

对我国水轮机结构改进措施的探讨

东方电机厂 王恒善

内容摘要

本文针对我国水轮机存在的一些影响机组安全运行的共同问题,着重从设计、制造的角度,对水轮机汽蚀,剪断销在正常运行中频繁剪断,尼龙轴套抱轴,轴承甩油、结露与轴承运行温度过高,水导密封漏水,轴流式水轮机叶片密封漏油、进水以及转轮泄水锥运行中脱落等问题作了论证分析,并探索了相应的改进措施。对某些问题在分析的基础上,并作了调查或验证试验。证明文中提出的分析与改进措施是正准的,可供设计工作者参考。

概述

我国水电站水轮机在长期运行中产生了一些缺陷,多逐步得到解决。但也有的缺陷,数年来一直未得到改善。例如:水轮机转轮叶片的汽蚀严重,效率低;水轮机导轴承密封漏水量较大;自动化元件动作不灵。还有同样问题的一些缺陷在一个电站解决了,又在另一个电站重复发生,如:水轮机控制环跳动;尼龙轴套抱轴等。还有一些缺陷,虽非普遍存在,但问题的性质是不容忽视的,如转轮泄水锥脱落等。总之,电站中存在的问题比较复杂,原因是多方面的:有的是结构设计不良;有的是工艺质量粗糙;有的则在安装和运行维护上尚存在一些不足等。

下面就我国水轮机结构在电站运行中产生的缺陷,主要从设计制造角度出发,对其加以分析,并提出改进性的探讨意见,以求共同研讨。

一、对存在缺陷原因及其改进措施的探讨

(一) 水轮机转轮的汽蚀

我国水轮机转轮叶片的汽蚀破损一般较严重,当机组运行二至三年就要大修一次(主要是修补转轮汽蚀)。与国外相比,差距较大。其原因如下:

1. 制造质量较差,叶片线型缺乏严格检查,特别是整铸转轮,叶片线型更无保证;铸焊结构转轮质量虽有改善,但由于只用立体叶片样板检查正面,而不核对背面线型,在一定程度上促进了叶片的汽蚀破损。通过对国内一些水电站的实测发现,当叶片对理论线型偏差越大时,汽蚀就越严重;反之,则轻微。同时发现铸焊转轮的叶片,由于是单片铸造和铲磨加工,叶片线型线偏差易于修补与校正,汽蚀破坏较有规律。而整铸转轮叶片的线型主要由铸

造工艺保证。由于叶片间距小,有一些部位铲磨十分不便,线型难以得到保证,汽蚀破损程度差异较大。国外大型混流式水轮机近期多采用铸焊结构转轮,如今后在制造上加强考核叶片正背面线型,其质量将会得到较大改善。

2. 以往不分条件转轮均采用普通碳素钢制造。在60年代中,水轮机制造业不提倡使用不锈钢。众所周知,普通铸钢抗汽蚀性能比不锈钢约低5~10倍。

3. 以往加工和材质在没有措施的情况下,提高了转轮的能量参数,虽减小了机组外形尺寸,但使汽蚀程度有所加大。在多泥沙河流高水头机组上,采用了较低参数的转轮,经运行6年以上,汽蚀不甚严重。这说明在采用能量参数的同时,相应在工艺和材质上采取措施。

4. 水轮机的运行工作情况对转轮汽蚀有较大影响,如同一型号和工艺水平的转轮,在不同电站上运行,其汽蚀程度差别较大。有些机组较长时间作超负荷运行,而有的机组则在低水头、低负荷下长时间运行。这些工作情况给水轮机汽蚀带来不利影响。国外要求机组在八千小时内,超出力运行不得超过五十小时;低水头低负荷运行,不得超过总运行时间的10%是有道理的。

5. 安装高程是一个综合性的复杂问题。以往都按临界汽蚀系数略加余量来计算安装高程。近年来,随着对汽蚀的深入研究,发现初生汽蚀远在临界汽蚀之前,汽蚀系数必须多留一些余量。但在电站建设上,则希望减少电站的开挖投资,安装高程往往确定得高一些。对含砂量较大,或水中含气体较多的河流,则希多留些余量。一般来讲,适当降低安装高程,对机组运行稳定和减少汽蚀破损都有好处。

