

# 300 MW 机组给水泵汽轮机有关问题探讨

韩子俊

(西北电力设计院, 陕西 西安 710032)

**[摘要]** 对 300 MW 机组给水泵汽轮机的进汽方式、润滑油和轴封系统及负荷切换进行了探讨, 对它们之间的关系进行了分析。

**[关键词]** 给水泵汽轮机; 进汽方式; 润滑油系统; 轴封系统; 负荷切换

**[中图分类号]** TK264.9

**[文献标识码]** A

**[文章编号]** 1002-3364(2005)11-0066-04

目前 300 MW 机组给水系统配置  $3 \times 50\%$  电动给水泵(电动泵)有以下 3 种应用场合:(1)凝汽式机组回热系统及发电机裕量适合采用电动泵的机型(如 ALSTOM 机型);(2)空冷机组因背压变化范围较大而使得采用电动泵具有一定优势;(3)供热机组因汽轮机工况变化,采用汽动给水泵(汽动泵)的经济性不突出,需进行技术经济比较。由于国产引进型 300 MW 机组和东方汽轮机厂(东汽)300 MW 机组(主机)低压缸经济工况是按配置  $2 \times 50\%$  汽动泵和  $1 \times 30\%$  电动泵设计的,因此本文就给水泵汽轮机(小机)的进汽方式、润滑油系统、轴封系统及负荷切换等问题进行分析探讨。

## 1 小机进汽方式

小机和主机两者最根本的区别在于:主机在定转速下运行,通过改变蒸汽流量来适应外界负荷的需求,除滑压运行外,主机的进汽参数基本上是不变的;小机是一种变参数、变转速、变功率的原动机,其工作情况除与主机的工况密切相关外,还与给水泵、凝汽器的特性有关。

在正常运行时,一般由主机的低压抽汽作为小机的工作汽源,主机的抽汽压力与主机负荷成正向关系,而小机的转速与汽动泵给水量成正向关系。在额定工况附近时,小机的出力与汽动泵耗功处于自调平衡状态,无需调节阀加以控制;而当主机负荷下降至一定程度时,小机和汽动泵的效率随主机负荷的下降而降低,致使小机产生的功率将不足以满足汽动泵耗功,从而引起汽动泵降速,不能满足锅炉对给水的需要量。为

此,通过控制小机调节阀(节流阀)的开度来保持小机的出力与汽动泵的耗功相平衡。无论主机是变压运行还是滑压运行,也不管小机采用何种配汽方式,主机对应于汽动泵有一最小负荷,即切换点。因此,为了扩大小机对主机低负荷的适应能力,小机不仅应具有从主机额定负荷运行时抽汽的低压汽源,而且还须具备从主机低负荷运行时抽汽的高压汽源。

在确定小机进汽切换点时,制造厂希望主机切换负荷低一些好,但若小机采用节流配汽时,则较低的主机切换负荷要求小机节流阀有较大的开启裕度,这样不但会导致小机经济性的降低,而且会使小机造价提高;若小机采用喷嘴配汽时,则较低的主机切换负荷要求小机进汽喷嘴有足够大的富裕通流面积,这样也会带来很多问题并使结构复杂。目前国内外制造的 6 MW 小机由主机低压汽源(四段抽汽)供汽时,一般只能维持在主机 40% 额定负荷以上范围内变工况运转,在主机 40% 额定负荷以下范围,须从主机抽出高压汽源供给小机驱动汽动泵。

小机的高压进汽在美国普遍采用锅炉新蒸汽,即为内切换进汽方式。国内上海汽轮机厂(上汽)、北京重型机器厂(北重)、哈尔滨汽轮机厂(哈汽)等配置的小机均采用此种进汽方式。欧洲较普遍采用冷段再热蒸汽,即为外切换进汽方式,国内杭州汽轮机厂(杭汽)配置的小机(引进西门子技术)采用此种进汽方式。

