

双抽凝汽式汽轮机主油泵推力瓦异常磨损的原因与处理

张姚广，朱志坚

（江苏利港电力有限公司，江苏 江阴 214444）

摘 要：本文详细分析了CC25-8.83/2.45/0.98型汽轮机主油泵推力瓦磨损的原因，介绍了所采取的相应改进措施，以及取得的显著成效。

关键词：主油泵；推力瓦；磨损；改进

1 设备概况

CC25-8.83/2.45/0.98型双抽凝汽式汽轮机为武汉汽轮机厂生产的25MW抽凝式机组，汽汽轮机的推力轴承座落在前箱内（密切尔式径向推力综合轴承）。汽缸膨胀死点在排气缸，即缸的膨胀方向指向前箱，前箱与汽缸随动。

该型机组配置的主油泵为单级、双吸离心泵，主油泵轴驱动端通过齿形联轴器与高压转子挠性连接。该主油泵推力瓦结构为支承瓦与推力瓦合二为一的联合结构(推力面为主油泵非驱动端支承轴瓦与转子垂直的端面)。

2 异常情况

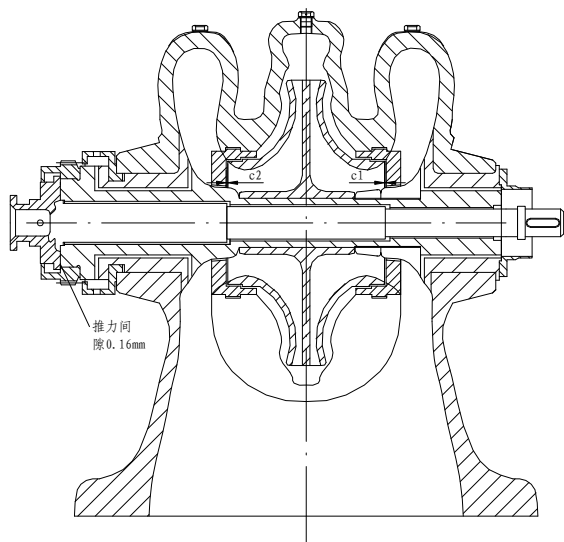


图1 武汽离心泵 442.40.01 总装配图

主油泵非驱动侧径向轴承外侧推力边在机组运行时温度较高，最高达到 104°，机组被迫于 2010 年 5 月 4 日停运进行处理，经开前箱检查发现，推

力面磨损量约为 0.8mm（通过钨金高、低面测量）。参照图 1：武汽离心泵 442.40.01 总装配图。

3 原因分析

对该主油泵轴向受力进行定量分析计算结果表明：推力瓦的工作瓦面轴向受力为正（推力指向汽轮机方向），比压为0.46MPa；非工作瓦面轴向受力为负（推力指向机头方向），比压为0.23MPa，工作面推力略低于其许用比压值（0.48~0.55 MPa），但是实际运行中，推力瓦的受力情况还受诸多因素的影响，主油泵推力瓦所承受轴向推力实际已大于其钨金所能承受推力，原因分析如下：

3.1 主油泵齿形联轴器卡涩

主油泵齿形联轴器的结构特点为双齿啮合，即 2 个外齿分别装在主轴和主油泵短轴端，然后由一个内齿套装在 2 个外齿上，形成双齿啮合。联轴器组装时，2 外齿轴向间隙保持在 8mm 左右。这样，在正常情况下即使汽轮机主轴窜动量较大，但只要小于 8mm，也不会传递到主油泵转子上而引起同时窜动。如若联轴器发生卡涩，使内外齿面之间滑移受到阻碍，则汽轮机主轴的轴向窜动，就会传递到主油泵上并带动主油泵转子跟随汽轮机转子一起窜动；当窜动量超过推力间隙 0.08~0.12mm 时，就会引发其推力瓦瓦面磨损。从解体检查、测量情况判断分析可知，导致主油泵联轴器运行中卡涩的原因有 2 点，一是主油泵转子与汽轮机转子对中不好，二是齿形联轴器润滑不良。

3.2 主油泵密封环径向间隙超标

运行实践证明，主油泵的轴向窜动还和主油泵前后 2 个密封环的几何尺寸、径向间隙有着密切关系。按照厂家的设计要求，为保证主油泵稳定工作，

设计要求前后密封环直径不等,使主油泵转子的轴向推力始终朝着汽轮机方向。该型机主油泵前端油封环比后端油封环相应的直径相差较大。运行中,主油泵汽机侧密封环泄漏量大于机头侧,汽机端叶轮侧表面油压减小,叶轮前后作用力发生改变,造成轴向推力增加。显然,在叶轮推力方向干扰下,主油泵产生窜动而引起推力瓦磨损是有可能的。

3.3 主油泵泵壳偏置

主油泵采用双吸式离心式,从理论上讲,此型泵不产生轴向推力。但如果在制造上,尤其是在安装上达不到叶轮两侧的液流通过部分完全一致,由于制造或安装等原因,使壳体上、下半吸入室和压出室流体型线不连贯、过渡不平滑,即有错位,也会使主油泵转子产生额外的附加轴向推力。解体该泵发现主油泵上、下蜗壳流道错口约有 6mm。