(二) 剪断销在正常运行中频繁剪断

某水电站的水轮机在正常运行中,常发现有些剪断销频繁剪断的故障。在调查中发现,问题在于连杆上爬,故对连杆上爬作了详细测量,发现销子与孔的配合紧量不够,甚至个别有些松动;有的销子略成歪斜。如画一个夸大的歪斜图形,在水平方向向销子加一个力,就会看出,歪斜销子在水平力的作用下,沿歪斜方向出现一个向上的分力。这个分力使连杆上爬。当爬到一定高度,在剪力和弯矩联合作用下,超过了剪断销的强度极限,致使剪断销在正常运行时遭到破坏。在被剪断的剪断销中,也有个别连杆并不上爬。经调查发现,这种连杆的轴套一般与剪断销的配合紧量较大。因此增大了轴套与销子之间的摩擦力。但在设计剪断销剪断面积时,未考虑摩擦力矩对剪断销的影响,致使剪断销的安全直径偏小。为减少剪断销在正常运行中频繁剪断,提出以下措施:

1. 适当放大尼龙轴套的间隙,以减少由摩擦力矩而附加的扭转应力。在确定剪断销直径时,应计入摩擦力矩与剪力的联合作用;

2. 应消除或减少水轮机控制环在运行时的跳动;

3. 在处理好控制环跳动的基础上,应从结构上限制连杆上爬。

笔者针对手柄式连杆结构设计了几个方案,作为限制连杆上爬的措施,其结构见图1、2、3、4。

(三) 尼龙轴套抱轴

在应用尼龙轴套初期,由于缺乏经验,致使一部份水电站相继发生尼龙轴套抱轴现象。后经两部组织讨论,在加大尼龙轴套间隙的同时,加速研制吸水膨胀较小的新型尼龙。某些水电站加大间隙后,虽减少和消除了抱轴现象,但却带来了导叶关闭位置不精确,使导叶关

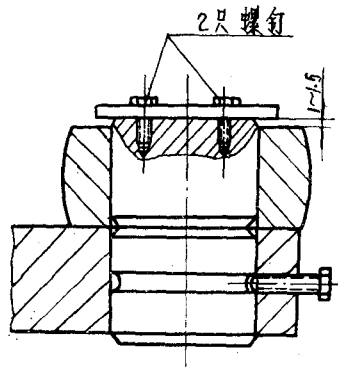


图1 连杆销压板方案 I

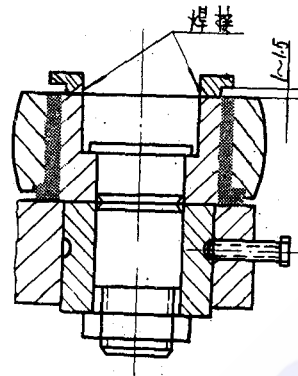


图2 连杆销压板方案 II

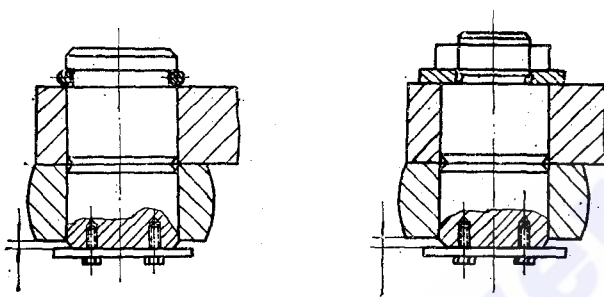


图3 连杆销压板方案 III 图4 连杆销压板方案 IV

闭不严，从而加大了漏水量。建议采用两次配磨导叶接触面，作为根除这一现象的办法：第一次在安装时进行；第二次在运行一段时间后安排一次小修，再次修磨导叶接合部位。经两次修磨后，基本上可使导叶关闭后漏水量最小。