### 1.1 配汽方式及系统配置

内切换进汽方式的小机采用喷嘴配汽,主汽阀设有低压阀和高压阀。主机由额定负荷降至 40% 额定

负荷的过程中先由低压阀参与调节,当主机负荷低于40%额定负荷时,高压阀开启,主蒸汽进入小机高压喷嘴室,两股汽源的蒸汽在调节级后混合,在压力级继续做功。随着主机负荷的进一步降低,高压阀开度逐渐增大,主蒸汽的进汽流量不断增加。由于四段抽汽压力随主机负荷的减少不断下降,而调节级后蒸汽压力随主蒸汽流量的不断增加反而逐渐提高,故小机来自四段抽汽的进汽流量逐渐减少。大约在主机20%额定负荷时,低压喷嘴组前后压力相等,这时四段抽汽不再进入小机,全部切换到主蒸汽,此时低压阀仍全开。小机采用内切换进汽方式需设置2个蒸汽室,进汽系统的结构较复杂。

外切换进汽方式的小机采用节流配汽。在冷段再热蒸汽管道上设置压力切换阀,把小机从四段抽汽进汽切换为较高压力的冷段再热蒸汽,切换汽源经过压力切换阀进入小机正常进汽的主汽阀(快关阀),因此小机主汽阀没有高、低压之分。压力切换阀的开启整定值按主机40%额定负荷的抽汽压力设定。这种切换方式的进汽系统只需设置1个蒸汽室,小机运行的经济性及安全性较高。

## 1.2 热冲击对小机的影响

以上海汽轮机厂机组为例,从图1中可看出,内切换进汽方式热冲击对小机影响:当主机降负荷时,负荷<40%额定负荷时,主蒸汽进入小机主汽阀高压阀时受到很大的节流,由16.7 MPa、538℃节流为6.374 MPa、491.2℃后进入小机调节级后与主机四段抽汽的两股汽流混合后做功,而四段抽汽的参数为0.312 5 MPa、322.8℃,两股汽流混合前温差达168.4℃,则对小机调节级产生较大的热冲击。反之,在升负荷阶段小机由主蒸汽进汽切换为四段抽汽时,在调节级产生较大的热冲击。

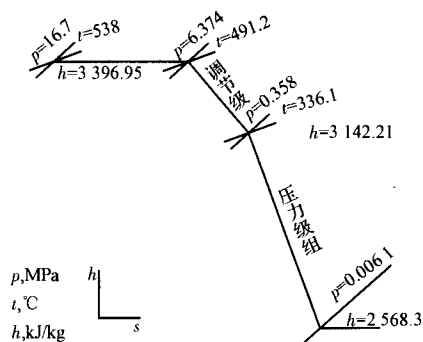


图1 内切换进汽方式对小机的热冲击

外切换进汽方式对小机的影响,以某电厂300 MW机组为例。从图2中可见:在主机降负荷阶段,右边的工况曲线表示为40%额定负荷时,小机进汽仍由四段抽汽供给(0.312 5 MPa、322.8℃),当负荷<40%额定负荷时,切换为图中左边的工况曲线,小机进汽由冷段再热蒸汽供给(1.469 MPa、303.8℃),冷段再热蒸汽经节流至0.312 5 MPa、289.63℃,则使小机的进汽端承受33.17℃的温降。反之,在主机升负荷阶段由冷段再热蒸汽切换为四段抽汽时,也会使小机进汽端承受33.17℃的温升,造成热冲击。

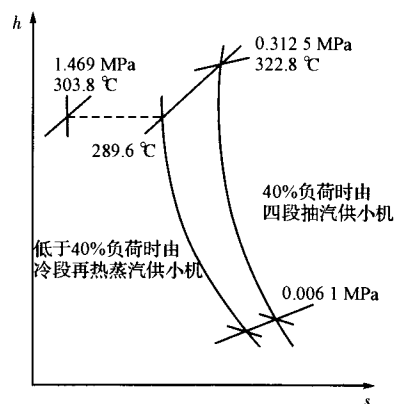


图2 外切换进汽方式对小机的热冲击

## 1.3 汽源切换稳定性及机组可靠性

小机采用内切换进汽方式,主汽阀高压阀及高压喷嘴均处于高温高压区,因此热膨胀引起的动静间隙、阀杆密封、阀杆滑动等发生问题是影响小机正常运行的主要问题。在(40%~20%)额定负荷时,小机采用主蒸汽与四段抽汽同时进汽时,切换过程较平稳。

