

C12—8.83/3.82 型汽轮机组负胀差超限 原因分析及处理

任 宏

(四川电力建设二公司, 四川 成都 612051)

摘 要: 结合 C12—8.83/3.82 型汽轮机组的具体情况, 从胀差测量、热力系统设计、系统运行方式以及运行参数等方面着手, 对产生负胀差的原因进行了综合地分析, 提出了减小负胀差的解决方案。

关键词: 汽轮机; 胀差; 回热抽汽; 汽封漏汽

Abstract: According to the measurement of differential expansion, the design of thermal system, the operational mode of the system and the operational parameters, the causes why the negative differential expansion occurs are analyzed comprehensively and the solutions are put forward to reduce the negative differential expansion.

Key words: steam turbine; differential expansion; regenerative extraction steam; gland packing leakage

中图分类号: TK268 **文献标识码:** B **文章编号:** 1003—6954(2009)03—0086—03

重庆建峰化工厂热电联产工程 2 号机组是由武汉汽轮机厂生产的 C12—8.83/3.82 型高压单缸、冲动、单抽汽凝汽式汽轮机, 具有一级调节抽汽和一级非调节抽汽。汽缸由前汽缸、中汽缸、后汽缸三部分组成, 并用垂直法兰联接, 前汽缸采用耐热合金钢 ZG20CrMo 铸件, 水平中分面采用高窄法兰结构, 用下猫爪型式支撑在前轴承箱上。中压缸为普通碳钢 ZG230—450 铸件, 后汽缸采用 HT250 铸造结构。转子为整锻加套装轮盘结构, 整锻转子材料为 30CrMoVE, 后五级套装轮盘, 材料为 35CrMoA 和 34CrNi3Mo。

转子级数 18 级, 其中第一级为双列复速级, 其余十七级为压力级。该机组有七段抽汽口, 抽汽口的位置分别在第 2、3、5、7、11、13、15 级后。第 2 级后的抽汽为工业调整抽汽, 工业中压调整抽汽压力为 3.82 MPa, 由中压提板式喷嘴组调节。非调整抽汽压力为 0.98 MPa, 在 7 级后抽出, 非调整抽汽压力随工况不同在一定范围内变化。

汽轮机热膨胀死点设在后汽缸处, 以横向滑销定位于后座架, 在前轴承箱和前汽缸有垂直键和纵向滑键, 使汽缸向前热膨胀时保持汽轮机中心不变。转子则以推力轴承定位向后膨胀。汽缸与转子的相对膨胀用相对膨胀指示器测量。相对膨胀指示器装在后汽缸上。

该机组在试运期间曾多次出现负胀差超限 (厂家规定胀差范围: $-1\text{ mm} \sim +3\text{ mm}$) 而停机, 后经厂

家同意将负胀差极限值放大到 -1.6 mm , 同时还必须密切监视机组的其它参数维持机组运行, 严重影响了机组运行的安全性。

在实际运行过程中, 该机组的胀差变化的趋势表现为并网带负荷后, 胀差逐渐从正值变化为负值, 升负荷过程正胀差几乎没有增加, 在一定负荷稳定运行一段时间后, 负胀差逐渐增加, 接近或达到极限值。在减负荷过程中, 负胀差也会快速的增加。

1 造成负胀差的原因分析

1.1 转子与汽缸相对膨胀分析

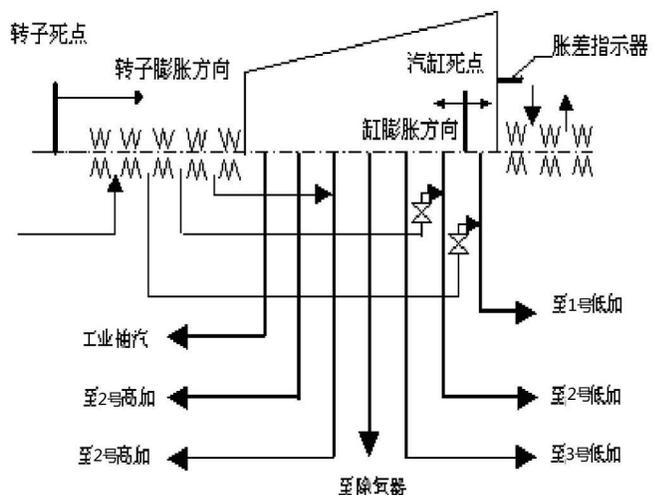


图 1 汽轮机转子和汽缸死点及膨胀方向示意图

转子和汽缸的膨胀死点及膨胀方向如图 1 所示,

转子和汽缸分别以各自的死点为基准膨胀或收缩。相对来说,汽缸的质量大而接触蒸汽的面积小,转子的质量小,而接触蒸汽的面积大;而且由于转子在转动的情况下,蒸汽对转子的放热系数大于蒸汽对汽缸的放热系数,使得转子与汽缸间发生热膨胀差值,这个差值就是胀差。胀差指示器并不能准确地反映各级动静间隙的变化,只能指示测点处的胀差值,该机组胀差指示器主要反映的是低压缸处的胀差值。