由于尼龙吸水膨胀较大，经近年来的研究与试验，现已获

得了吸水膨胀率较小的尼龙1010和聚甲醛。前者由于制作轴套的工艺简单，且制作过程中不产生有害气体；后者则反之。故目前都用尼龙1010轴套，实践证明基本上不抱轴。但由于存放时间长，以及有些电站无专门仓库，使轴套在日晒雨淋后又出现了松脱现象。这说明尼龙1010仍存在一定吸水或失水现象，仅历时较长而已。又尼龙1010对温度也有一定敏感性，但在其吸水或失水后尺寸的变化率较尼龙6为小。同时还发现直径大、壁厚的轴套变形，较直径小、壁薄的轴套大得多。为此，近年来开始探索采用尼龙薄片嵌入变形极微的钢套或铁套内，以使轴套与轴销的间隙，基本稳定在允许范围内。新安江水电站从法国引进的水轮机上所用薄尼龙片制成的衬套，在运行中取得了良好效果，提供了经验。

(四) 轴承甩油、结露与运行温度过高

国内水电站水轮机导轴承采用的结构型式有：毕托管筒形油轴承、水润滑橡胶轴承、干油润滑轴承、斜油沟上油的自润滑稀油润滑筒式轴承和稀润滑分块瓦轴承等。

毕托管筒形油导轴承，目前主要应用于小型水轮机上。水润滑导轴承的结构比较简单。经多年运行表明在清水条件下较可靠，温度也不高。但用在含沙河流的水电站中，由于泥沙作用使主轴钢套遭到不同程度的磨损。干油润滑导轴承缺点较多，已不再采用。稀油润滑分块瓦轴承，多年运行经验表明，很少发生故障，运行反映良好。上述几种导轴承本文中不予讨论，将着重研讨了近年来广泛采用的斜油沟上油的稀油润滑筒式导轴承，该轴承在国内运行机组中应用较多。运行经验表明，在大中型机组上应用尚存在一些问题，例如轴承在运行

中甩油、结露或轴承温度偏高等。笔者拟从结构设计角度，对该轴承存在的上述问题进行分析，并提出改进措施。为说明问题，将该轴承的结构简图示于图5。

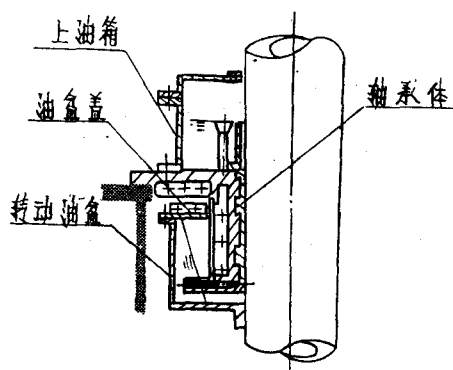


图5 稀油润滑筒式导轴承

1. 轴承漏油、甩油

国内应用的稀油润滑筒式导轴承，都没有转动油盆。油盆在出厂前，一般都经24小时的煤油渗透试验。分析其漏油可能由两方面引起：其一，在安装吊运过程中、或装配时，或其他原因产生变形又未经很好处理，或处理后未做煤油渗透试验。如系此种原因造成漏油，可采取仔细清理，在分半面上加垫（道林纸）并涂漆后把紧，再做24小时煤油渗透试验，一般不会再发生漏油。其二，可能因结构设计不合理。例如：油盆分半面把合螺钉的分布间距过大、螺钉直径偏小、运行中超过允许的弹性变形量，以及油盆与

油盆盖接合面的密封形式不好。据运行反映：平面橡胶板密封的封油效果较橡胶盘根差。

目前国内广泛运用的转动油盆，小型机组通常由铝合金、铸钢或铸铁制成；大、中型机组多由钢板焊接而成。合理的转动油盆分半面法兰均布置在油盆外侧，以保持油盆内表面尽可能光滑。从立轴水轮发电机推力轴承运行经验得知，油槽内润滑油，在推力头的带动下呈圆周运动。运动的油流，撞击油槽内的结构物，击起油泡沫，有时很厚。众所周知，油盆的内表面一般不加工，所以，都存在某种程度的椭圆度。油在油盆内旋转，由于粘性流体在椭圆形容器内运动，对器壁产生周期性的撞击和摩擦，其角速度约为旋转油盆的一半，所以产生大量的油泡沫。转动油盆内油的体积，约占油盆整个空间的五分之三以上。如果油盆再产生大量的油泡沫，就可能从油盆与固定部份的间隙中漏出。如果油盆内表面不光滑，甚至设有肋板，就更增多泡沫量和增大自油盆与静止部份之间间隙中漏油的可能性。由此看出，这种间隙的漏油（或甩油）是稀油润滑筒式轴承漏油的主要原因。为减少上述部份的漏油，今提出两种阻止漏油的密封结构供参考，见图6图7。