小机采用外切换进汽方式,进汽参数不高,则热膨胀引起的动静间隙、阀杆密封、阀杆卡涩等问题较少,可靠性相对较高。在汽源切换稳定性方面,杭汽2000年12月在合肥二电厂(350 MW机组)进行了完整的外切换进汽方式试验,切换过程为2 s,实现了无扰动切换。

## 1.4 对内切换进汽方式调整的分析

国内某些电厂考虑到小机采用内切换进汽方式受到很大的节流与热冲击,提出由辅助蒸汽(辅汽)作为切换后的汽源,通过低压配汽机构来控制小机起动或主机低负荷的运行。因此,在技术协议中明确提出取消小机的高压蒸汽室、高压喷嘴组及高压调节汽阀,从而使小机结构紧凑、成本下降、运行更为安全可靠,热力系统也更为简单。

实际上,在小机进汽系统中已含有辅汽至小机调试用汽,用汽量约为(5~10)t/h(300 MW 机组)。根据电厂的实际要求,小机采用内切换进汽方式,若将调试用汽兼做低负荷时的汽源时,只需将管径放大即可满足要求,但其前提条件是辅汽系统须分别设置高中压母管。因辅汽系统分别设置高中压母管,当首台机组启动时,在负荷<40%额定负荷时,采用辅汽起动的汽源为启动锅炉或老厂来汽。当1台机组运行,另1台机组启动时,启动机组的小机采用辅汽起动的汽源来自运行机组的中压辅汽母管,而运行机组中压辅汽母管汽源来自该机四段抽汽,若主机厂用汽工况能满足以上要求(总汽量不限于此)则此系统是合理的。

若辅汽系统设置单母管(压力调节范围较大),则当首台机组启动时,负荷<40%额定负荷时,小机采用辅汽起动的汽源为启动锅炉或老厂来汽。但当1台机组运行,另一台机组启动时,启动锅炉已拆或老厂来汽已停,则启动机组的小机采用辅汽起动的汽源来自运行机组的辅汽母管,而运行机组辅汽母管汽源来自该机冷段再热蒸汽,即当启动机组<40%额定负荷时的小机启动汽源实质上来自于运行机组冷段再热蒸汽,这实际上是小机外切换进汽方式的汽源。同理,1台机组运行,另1台机组带降负荷运行,当负荷<40%额定负荷时,降负荷机组的小机进汽来自于该机组辅汽母管,而该机辅汽母管汽源来自该机冷段再热蒸汽,即降负荷机组<40%额定负荷运行时的汽源实质上来自于该机冷段再热蒸汽。因此,对于单母管辅汽系统,将小机内切换进汽方式调整为辅汽作为低负荷时的汽源,其实质却是外切换进汽方式,对此应予以重视。

## 2 小机轴封系统

### 2.1 主机起停方式与小机轴封系统供汽汽源的关系

由于小机轴封系统与主机轴封系统相联接,因此主机轴封系统的运行特点决定了小机轴封系统的运行,而主机轴封系统供汽汽源又因主机起停方式的不同而不同。起停方式(按停机小时数)与轴封供汽汽源的关系如表1。

首台机组冷态启动时,主机轴封系统首先由辅汽系统供汽,此时辅汽汽源来自于启动锅炉或老厂来汽;当锅炉升温、升压到约15%额定负荷,主机轴封系统蒸汽母管压力升高到某一整定值时切换到由主蒸汽供

表1 主机起停方式与轴封供汽汽源关系

起停方式	轴封供汽汽源
冷态启动(大修后启动) 温态启动(停机48 h后)	辅汽、主蒸汽、冷段再热蒸汽
热态启动(停机8 h后) 极热态启动(停机2 h后) 紧急事故停机	应根据启动时汽缸金属壁温来确定
正常停机	主蒸汽、冷段再热蒸汽、辅汽

