

水泵水轮机弹性盘支承推力轴承烧损事故分析及处理

程云山

(河海大学水利水电工程学院 , 江苏 南京 210098)

摘要 分析某抽水蓄能电站水泵水轮机弹性盘支承推力轴承发生烧损的原因 , 提出处理对策如下 : 改进推力轴承支承结构设计 , 采用反变形刮瓦的施工工艺消除瓦面热变形的影响 , 修刮进油坡口 , 用合适的刮瓦工艺解决径向偏心较大引起的轴瓦变形问题 , 增大冷却器容量 , 取消刮油板 , 抬高喷油管。这些对策经实施 , 使机组转入了稳定运行。

关键词 水轮机推力轴承 , 弹性盘支承 , 轴承烧损事故处理

中图分类号 : TK730.3⁺22 文献标识码 : B 文章编号 : 1006-764X(2007)05-0059-03

Analysis and treatment of elastic shaft-disc thrust bearing burn-out accident of pump-turbines//CHENG Yun-shan(College of Water Conservancy and Hydropower Engineering , Hohai University , Nanjing 210098 , China)

Abstract : The causes of burn-out of the elastic shaft-disc thrust bearing in a pumped storage power station were analyzed. Some countermeasures were put forward as follows : to improve the thrust bearing structure design , to eliminate the influence of thermal deformation of bushing surface by adoption of anti-deformation bearing shoe grinding technique , to amend the oil groove , to employ rational bearing shoe grinding technique to control the axial bushing deformation induced by large radial eccentricity , to increase the cooler capacity , to remove oil scraper , and to raise nozzle tube. The units realized stable operation by adoption of such countermeasures.

Key words : thrust bearing of turbine ; elastic shaft-disc bearing ; treatment of bearing burn-out accident

我国近年建成并投入运行的大型水电厂 , 大都曾发生过推力轴承瓦面温度升高^[1]、瓦面磨损的故障现象。推力轴承一向被列为可靠性程度最低、直接影响机组可靠运行的重要部件 , 也是制约水电机组单台容量增长的主要因素。由于抽水蓄能电站可逆式机组的推力轴承必须采用中心支承以满足正、反转向可靠运行的要求^[2-3] , 中心支承推力轴承又因支承点(油膜压力合力作用点)通过轴瓦对称中心而使轴瓦不易形成足够的动压润滑油楔 , 从而较大幅度地降低了其相应的承载能力和综合性能 , 也就对推力轴承支承结构的设计与制造技术提出了更高的要求。当今成功用于大型抽水蓄能电站机组的推力轴承支承结构形式不多 , 具有代表性的大致有 : 液压弹性支柱式推力轴承、小弹簧簇支承轴承、弹性盘支承推力轴承、多支点双层推力瓦轴承、橡胶板支承轴承^[4]。本文介绍弹性盘支承推力轴承结构 , 分析其烧损的原因 , 提出解决方案。

1 弹性盘支承推力轴承简介

弹性盘支承推力轴承结构如图 1 所示。该轴承

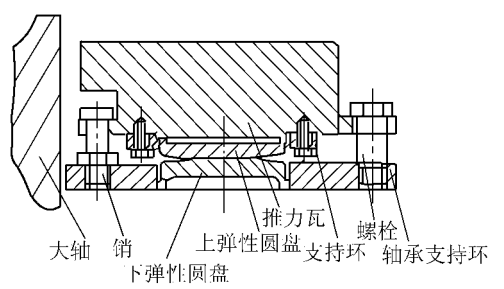


图 1 弹性盘支承推力轴承结构示意图

- 结构的主要特点如下 :
- a. 弹性盘的材料采用 50CrVA , 强度极限高达 1376~1733 MPa , 弹性变形量小于或等于 0.24 mm , 保证值大于或等于 0.15 mm , 具有扩散和均衡作用 , 可以平衡各瓦间的负载。
 - b. 弹性盘支承结构要求弹性盘及推力瓦等部件加工精确 , 只要确保安装精度即可不调整推力瓦受力而基本达到各瓦均载条件。
 - c. 弹簧盘用圆形定心环固定在轴瓦背面上定位 , 与推力瓦接触的面是环形平面 , 相反的一面是比较扁平的球面 , 其下部的刚性盘也是带有圆弧角的平

截圆锥面与弹簧弹性盘的球面在理论上是点接触,保证了轴瓦自如地靠点接触使轴承面紧靠镜板,均布轴向负荷于整个瓦面。同时,还能有利于推力瓦灵活倾斜形成楔形油膜。

d. 推力轴瓦支承在大直径的弹簧盘环形支点上,其机械变形和温差变形有一定抵消,综合变形较小。

e. 推力轴承结构的比压值相对较低。

2 弹性盘支承推力轴承结构故障分析

2.1 事故概况

我国某抽水蓄能电站第2台机组进行机组温升试验和调速器调试^[5],调试过程中推力瓦温度异常升高,经停机检查,发现12块推力瓦面4 mm厚巴氏合金全部被烧熔,推力镜板磨损刮痕深达3~5 mm,所有刮油板都被磨平,在拆除的油盆各处(包括润滑系统管路、冷却器内)都不同程度地沉积了大量巴氏合金粉末及金属丝屑(见图2)。