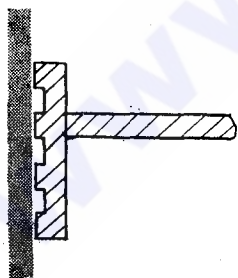


图6

迷宫式轴承油盆盖

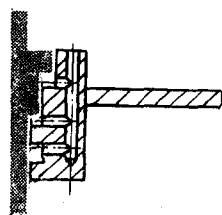


图7

阶梯式轴承油盆盖

图6的结构，在低速机组运行中证明是好的，但在较高转速的机组中仍有漏油现象。为此提出图7的阶梯式结构。图7除保留迷宫形结构的优点外，为加大油的阻尼作用，还增加了几个阶梯。为进一步降低迷宫槽和阶梯中的油压，在油盆盖的内径圆周上再钻几排小孔，每排小孔的数量，视机组的大小而异，可为12至24个。在轴向开同样数量的竖孔，孔径为同排径向孔面积的1.5~2倍为宜。当轴承运行

时，进入迷宫槽内的油在离心力作用下，进入径向小孔，然后再经轴向孔流回转动油盆内。为此，对甩油较严重的机组推荐采用图7结构。

2. 稀油筒式轴承的结露

在我国南方水电站中,有的机组导轴承结露较严重。例如:四川渔子溪一级水电站4号机组运行初期,运行中反映,在二、三个星期内油盆的水可达油体积的 $1/3\sim 1/4$,并发生多次烧瓦事故。

众所周知,水轮机导轴承处于温度低、相对湿度大的环境。稀油润滑筒式轴承的冷却方式,大多采用轴承体内冷却,其钨金瓦面直接与旋转轴摩擦,产生大量的热。其中一部份热量被油吸收,大部热量被冷却水吸收。据一些水电站水轮机导轴承进出水温的测量,由于冷却水量大,水温低,水温最多提高 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。因内外温差大,加上导轴承部位的相对湿度也大,故易产生结露。在渔子溪一级水电站4号机组作了一次轴承断水试验,终断轴承体内的冷却水,保留了轴承上部铜管冷却器的冷却水时,轴承体内冷却水压由 1公斤/厘米^2 逐步降低,每降低一级水压,都使轴承达到一新的平衡温度,直至将冷却水全部切断,瓦温在原温度的基础上提高了 9°C 。经长期运行后,油盆内的结露基本消除。有的水电站采用减少或中断冷却水也解决了结露问题,轴承体采用体内冷却,除引起结露外,还给轴承带来其它不利影响。

3. 水轮机导轴承温度偏高

导轴承温度偏高的原因可能有:轴承冷却水温偏高;刮瓦质量不好;机组摆度大;轴承的间隙不均匀;轴承润滑油变质等。笔者认为由于轴承结构设计不完善,会给轴承带来不利。并认为目前国内广泛运用的筒式稀油自润滑油导轴承,有些结构值得高榘。如上所述,轴承体内冷却方式除直接影响结露外,还会使钨金摩擦表面温度进一步提高。现分析如下:

据金属热胀冷缩的原理,对主轴进行计算表明:当直径为1米时,轴温每提高 1°C ,径向就膨胀约 0.01 毫米。而轴承体外被温度较低的冷却水所包围,可认为在运行中轴承体的内径基本不变或变化甚微。所以,在长期运行中,主轴与轴承瓦面之间的间隙,将随主轴温度的升高而减少。由于转动间隙变小,就将进一步增加轴与瓦面之间的摩擦力,这样又使轴承温度随之提高。装设在轴承上的温度计,不可能将测头紧靠被测表面。而轴承体瓦背面是冷却水箱,所以所测得温度值比实际工作温度低得多,不反映实际瓦温。故轴承在温度不太高的情况下就有可能烧瓦。