给;当轴封蒸汽母管压力继续升高到另一整定值时由冷段再热蒸汽供给;当主机达到约25%额定负荷时,一旦中压缸排汽压力达到自密封所需的压力时,投入自密封系统,而自密封形成以后,轴封调节站阀门关闭,此时主蒸汽、冷段再热蒸汽、辅汽作为备用汽源,轴封用汽由主机高中压缸端轴封漏汽(自密封蒸汽)供给,并由主机轴封系统蒸汽母管经减温减压器向小机轴封系统供汽。

同理,1台机组运行,另1台机组冷态启动时,运行机组的小机轴封系统由该机组自密封供汽,启动机组的小机轴封系统先由辅汽系统供汽,此时辅汽汽源来自于正常运行机组冷段再热蒸汽,当启动机组带15%额定负荷时切换到该机主蒸汽系统,当启动机组带约25%额定负荷后小机轴封系统则由该机自密封蒸汽提供。

### 2.2 机组起停方式、汽缸壁温及轴封供汽参数

表1指出在机组热态启动、极热态启动、事故停机用负荷时,轴封供汽母管汽源根据汽缸金属壁温来确定。一般来讲,机组起停方式若按启动前汽轮机内缸或转子表面的金属温度水平分类,各种启动工况定义为:金属温度低于满负荷时金属温度的40%左右或金属温度低于150℃~180℃以下者,称为冷态启动;金属温度为满负荷时金属温度的40%~80%或低于180℃~350℃之间者,称为温态启动;金属温度高于满负荷时金属温度的80%或低于350℃以上者,称为热态启动。

西屋公司按汽缸内表面温度进行分类,汽轮机第一级汽缸内表面金属热电偶温度<149℃为冷态启动,热电偶温度在149℃~371℃为温态启动,热电偶温度>371℃为热态启动。

现将主机起停方式与小机轴封供汽参数的关系列于表2。

表 2 主机起停方式与小机轴封供汽参数关系

起停方式	汽缸壁温	轴封汽温要求
冷态启动	低	低
温态启动	中	中
热态启动	高	高
极热态启动	较高	较高
强迫停机	极高	极高
正常停机	低	低

从表 2 看出:当主机热态启动、极热态启动、紧急停机 3 种工况时汽缸金属温度较高,为防止轴封供汽后出现负胀差,主机轴封系统供汽应选用高温汽源,通常高温汽源来自主蒸汽。如引进西屋公司 300 MW 机组轴封主蒸汽供汽阀后的温度约为 456 °C,日立公司 300 MW 机组轴封主蒸汽供汽阀后的温度约为 380 °C。所以,采用主机轴封系统供汽的高温汽源供小机轴封系统应配置减温减压装置。对此,采用外切换进汽方式的杭汽小机是个例外,小机轴封齿选用的材料能承受 450 °C 的高温,不需要减温减压装置。

轴封供汽母管材质一般为 20 号钢,这对于东汽机组的各种工况均能满足需要,但引进西屋公司机组极热态启动时 20 号钢已不能满足要求。因极热态启动次数较少且启动时间较短,而采用合金钢成本较高,应要求主机厂对极热态启动工况短时间使用 20 号钢也能满足要求进行确认。

某些电厂建议取消轴封主蒸汽调节阀站。取消轴封主蒸汽调节阀站的条件是:(1)机组冷态启动时轴封供汽由辅汽直接切换为冷段再热蒸汽,这需要主机厂同意对轴封调节阀站压力整定值进行调整。(2)主机协议中明确不采用极热态启动方式。

### 3 小机润滑油系统

300 MW 机组所配 6 MW 小机的润滑油系统配置见表 3。

表 3 300 MW 机组的给水泵汽轮机润滑油系统配置

制造厂	油箱总容积/m <sup>3</sup>	油箱有效容积/m <sup>3</sup>	冷油器型式	冷油器冷却面积/m <sup>2</sup>	冷却水量/t·h <sup>-1</sup>
上汽	7	6	管式	40	115
北重	3.5	3	管式	35	36
杭汽	7.3	4	管式	30	70

