振动）。

若脏物和泥沙聚积在这样窄小的端壁间隙中，则使导水机构顶盖产生不规则变形，继而可能出现导水机构顶盖与导叶端面相互咬合的现象（图22和图23略）。这类事故往往特别容易出现在水轮机排空时常见的停机状态或负荷快速变换的过程中，即出现在试运行过程中。但往往导水机构又重新恢复动作。个别情况下，如这里所叙述的事故情况，往往随着一个导叶的安全控制杆弯曲而使导叶全部锁住，一旦没有足够的安全措施，就将导致全部导叶调节杆可怕的灾难性破断事故。修理办法是将水轮机端面间隙加大，使其两端的端面间隙不得小于0.20mm。

2·8 导叶轴承轴套故障

最后简要谈谈导叶轴承所出现的问题，也是一个和技术革新有关的制造缺陷问题。

为了简化结构和维修工作（并不仅仅是为了环境保护），现在导叶调节装置的连杆和轴承内基本上只装自润滑轴套（无油脂润滑）。不同厂家使用的滑动轴套完全不同。以前使用的简单的塑料轴套，现在已让位于由黄铜或聚脂合成纤维做里衬的烧结套筒，烧结套筒用塑料浸渍过，且十分耐用。

设计时，往往只考虑到静力。而由于水锤、射流分离等造成的额外负荷却加重了轴承部位的负担，致使这类塑料轴套经常承受过高的表面压力（图24略）

使用塑料轴套时，必然优先考虑以四氟

乙烯—Dacron 为基础的玻璃增强纤维尼龙轴套。使用这些塑料时，应特别重视检查材料和尺寸、材料的耐水、耐工业用干油以及耐稀油性能。

未进行润滑的轴颈，支承颈应为不生锈的材料制成，或用铬铜轴套保护。镀覆一层坚硬的铬层的办法证明并不可靠，因为孔隙率或称显微裂缝可以使底层生锈。

应该明白这些轴承是易磨损件，这一点十分重要。因此每隔一定时间必须加以更换。曾经计算过，四氟乙烯轴套平均寿命为两年或10000个运行小时，自润滑青铜轴套最多为25000个运行小时。

3 展望

随着新工艺的使用，各种类型机组的单机功率在提高，这是需要在全部技术领域付出代价的。因为，不论是水泵水轮机还是普通的水轮机，并不只是一味地希望提高功率。另外，近年来，因为每套机组功率增大，工程的投资也剧增。所以，倒是希望更加注意对机组的保护。我们对此是乐观的，且希望，水轮机制造业将进入一个无事故时期。最近两年来，人们认识到因制造缺陷而造成失败的统计资料更增强了我们的乐观主义信念。