1.2 影响胀差的因素

1.2.1 轴封供汽温度影响

在冷态启动前开始向轴封供汽时,由于供汽温度(约 140~180℃)高于转子温度,转子局部受热引起伸长,会出现正胀差。热态启动时,如果轴封供汽温度低于转子温度,转子被冷却收缩,会出现负胀差,为了防止出现过大大负胀差,轴封供汽温度可适当提高。

1.2.2 真空影响

在升速和暖机过程中,真空变化会使胀差值改变。当真空降低时,欲保持机组转速或负荷不变,必须加大进汽量,转子中低压部分摩擦鼓风的热量容易被增加的进汽量带走,因而转子被加热的程度减小,胀差减小。此外真空降低,排汽缸温度上升,也会减小胀差。真空提高,变化过程与上述相反,胀差增加。

1.2.3 摩擦鼓风热量的影响

汽轮机转子的摩擦鼓风损失不仅与动叶片长度成正比,而且还与圆周速度三次方成正比。低压转子的摩擦鼓风损失转变成热量,来加热后汽缸,导致后汽缸温度升高,膨胀量增大,胀差减小。这种影响在小流量工况尤为显著。随着流量增加,转速升高,这种影响逐渐减小。当机组带一定负荷后,蒸汽量已能将摩擦鼓风产生的热量完全带走,其对胀差的影响随之消失。

1.2.4 进汽参数的影响

当进汽参数突然发生变化时,首先对转子受热状况发生影响,对汽缸的影响要滞后一段时间,会引起胀差的变化。蒸汽的温升(或温降)速度大,转子与汽缸的温差也大,引起的胀差变化也大。在启停过程中,控制蒸汽的温升(或温降)速度,也可以达到控制胀差的目的。

1.3 负胀差原因分析

机组试运期间,对主蒸汽参数、负荷、凝汽器真空以及轴封供汽温度进行严格控制,并不能彻底改善负胀差超限的问题,排除了上述因素对胀差的影响。因

为该机组为非标机组,无同类型机组作为参考,故将汽缸绝对膨胀量过大特别是后汽缸膨胀过大作为负胀差的主要原因进行了分析。

对试运期间的运行参数与设计值进行对比。

表 1 凝汽工况设计抽汽参数(单位:℃)(注:见参考文献 2)

	工业抽汽	一段抽汽	二段抽汽	三段抽汽	四段抽汽	五段抽汽	六段抽汽
12 MW	393	364	331	298	230	158	80

表 2 实际运行抽汽参数(单位:℃)

	工业抽汽	一段抽汽	二段抽汽	三段抽汽	四段抽汽	五段抽汽	六段抽汽
8 MW	465	430	322	359	294	209	418
12 MW	476	454	406	369	304	216	427

通过对比,可以看出:每段抽汽口温度均高于设计温度,特别是六段抽汽口温度远远超过设计温度。六段抽汽口温度为什么会高出设计值 300 多度?由图 1 便可以分析出可能是由于前汽封各段漏汽压力(特别是三档漏汽)高于抽汽口压力以至返回汽缸引起的,从而导致汽缸低压部分绝对膨胀量明显增加。

如果轴封漏汽返回汽缸,对转子会产生什么影响呢?由于轴封漏汽量小,相对于通过转子的蒸汽流量,对转子几乎没有什么加热作用,不会导致转子的膨胀量明显增加。转子膨胀基本不变,而后汽缸膨胀量明显增加,这就是机组产生严重负胀差的主要原因。

轴封漏汽特别是三档漏汽返回汽缸的原因可能有两个:一是前轴封间隙在机组热态发生了偏移,造成轴封漏汽量大量增加超过原设计值。二是三档漏汽在一定负荷时其压力和流量均高于此段抽汽压力,不能完全被低加利用,余汽返回汽缸。针对前轴封可能存在的诸多问题,则对前轴封汽封齿方向、前轴封径向和圆周整圈间隙及水平结合面接触等安装情况进行复查,均未发现异常,排除了第一种可能性。现基本确认第二种原因是造成轴封漏汽返回汽缸的主要原因。

造成各抽汽口温度偏高的原因又是什么呢?机组的调节级后温度额定负荷设计值为 409℃,而实际运行 12 MW 负荷调节级后蒸汽温度高达 505℃,调节级后蒸汽温度大幅度高于设计值,调节级后汽缸金属温度基本上与级后蒸汽温度一致。调节级后温度上升对转子和汽缸的影响不完全相同。过热蒸汽经过各级膨胀做功后,最终变为饱和蒸汽,对转子而言,由于换热面积大,蒸汽流量大,转子高温部分向低温