从表 3 看出,北重与杭汽及上汽在油箱有效容积、冷油器冷却面积、进出口油温相差不大的情况下冷却水流量相差(1~3)倍,对此北重的解释是其要求冷却

水的循环倍率高。由于该冷却水只是冷却水流量中很小的一部分,因此整个冷却水系统不会因为小机冷油器冷却水流量偏小而提高流速。因冷却水流量仅为 36 t/h,导致出口油温较高,对此制造厂和设计院采取了相应完善化措施。

### 4 小机负荷切换与给水泵运行的关系

小机进汽切换点,2 台汽动泵单、双泵运行切换点,电动泵与汽动泵运行切换点相互关联。

(1) 电动泵与汽动泵运行切换点没有明确的划分边界,在实际运行中存在 3 种情况:1) 机组先用电动泵启动,在水泵最小流量再循环装置自动投入后,手动投入汽动泵并沿最小可运行等效曲线逐渐升速。随着小机转速的上升,汽动泵出口压力慢慢增加到某一转速下,汽动泵出口压力达到给水母管压力时,出口止回阀被顶开,汽动泵与电动泵同时供水。此后,由 2 台泵的再循环装置进行两泵间的流量切换。如对于 300 MW 机组采用 25%~50% 电动泵启动时,一般当主机负荷达(80~120) MW,主蒸汽流量(300~350) t/h,压力(8.0~10) MPa 时进行电动泵向汽动泵的负荷转移。2) 主机滑压、降负荷运行,在滑压阶段,由于给水泵工作点沿滑压线直线下降,需要小机在相当宽的范围内变速运行,当转速降到切换转速时,进行汽动泵向电动泵的负荷转移。3) 有些电厂因辅汽汽源稳定并有成熟的运行经验,直接采用汽动泵启动并且机组滑压、降负荷阶段也不切换到电动泵,则电动泵仅作为备用,如邹县、平凉和谏壁等电厂 4×300 MW 机组以及铁岭电厂、石洞口二电厂等均采用此方式。

(2) 汽动泵单双泵运行切换点在目前还没有统一的结论,不同的电厂根据实际情况有不同运行组合方式。文献[6]给出通常情况下的对应关系(表 4)。

表 4 汽动泵单双泵运行切换点

切换负荷	运行方式	经济性
$q_{\min} < q < 50\%q_0$	单泵变速运行	
$q = 50\%q_0$	两泵并联滑压运行 单泵滑压运行	较好 好
$50\%q_0 < q < 75\%q_0$	两泵并联滑压运行	
$75\%q_0 < q \leq 100\%q_0$	两泵并联定压运行	

从表 4 中看出,以 50% 主机额定负荷作为汽动泵单双泵运行切换点经济性较好。

(下转第 95 页)

## 2.5 炉水溶解氧

锅炉使用的除氧器为混合式大气压力除氧器,运行中主要通过控制除氧器的运行温度在 $102\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 104\text{ }^{\circ}\text{C}$ 来保证除氧效果。出现顶棚过热器管腐蚀泄漏后,采用氧量分析仪对炉水的氧含量进行了测定,发现炉水氧含量通常为 $200\text{ }\mu\text{g/L}$ 左右,最高时达到 $1\ 500\text{ }\mu\text{g/L}$ 。在运行中通过连续监测与调整,将除氧器温度提高到 $105\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 108\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,压力保持在 $0.02\text{ MPa}$ ,使除氧器的溶解氧达到合格。