（附照片18幅，略）

祝太平译自《Der Maschinenschaden》

1984, vol. 57, №5, 173—181

李金路 校

转桨式水轮机的故障与反水锤

(南斯拉夫) S·Pejovic等

摘要 本文叙述了由反水锤现象所引起的转桨式水轮机故障,并介绍了一些颇有意义的现场及模型试验结果,及其用来分析由吸水管到转轮的反水锤现象可能造成水轮机事故的程序。

术语表

A_R —转轮截面积

A, a_o —导叶开度

C —流速

C_m —转轮内的平面轴向流速

$C_{r,ex}$ —限制速度

D —转轮直径

d_t —转轮体直径

F_s —轴向水推力

G —转子重量

g —重力加速度

H —水头

$H_{a,1}$ —大气压力

$H_{r,ex}$ —限制压力

$H_{v,p}$ —饱和蒸气压力

H_s —吸出高度

ΔH_s —由水锤而导致的转轮背面的压力上升

H_k —水轮机盖上的平均压力

ΔH_k —通过轻轮的平均压降

h_1, h_2 —水轮机顶盖上的压力

$h_{s,p}$ —蜗壳内的压力

$K\phi$ —流量系数方程的常数

$K\psi$ —压力系数方程的常数

$K\sigma$ —轴向推力系数方程的常数

n —转速

P —功率

Q —流量

$r_t = d_t/D$ —转轮体的无因次直径

β —转轮叶片倾角

$\phi = \frac{K_\phi Q}{D^3 n}$ —流量系数

$\psi = \frac{K_\psi H}{(Dn)^2}$ —压力系数

$\sigma_s = \frac{K_\sigma F_s}{\rho D^4 n^2}$ —轴向推力系数

ρ —水密度

η_s —尾水管效率

mWC —米水柱

前言

在过去的几年中,南斯拉夫国内的某些水电站曾发生了转桨式水轮机快速关闭事故,而反水锤现象就是造成电厂机组严重破坏的原因。

为此,贝尔格莱德大学机械工程学院与贝尔格莱德电力工业学会(ZEP)一道共同研究了水轮机内的反水锤现象,并完成了前期研究工作。本文概括地介绍了某些研究成果。

1 事故介绍

当一台功率为 $P = 22.4 \text{ MW}$, 水头为 19.3 m , 流量为 $Q = 136 \text{ m}^3/\text{s}$, 转速为 150

r/min的水轮发电机组在8MW的小功率下夜间运行时，由于调速器发生故障（反馈控制带被撕掉），导叶迅速打开，输出功率增大。仪器所记录的功率振荡在20~25MW之间，水轮机房发出了轰鸣声。

按动水轮机事故停机按钮后关闭了机组，发电机也脱离了电网，而且机组的超速控制装置也投入了运行。当机组停机后，听到水轮机内发出了碰撞声，并且水从水轮机

顶盖内漏出，一场严重的事故就这样发生了。

转轮的一个叶片从根部折断（见图1.1），断裂线从转轮体一直斜向进水边。少部分叶片根部和进口段仍残留在转轮体上，而大部分已被折断。断裂面（图1.2略）表明，铸件内未出现裂纹或缺陷，也未显示出任何材料疲劳的迹象，因此，断裂显然始于叶片根部。

在所有其他叶片（见图1.3）的进口

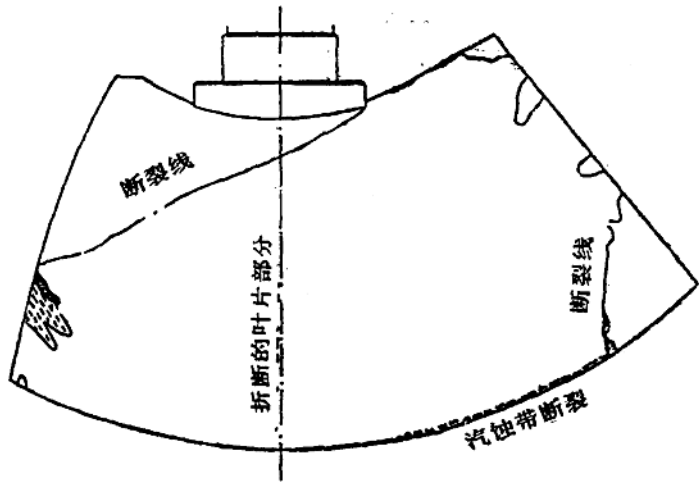


图1.1 在事故中断裂的转轮叶片（No.2）。

边都发现了由于与断裂的转轮叶片发生碰撞

而造成的破坏，此外，在底环、外顶盖、导流锥、转轮室里衬圆锥段及内顶盖上都发现有损坏现象。导叶上出现了擦伤。从擦伤痕迹的位置和形状可以看出，在折断叶片撞击导叶的那一瞬间，导叶要么是处于全开，要么是处于全关位置。

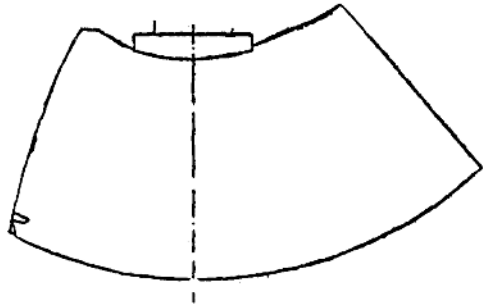


图1.3 由于与No.2叶片的断裂部分发生碰撞而被损坏的No.4转轮叶片。

2 某些研究

当发生上述事故后，在另一台相同的机组上进行了一系列试验。图2.1所示为在水轮机紧急停机期间所记录的一个有意义的示波图。值得注意的是，在接力器行程达到末端时，水轮机顶盖上的压力（ h_1 和 h_2 ）