采用轴承体内冷却方式,在选取轴承间隙时,应考虑主轴的膨胀因素。对已安装机组征得制造厂同意,可适当放大轴瓦间隙。

目前在水电站中所运用的稀油润滑筒式轴承,在瓦面上开有 60° 开角的油沟,见图8。

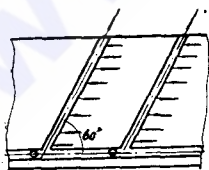


图8 螺旋油沟油循环示意图

自图8看出,油自油孔进入油沟后,即被旋转的主轴表面带向整个瓦面,将大部份被摩擦加热的油带进相邻的油沟,只是一部份油在油沟内逐步上升,进入上油箱。应该指出,受摩擦被加热的油,进入相邻内沟油,油沟内的油,并非完全经冷却,而是冷热油的混合体。如此周而复始地循环,最后使轴承温度达到某一热平衡后而稳定下来。但由于水轮机轴承的环境温度不高,轴瓦的单位压应力又取得偏低,所以水轮机导轴承运行温度不高,致使不合理的循环油路却被人所忽视。

为改进循环油路,设计试制了一个进油条件十分不利,但油路循环合理的双排直油沟的

轴承(如图9)所示。已将该轴承装在渔子溪一级水电站一号机上进行了试验。根据计算,双排直油沟轴承的上油量远小于60度斜油沟轴承的上油量,但双排直油沟轴承的运行温度,却较原60度斜油沟轴承低 $2\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。同时,轴承循环油量有利于带走摩擦所产生的热量。如再加以改善合理的油路,轴承温度将会进一步降低。渔子溪机组试验还表明:在轴承参数相同的条件下,影响轴承温度的决定因素之一是油循环的合理性。双排油沟轴承油循环方式的工作原理是:冷却后的油,自油盆经进油孔,进入轴瓦冷却油沟,冷油借助旋转轴,被带入摩擦面,经摩擦后的热油最后进入热油油沟,然后进入轴承的上油箱内。热油在上油箱内经冷却器冷却后,再流入油盆内,形成了闭路循环油路。

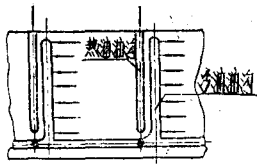


图9 双排直油沟循环示意图

应该指出,垂直双排直油沟的结构形式,是一种循环油量最小的设计,仅试验性的用于渔子溪一级一号机。对其它电站,推荐采用双排螺旋油沟,其瓦面展开图如图10所示。据渔子溪一号机的试验可以推测,采用图10双排螺旋油沟将比双排垂直油沟和单排斜油沟轴承运行温度为低。

(五) 水轮机导轴承密封漏水

水轮机导轴承密封装置的好坏,对电站机组安全运行关系较大。某些水电站因导轴承密封装置不良,轴承被淹,已成为令人头痛的问题之一。

国内水轮机导轴承密封结构有:钨金密封、石棉盘根密封、径向多层炭精密封、单平板或双平板密封,端面弹簧密封和水压密封等。由于钨金密封结构陈旧,效果欠佳,已基本淘汰。石棉盘根密封性能虽较好,但因盘根与主轴长期摩擦,损伤轴表面,现在大型机组上已不采用。径向多层炭精密封、密封效果虽令人满意,但在含沙河水作用下,不抗磨。且由于炭精材质欠佳,加工较复杂,目前也很少采用。单平板或双平板橡胶密封,是国内运用较广的密封装置。在一般清水和含沙量较少的河流上,该密封效果尚好。但在

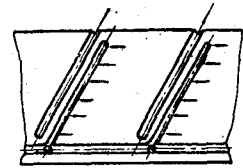


图10 双排螺旋油沟油循环示意图

含沙量较多的河流的电站上使用,由于磨损较大,寿命短,使用受到一定限制。端面弹簧密封(其结构如图11)除有密封作用外,又允许有较多磨损量能自行调节的优点,所以在国内得到广泛应用。该密封结构虽作过模型试验,但尚缺乏成熟的计算方法与经验,细部结构与选用的