## 2.6 锅炉运行汽水分离效果

在原锅炉设计中选用了42台旋风分离器,每台分离器负荷为 $3.1\text{ t/h}$ ,分离器的总负荷 $130.2\text{ t/h}$ 。由于受锅筒内空间所限,在扩容设计时增加了4台旋风分离器,如果仍按原单台负荷计算则分离器的总负荷为 $142.6\text{ t/h}$ 。分析2004年1月份至2005年2月份1、2、3号锅炉的运行负荷记录,发现3台锅炉在 $(140\sim 150)\text{ t/h}$ 负荷运行的时间至少占总运行时间的 $1/3$ 。也就是说,当锅炉负荷超过 $142.6\text{ t/h}$ ,根据计算分析旋风分离器的分离能力不足,因而,导致在锅炉满负荷运行时蒸汽的机械携带增加,腐蚀加剧。

(上接第69页)

(3) 汽动泵单双泵运行的切换点与小机进汽切换点的关系是:若单双泵运行切换点在小机进汽切换点之上,则要求单台小机及单泵的出力均 $>50\%$ 主机额定负荷时才能满足主机出力要求。事实上小机的最大设计容量应同时满足以下2个条件:1)对应主机VWO工况的小机出力加上抽头喷水泄漏量及 $1.5\%$ 的余量后再乘 $1.1$ 的系数。2)单台汽动泵加电动泵的负荷可保证小机THA工况 $6\text{ MW}$ 的出力。因此小机制造商在标书中均保证单台小机可带 $60\%\sim 70\%$ 负荷,其隐含的假设就是,单双泵的切换点在小机进汽切换点之上。

若单双泵的切换点在小机进汽切换点之下,则单台小机及单泵的出力均 $\approx 50\%$ 主机额定负荷即可满足要求,小机制造商亦可降低制造成本,但当单台汽动泵与电动泵并联运行时主机负荷将 $<100\%$ 额定负荷,电厂从运行及投资回收角度考虑是难以接受的,所以单双泵的切换点在小汽进汽切换点之下是不合理的。

## 3 分析与结论

(1) 锅炉用水的水质严重超标,水中含有大量的腐蚀性阴离子,尤其是 $\text{OH}^-$ 与 $\text{SO}_4^{2-}$ 。

(2) 汽水分离效果不好,机械携带严重。尤其在顶棚过热器管的底部有水滴,水滴中携带有大量的盐分与阴离子,从而形成了潮湿的电化学腐蚀环境。

(3) 炉水中含有大量的溶解氧。由于顶棚过热器管底部潮湿的电化学腐蚀环境,溶解氧与铁可形成微电池反应,从而造成氧腐蚀。此外,因炉水中阴离子成分中含有大量的 $\text{OH}^-$ 与 $\text{SO}_4^{2-}$ ,从而进一步加剧了氧腐蚀的速度。

(4) 顶棚过热器管是新换的管子,尚未在表面形成 $\text{Fe}_3\text{O}_4$ 钝化保护膜,这也是其使用周期短的一个原因。

## 4 防腐蚀措施及效果

经过试验分析,采取了以下防腐蚀措施:(1)停用第二氧化铝厂的蒸发回水;(2)改善除氧器的运行条件,使炉水的溶解氧达到合格标准;(3)研究解决汽水分离效果差的问题,改进汽水分离效果;(4)在运行中严格控制汽包水位。采取这些措施后锅炉顶棚管的腐蚀泄漏得到了有效遏制。

## 5 结语

小机外切换方式进汽系统相对简单,介质参数较低,可靠性高。小机轴封系统在满足机组起停方式及汽缸壁温匹配的条件下,轴封调节阀站系统应尽量简化,以减少运行漏点。

### [参 考 文 献]

- [1] 吴季兰. 汽轮机设备及系统[M]. 北京:中国电力出版社,1998.
- [2] 沈士一,康松,等. 汽轮机原理[M]. 北京:水利电力出版社,1992.
- [3] 金继光,等. 300 MW 机组给水泵驱动方式的优化[J]. 热机技术,1999,(2).
- [4] 王成立,姚孟1号机组改造工程给水泵驱动方式的选择[J]. 电力建设,2001,(9).
- [5] 洪波,等. 动态规划法在火电厂给水泵优化运行中的应用[J]. 热力发电,1996,(5).
- [6] 黄其励主编. 电力工程师手册(动力卷)[M]. 北京:中国电力出版社,2002.