3.4 主油泵推力瓦与推力盘之间不能形成稳定油膜

主油泵推力瓦主要用于承受主油泵转子的轴向推力,并保证其转子的轴向定位。而这一任务是由主油泵转子上的推力盘与推力瓦之间所形成的油膜来完成的。若推力盘与推力瓦在制造、加工或安装、检修质量方面偏离设计要求,使得平面接触不良,就会导致推力盘和推力瓦之间不易形成稳定的油膜甚至油膜破裂,这就很容易在运行中引起推力瓦及推力盘的磨损。

4 初步判断

从现场观察到的零部件及武汽提供的图纸看,总体认为:该泵在设计与制造上存在较大缺陷。

油泵与汽机转子间的齿形联轴器加工粗糙,齿隙大,齿间无正常滑动,这是问题的关键。必须强调指出的是:径向滑动轴承的推力边属环式推力轴承一类,它只能在高速条件下,瞬间的轻载,它与汽机的液压动力推力轴承在功能上是完全不同的,无法承担一个长期的重负载!

叶轮两侧密封环直径差较大,人为制造了泵转子的轴向推力(指向汽机侧),实质上,由此造成叶轮盖板两侧压力差,要通过计算较困难,制造厂提供数据也不一定能够准确反映实际情况,仅仅能确定的只是力的方向。

同时,泵壳流道制造粗糙:叶轮在壳流道中,对角方向偏斜,估计是铸造时泥芯走动所致,这种情况对准确调整叶轮在蜗壳中的正确位置带来困

难。

推力瓦接触面油槽设计也不尽合理。

5 主油泵推力瓦磨损处理与运行效果

由于机组属于短期调停,想要从源头去处理该泵设计缺陷需花费时间较长,且更换合适联轴器,调整密封环间隙工作量大且复杂,能否真正消除主油泵推力瓦磨损还需要实践的检验,结合实际情况,决定在机组正常运行位置,将主油泵置于流道中心,确定机组几何尺寸后,在主油泵及汽轮机转子间加装一推力柱,以阻止主油泵在轴向推力的作用下磨损推力瓦。

也就是在汽机转子向发电机侧推足(推力瓦贴合),泵转子在保证流道中心的前提下:前后侧推力面间隙 0.8~1.00mm。叶轮两侧密封环与叶轮盖板与壳体的单侧间隙分别大于 3~4mm 及 8mm 以上。此时将桩头端面与转子端面间隙保持 0.25~0.3mm 左右即可。另外推力桩端头选用足够的面积,并经热处理,提高硬度。

另外,改善联轴器齿间及推力面的润滑条件对消除主油泵推力瓦磨损只会有益,将推力瓦工作面直形油槽改为扇形油槽,以增加主油泵推力瓦与推力盘之间存油量,方便建立油膜,并对主油泵推力瓦面接油管进行冷却、润滑。

推力面改进油槽,见图 2。

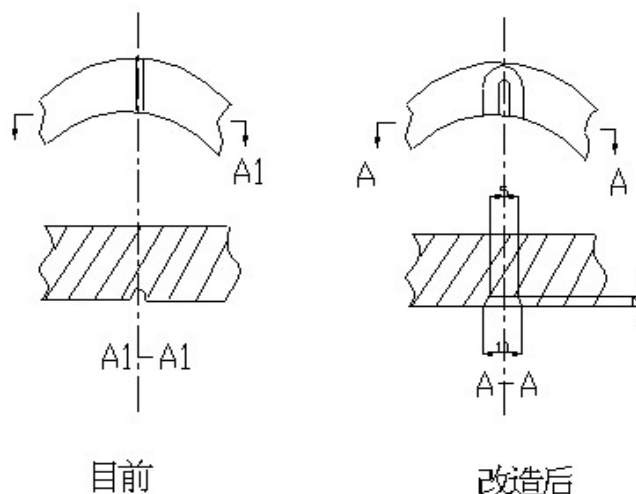


图 2 推力面改进油槽

该汽轮机启动后,负荷从 8MW 至 25MW 变动,轴承工作正常,各参数均在正常范围。主汽温度为 535℃,缸胀为 17.5mm,径向轴承环推力面温度:

上侧 48℃，下侧 53~54℃。

参考文献：

- [1] 重庆大学流体力学教研室. 泵与风机[M].北京：中国电力出版社，1980.
- [2] 周礼泉. 大功率汽轮机检修[M].北京：中国电力出版社，1997.

张姚广（1982-），男，江苏江阴人，助理工程师、技师，从事汽轮机检修管理工作，E-mail：
zhangyg@jlepc.com.cn;

朱志坚（1968-），男，江苏江阴人，高级工程师、高级技师，从事汽轮机设备管理与技术改造工作，E-mail：
zhuzhj@jlepc.com.cn。

作者简介：