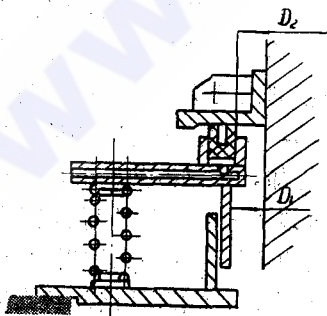


图11 端面弹簧密封

的工作参数各厂也不相同。据电站运行中反映,端面弹簧密封问题较多,漏水量较大,究其根原:密封块烧损,是造成大量漏水的原因之一。烧损的原因有:结构设计不合理,当机组运行工况发生变化时,向上作用的水压力,使密封块受力过大,因而烧损;密封块材料选择不当;密封块对转动环的单位压力选取过高;弹簧质量欠佳,各弹簧软硬不一,使密封块局部受压过大等。

首先分析此类密封的结构。密封块对转环的PV值均在 $3.3\sim 6.5$ 范围内。一般转速恒定,而P值可能随机组运行工况的改变而变化;另外它还随着密封润滑水压力而变化。如果润滑水压力恒定,再使图11中的 $D_1 = D_2$,则作用在密封托

架上向上和向下的水压力相等。而目前国内许多机组密封在设计上都未注意这个问题，并往往设计成 D_1 大于 D_2 ，这就增加了烧损的可能性。此外密封块材质的选取也十分重要。国内常用的密封材料有：橡胶、尼龙与炭精。弹簧质量的好坏也直接影响端面密封的工作质量或可靠性。弹簧硬度不一，将使密封块在圆周上受力不均。尼龙材料的导热性差，对单位压力较敏感，常因局部受力过大而烧损。烧损后形状不规则，高低不平，因而造成大量漏水。炭精密封块工况虽优于尼龙，但在含沙河水作用下磨损较快。此两种材料，由于硬度大，不能适应机组的摆动，漏水量相对比橡胶要大。目前最广泛应用的是中硬耐磨橡胶密封块，它易适应机组的摆动；对局部压力过大，也具有一定应变性能；在突然断水发生烧瓦时，也不会全面烧坏，待给水后，仍可继续使用。

弹簧力的不均，除使密封烧损而漏水外，还会使密封块托架发生歪斜、与密封支架卡死，失去调节作用，而造成大量漏水。所以，这种结构形式需要改进。

近年来，又研制了如图12所示的新型密封结构。

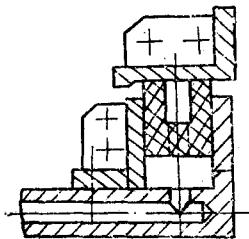


图12 水压密封

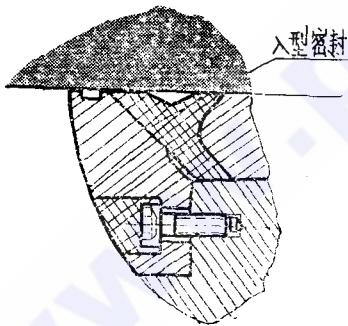


图13 “λ”型转轮叶片密封

这种密封结构简单，兼有端面弹簧密封的优点，不磨轴，能自动调节。避免了托架与支架间的间隙漏水、弹簧力不均和易产生永久变形等缺点。经初步运行反映良好。个别电站在使用中也还存在一些问题，尚有待进一步考验和总结。

(六) 轴流式水轮机叶片密封装置漏油或进水

轴流式水轮机叶片密封装置的漏油是比较普遍存在的问题之一。目前除了个别机组外，多为图13所示的“入”型结构。该密封于66年初在哈尔滨大电机研究所作过模型和漏油试验。模型装置“入”型密封圈的直径约为300毫米。试验内油压加到25公斤/厘米²，外水压加到10公斤/厘米²，未发现向另一侧渗透迹象。但应用到真机使用一个时期后却产生漏油。其原因在于密封材料和尺寸效应。