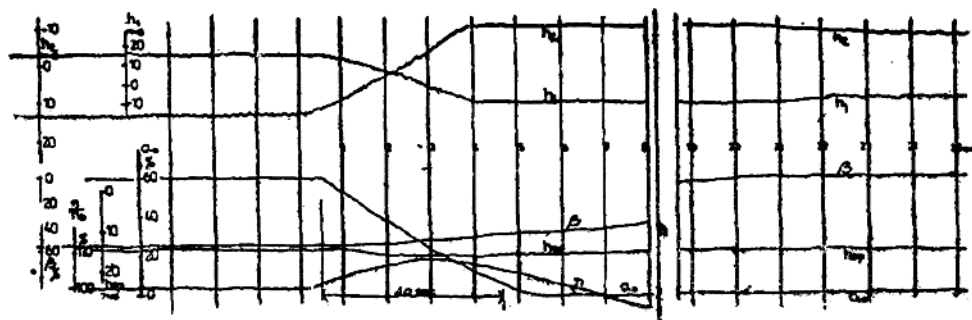


图 2. 1 在16MW功率输出下快速关闭

水轮机停机时间—4秒； α_0 (%)—导叶开度； $\beta(O)$ —转轮叶片倾角； n/n_0 (%)—转速； h_p (mvs)—蜗壳内压力； h_1 和 h_2 —水轮机顶盖上的压力。

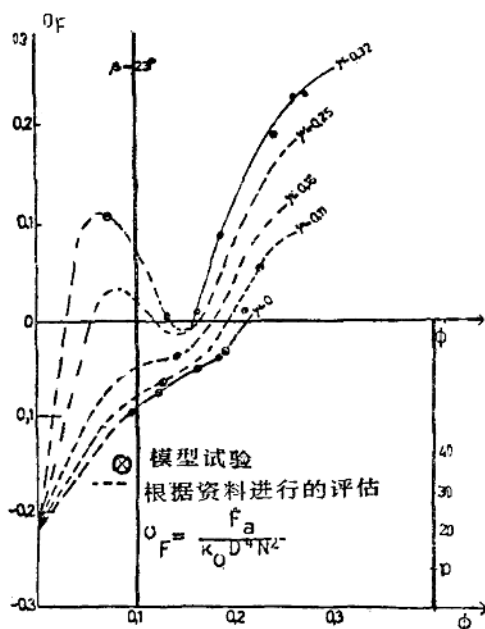


图 2. 2 当转轮叶片倾角 $\beta = 23^\circ$ 时的水推力特性

达到了绝对真空，这就意味着在转轮上方形成了空气—蒸气空腔，从而导致水柱分离。只有当暂态过程开始20秒钟之后，水轮机顶盖上的压力才开始上升。

为了对反水锤现象做更加全面的分析，在各种稳态运行工况下记录了一台模型水轮机的轴向推力。图 2. 2 所示为无因次试验结果，其中 $\phi = K_\phi / (D^3 n)$ 表示流量系数， $\psi = K_\psi H / (nD)^2$ 为压力系数， $\sigma F = K_\sigma F_a / (e D^4 n^2)$ 为轴向推力系数， Q 为流量， H 为水头， F_a 为轴向水推力， D 为转轮直径， n 为转速， e 为水密度。

实际运行中常常发生轴向推力使转轮抬起的情况，而图 2. 3、2. 4 和 2. 5 则表明，在额定转速下和当转轮叶片倾角为 23° 时，转轮不会抬起（图 2. 3）。随着转轮转速的增大，轴向推力增大，而且在导叶开度小时（图 2. 4 和图 2. 5 中的阴影线部分）会使机组转轮抬起。当导叶关闭时，使转轮抬起的水推力最大，该推力取决于转轮叶片倾角（图 2. 6 a）。利用该图画出了图 2. 6，图中表示出了容许的运行区域和轴向推力使转轮抬起的区域。正如从下文可以看出的那样，转轮抬起区也是由于反水锤而可能发生事故的区域。从而可以看