部分传递的热量大部分被蒸汽带走,转子的温度梯度最终应与各级后的蒸汽温度梯度基本一致。对于汽缸而言,蒸汽对汽缸的换热系数应小于蒸汽对转子的换热系数,汽缸与蒸汽的换热面积也相对转子小,即蒸汽对汽缸的冷却作用相对较弱,汽缸自高温部分向低温部分传递的热量较少被蒸汽带走,导致各级汽缸的温度应高于对应的蒸汽温度,汽缸的平均温度高于转子的平均温度,最终的结果是汽缸的绝对膨胀量大于转子的绝对膨胀量,产生负胀差。

2 消除负胀差大的措施

2.1 减小前汽封漏汽对汽缸的加热作用

如果汽封漏汽压力小于或接近抽汽口压力,漏汽就直接被带入加热器而不会返回汽缸,特提出了对漏汽管道进行改造的方案(如图 2)。

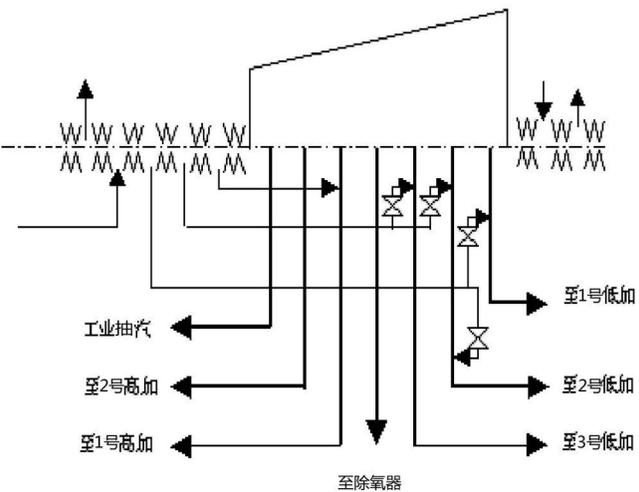


图 2 汽轮机抽汽及轴封漏示意图

- (1) 将前汽封原三档漏汽至 6 抽(1号低加)增加一路到 5 抽(2号低加)并安装截止阀;
- (2) 将前汽封原二档漏汽至 5 抽(2号低加)另增加一路到 4 抽(3号低加)并安装截止阀。

(3) 考虑到原汽封漏汽排放点离抽汽口太近,可将漏汽与抽汽管道汇合点下移。

在运行中改变前汽封漏汽的排放方式,关闭原漏汽至 1 号、2 号低加的截止阀,将三档漏汽排至 5 抽,二档漏汽排至 4 抽。并通过新增的截止阀进行排放量的控制,尽量减少汽封漏汽对汽缸的加热作用。

2.2 提高前轴封汽源温度

该机组原设计轴封供汽的方式为:空负荷采用来自低压减温减压蒸汽(温度约 180~250℃),大负荷采用来自除氧器汽平衡管的饱和蒸汽(温度约 140℃)进入均压箱,由轴封供汽母管分别向前、后轴封供汽,即前、后汽封供汽温度相同。则提出在运行中轴封供汽尽可能采用低减来的蒸汽,保证均压箱的温度在 180℃ 左右,因为提高前轴封的供汽温度是减少负胀差的有效方法。

2.3 降低调节级后蒸汽温度

降低调节级后蒸汽温度,可降低调节级后汽缸金属温度,减少汽缸的绝对膨胀量,可有效减少负胀差。由于该机组为非标机组,是在原武汉汽轮机厂 50 MW 抽汽机组改造而来,改造后各级动叶及隔板都发生了很大变化,使调节级做功能力不够,造成焓降不够。汽轮机制造厂应重新计算、设计调节级的工作参数。但改造调节级工作量太大,只有待机组大修时再作处理。

3 结 论

经过对轴封漏汽管道改造和运行优化后,2 号机组负胀差得到了很好的改善,在正常运行中,胀差可维持在 $-0.4 \sim +0.2$ mm,未再出现负胀差超限现象,同时机组的热膨胀在 12 MW 稳定时从 15 mm 也降到了 13 mm。

(收稿日期: 2008-12-09)

(上接第 19 页)

Communications Circuits and Systems 2008. ICCAS 2008. 25-27 May 2008. Page(s): 48-51.

- [14] Y. S. Zhang D. B. Li Volterra adaptive prediction of multipath fading channel[J]. Electronics Letters 1997, 33(9): 754-755.
- [15] 郭双冰,肖先赐.混沌时间序列的 Volterra 自适应预测滤波器定阶[J].电子与信息学报,2002,24(10): 1334-1340.

- [16] 茅于海,苗家林.自适应预测滤波器的一种新算法[J].电子学报,1983,11(5): 75-81.

作者简介:

罗海洋(1984-),男,硕士研究生,研究方向为电力系统稳定与控制、电力系统调度自动化;

刘天琪(1962-),女,教授,博士生导师,主要研究方向为电力系统分析计算与稳定控制、高压直流输电、调度自动化;

李兴源(1945-),男,教授,博士生导师,主要研究方向为电力系统稳定与控制、高压直流输电、分散式发电。

(收稿日期: 2008-12-25)