图2 被烧损的推力瓦和镜板

对推力轴承进行了更换、修复性处理,进行空载轴承温升试验,手动紧急停机时推力轴承再次被烧毁。

2.2 推力轴承烧损原因分析

经综合分析,推力轴承烧损的主要原因如下:轴承结构设计不合理,推力瓦进出油边没有启动坡口,推力瓦发生了机械弹性变形及热变形,推力瓦径向支承点偏心过大,油冷却器容量偏小,瓦间喷油管太低以至冷油不易喷到镜板工作面。

2.2.1 推力轴承结构设计不合理

推力轴承支承结构设计不合理,以至轴瓦比压过高、PV值过高、径向支承点偏心过大、单支重盘形弹簧刚性过大。推力瓦支承结构必须满足的基本条件是始终保持瓦面全面接触,平均承压,即“比压”分布均匀。作为推力轴承设计的一个重要特征参数,“比压”(即瓦面的单位压力),在设计计算中是按瓦面全面平均承压计算的。只有使轴承运行时始终处于瓦面各点的比压和油膜温度分布都十分均匀的最佳承载动压状态,并能承受瞬变的外界波动干扰,才能保证轴承运行稳定可靠。事故电站采用单支重盘形弹簧托盘,结构简单紧凑,推力瓦 $l/b = 1.4$ 。这种结构适用于 $l/b = 0.9$ 以上的瓦型,其瓦的变形相

对较小。弹簧盘用圆形定心环固定在轴瓦背面上定位,弹簧盘背接触的是带有圆弧角的平截圆锥面,保证了轴瓦自如地靠点接触,使轴承面紧靠镜板,均布轴向负荷于整个瓦面。这种情况下,从理论上而言各瓦面受力不均衡的现象是可以避免的。

若瓦面的平面度达不到要求,实际“比压”则仍可能超过设计值,瓦块局部、各瓦之间受力不均衡的现象就难以避免。事实上,由于作为软金属的钨金瓦其机械加工的热效应及与厚达120 mm瓦块的时效反应,当用标准平台研磨瓦面时发现其不平度是十分明显的(如图3所示)。而且事故机组的PV值偏高,使轴瓦一直在超过原设计值的高温区运行。以热变形为主的瓦面综合变形产生瓦面上凸现象,加大了瓦面的受力不均,降低了其抗干扰的能力。当高压油顶起装置突然停止工作时,由于轴向力的作用,对油膜产生一个冲击压力,使油膜受挤压,就有可能导致轴瓦局部形成干摩擦而烧损。



图3 推力瓦面初始状态

2.2.2 推力瓦进出油边没有启动坡口

在双向旋转、切向无偏移的情况下,轴瓦在运行中因摩擦面相对移动及润滑油的流散而形成动倾斜度,也就是轴瓦与镜板间隙进口高度大于间隙出口高度,或出口截面小于进口截面,在进入间隙的油速总是小于溢出油速的情况下使进入轴瓦的油量等于出口油量,优化选取较大刮削面积的进出油边则是有效的途径之一。

推力轴承承载能力与推力瓦承载面积和进出油边油膜厚度(即瓦的倾斜角)同样存在密切关系。对于比压偏大的事故电站而言,修刮进油坡口或在每块轴瓦的进出油边刮削15~20 mm的倒角,都将减少原本偏小的轴瓦承载面积,其利可能远小于弊,显然并不可取。瓦面的挠曲度将使推力瓦实际有效倾斜度发生变化,周向的一定凸变形将有利于油膜的形成和油循环,从而增加承载能力,有利于推力轴承启动和稳定运行。

运用正确、合适刮削推力瓦的工艺,将有助于使弯曲比趋近于设计要求。而事故电站推力瓦面支承中心所设的等腰梯形油池深仅0.005~0.01 mm,不足以弥补推力支承结构弯曲比不够理想的缺陷。经过一段时间

运行的推力瓦面油池已经磨平且亮斑成片(图4)同样证实了这一判断。



图4 运行后的推力瓦

2.2.3 推力瓦产生机械弹性变形、热变形

推力瓦在运行中,在高达 6 230 kN 的轴向负荷作用下必然会产生机械弹性变形,而运行中推力瓦面在复杂的温度场作用下又将产生较大的热变形。从力学角度分析,推力瓦的热变形与机械变形是反向的,前者的变形量以托盘圆环为中心向下沉陷,后者则使瓦的中部相对于四周呈凸状。两者共同作用的结果会导致同一块推力瓦上各部位受力不均匀,尤其是推力瓦中心受力较大,油膜减薄,承载、抗干扰能力降低,易引发烧瓦事故。