由于转轮叶片密封尺寸大，数量少，以致长期未引起重视，至今仍无一个专业研制单位。使对橡胶的耐磨、机械强度、耐油、粘接性能、抗老化能力以及尺寸稳定性等缺乏系统研究。应该指出，另件虽小，但对电站安全经济运行影响却大，建议上级重视加以解决。

其次，密封尺寸效应也影响叶片的密封性能。转轮尺寸增大后，即便精度相同，但其偏差的绝对值则比尺寸小的大得多。另外，制造“入”型的工艺也还很不成熟，缺乏一套控制橡胶尺寸公差成熟经验。因此同一个厂、用同一压模制造的密封圈尺寸不一，所以，在制造厂一般都采用选配办法装配密封装置。多年实践证明，要保证密封装入转轮体内试验时不漏油，“入”密封两侧与转轮体的孔和叶片轴应有适当的松紧量。以往由于大型橡胶件未经几何尺寸检查，直接入库，当用户需要备品时，直接发去，这就造成备品装入密封槽内，松紧不一，不能保证配合紧度。故要求橡胶厂制定严格工艺以保证尺寸准确。同时建议制造厂做一个尺寸公差与真机一样的密封检查工具进行检查。近来，东方电机厂采取这一措施后，已取得了良好效果。此外该工具也可借

给电厂一套，供更换时检查使用。

随着低水头电站的发展，各种自然条件都可能遇上。最近为广西大化水电站制造的机组，其最高水头为39.5米，电站尾水在千年洪水位时，水轮机将出现负50米的尾水位。因此，要求转轮叶片密封既不能漏油，在高水位时也不能渗水。为适应这一特殊情况，现设计了一种正、反方向均能封堵的双向密封，如图14。

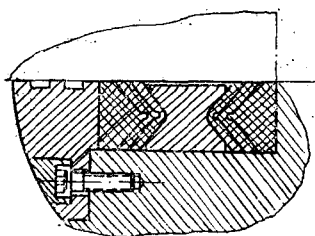


图14
双向“V”型转轮叶片密封

该密封在厂内作了密封圈直径为400毫米的模型，分别作了油压和水压试验。试验结果表明，油、水压力均达到7公斤/厘米²无渗漏现象。在厂内装配时又作了叶片密封操作漏油试验，未出现漏油现象。但该密封结构，尚待运行考验和总结。

(七) 转轮泄水锥脱落

国内一些机组泄水锥在运行中曾多次发生脱落事故，尤以轴流式水轮机最多。其特点是把合螺钉被剪断。经调查与分析，对此有以下几点看法：

1. 以往国内转轮水轮机泄水锥形状比较复杂，大多均由铸造而成。对一个大型圆锥形铸件，较难保证其准确的园形。而在设计图纸上一般又无特殊要求，只要求打磨光滑，故外表不经加工的泄水锥实际上均为椭圆形。一个在水中旋转的椭圆体，会受到周期的侧向力作用，使泄水锥把合螺钉受到周期性的交变荷载。

2. 许多泄水锥图纸上忽略对它要作静平衡的要求。其理由认为泄水锥的直径和重量都不大，离心力并不重要。但当机组尺寸很大时，难以保证铸造的泄水锥壁厚完全均匀及其准确的几何尺寸。有时大型泄水锥的铸件偏差会超过200公斤以上，椭圆度直径有时也会达到几十毫米。在机组运行时，这种偏差离心力不容忽视。上述两种力的某种匹配，是否会使机组发生共振，难以估计。

3. 螺钉数量太少，或螺钉直径偏小，或螺钉材质欠佳，也是原因之一。

4. 泄水锥与转轮体的止口配合较松、较短，无法使泄水锥的受力通过配合面传给转轮体，恶化了把合螺钉的工作条件。

综上所述原因，改进措施是：严格保证其外园园度，对泄水锥作静平衡，尽可能加大螺钉直径、增多螺钉个数，适当加长止口、选择稍紧的配合。

二、结 语

本文着重从设计制造观点出发，对目前水轮机结构中存在的几种缺陷加以概括分析，并提出某些探索性的改进措施，以供共同研讨，望予指正。