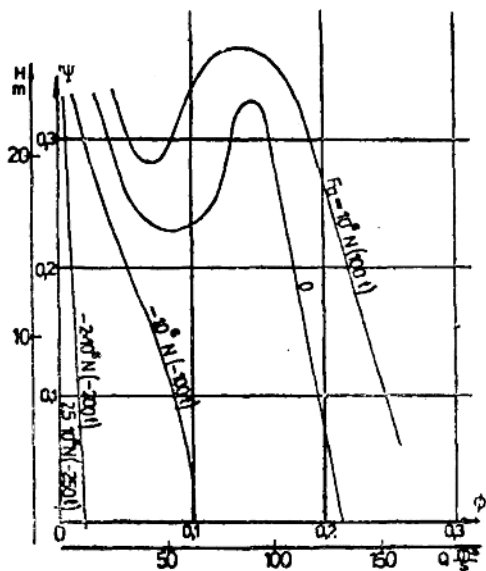


图 2. 3 在额定转速 ($n = n_0$) 和转轮叶片倾角 $\beta = 23^\circ$ 时的轴向推力

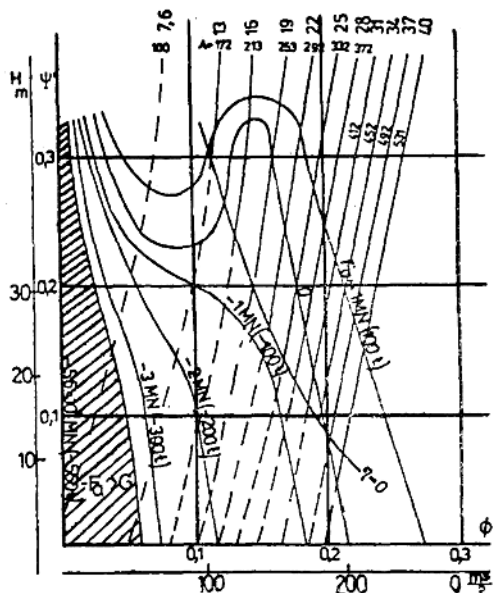


图 2. 5 在 1.5 倍额定转速 ($n = 1.5n_0$) 以及转轮叶片倾角 $\beta = 23^\circ$ 时的轴向推力

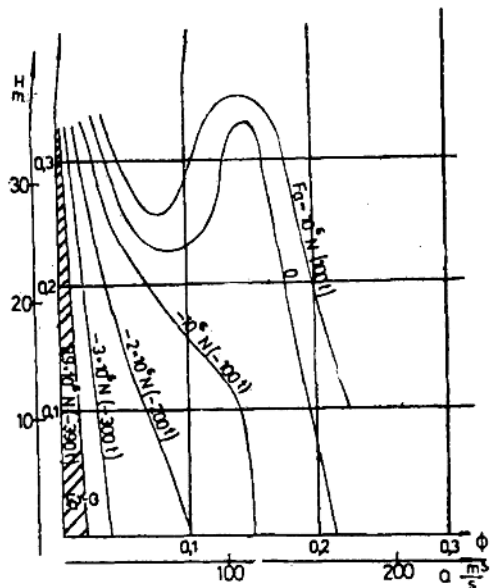


图 2. 4 在 1.25 倍额定转速 ($n = 1.25n_0$) 和转轮叶片倾角 $\beta = 23^\circ$ 时的轴向推力；阴影区域为使转轮抬起的区域

出,在转轮叶片全开的情 况下($\beta = 27.7^\circ$),当转速只增大了 12% 时,就会使转轮抬起。

3 反水锤现象的预防

为了防止反水锤现象,有必要在导叶关闭过程中,防止将转轮中的水排空。众所周知并从图 2. 1 中的示波图可以看出,要防止在水轮机盖下面的绝对真空现象是不可能的(在某些情况下,即使是水轮机关闭时间很长也是如此)。因此,用来判定发生反水锤危险性的标准规定,在暂态过程中水轮机顶盖上的最大压力(通常发生在导叶附近)必须高于 饱和蒸气压力。考虑到计算程序的近似性,曾将饱和蒸气压力增加了某一压力裕量。但结果证明所规定的这种标准过于严格,难以满足。为此,在将顶盖压力降至某一容许值以下时,又提出了一个附加条件,即转轮下面水的平均流出速度应低于某个微小的限制值。