运行中轴瓦所产生的弹性变形和热变形与推力轴承负荷容量有着直接关系。根据经典理论的推演,中心支承轴瓦圆周方向凸形变形量 Δx 与最小油膜厚度 $h_{\min}$ 的比(弯曲比) ϕ_x 在 0.5 附近时负荷容量最大。目前,由于数学模型和计算边界条件的不同,各家对 $h_{\min}$ 的计算差异颇大,事故电站提供的设计 $h_{\min} \approx 0.059 \text{ mm}$,与根据古典流体力学理论推导的简化润滑计算公式的计算结果($h_{\min} = 0.064 \text{ mm}$)数值相近,应比较可信,并且瓦热变形经验公式计算的凸变形值与之属于同一数量级。也就是说,考虑下凹的机械变形后瓦面的最小油膜厚度可能低于通常设定的临界值($30 \sim 39 \mu\text{m}$)。如果制造或安装的偏差较大就极有可能造成个别推力瓦超载,与镜板局部半干摩擦引起瓦面过热而酿成事故。

2.2.4 推力瓦径向偏心

对于常规机组,一般都认为推力瓦支承点必须是径向和切向双偏心支承才会使瓦面倾斜,形成油楔,建立油膜,由于可逆式机组的旋转是双向的,这就要求其推力瓦切向只能是中心支承。因此,为有利于倾斜推力瓦面以形成油楔,建立油膜。事故电站推力瓦支承偏心率高达 0.568,引起了推力瓦径向变形,使其承载面积减少,PV 值加大。瓦面径向不论是凸变形还是凹变形,均会降低其承载能力,尤其是径向凹变形更严重,是绝对应予避免的。

3 弹性盘支承推力轴承避免烧损对策

a. 优化推力轴承支承结构设计。采用四支点

的轴瓦弹簧板取代原圆环支承方式,可以提高轴承性能,减少轴瓦的热变形。使用标准平台研刮推力瓦使其平面度达到精度要求,在每块轴瓦的进出油边削刮 15 ~ 20 mm 的倒角,以加大轴瓦的运行倾斜度。研刮瓦面、适当刮低高压注油室深度,使每块瓦承受的压力分配更均匀。

b. 采用反变形刮瓦的施工工艺消除瓦面热变形的影响。对刮削推力瓦面支承中心所设置的深 0.005 ~ 0.01 mm 的等腰梯形油池进行改造,使其深度增加至 0.03 ~ 0.05 mm,并增设直径为 55 mm 的高压注油杯。经研刮,瓦面按要求达到 2 ~ 3 点/ cm^2 均匀接触,总接触面积 70% 以上。适当减少瓦的厚度,在瓦块背面机加工一深 23 mm 的凹台。

c. 采用合适的刮瓦工艺避免径向偏心较大引起的轴瓦变形。通过合适的刮瓦工艺,刮削瓦面的进出油边,使其从 0.025 mm 降至零,内、外侧宽度分别为 47.7 mm 和 106.7 mm。形成支承中心扇形反变形刮低区,适当减少托盘区域的托瓦厚度以相对增加瓦面的弹性变形。

d. 增加油槽水冷却器容量。

e. 适当提高瓦间喷油管高度。

4 结 语

水泵水轮机转速一般较高,轴向力一般较大,机组双向运行,导致推力轴承烧损事故几率增大。事故电站水泵水轮机弹性盘支承推力轴承轴瓦烧损事故经采取下列措施,得到了成功处理。①注重推力轴承支承结构设计,使其平均承压,即“比压”分布均匀;②消除瓦面热变形的影响;③修刮进油坡口,使用合适的刮瓦工艺解决径向偏心较大引起的轴瓦变形问题;④增大冷却器容量;⑤取消刮油板,抬高喷油管。这些措施可对我国同类型机组推力轴承的安全运用提供借鉴。

参考文献:

- [1] 何定全,程云山. 冶勒水电站水斗式水轮机推力轴承瓦温超限问题处理[J]. 水利水电科技进展, 2006, 26(5): 62-63.
- [2] 梅祖彦. 兴建抽水蓄能电站是我国电力工业建设的重要任务[J]. 科技导报, 2001(2): 4-6.
- [3] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] 武中德,张宏. 水轮发电机组推力轴承技术的发展[J]. 电器工业, 2007(专辑1): 32-36.
- [5] 游光华. 天荒坪机组用负荷试验压力上升分析[J]. 水电站机电技术, 2002(2): 76-78.

(收稿日期 2007-04-12 编辑 高建群)