

Improvement on Draft and Cooling System of Stator on No. 1 Generator in Xi-jing Hydro-electric Power Plant

黄海平

HUANG Hai-ping

(西津水力发电厂, 广西 横县 530325)

摘要: 为解决 1 号机组改造后发电机通风系统风路紊乱的问题, 对机组运行中空气冷却器风量、风路走向、挡风板布置、上机架振动等各个方面进行综合分析及查找影响定子通风系统的各个因素, 找出了导致风路紊乱的主要原因, 提出了解决问题的方法, 并介绍了改进后的情况。

关键词: 发电机定子; 通风冷却系统; 技术改造

中图分类号: TK730.3 **文献标识码:** B **文章编号:** 1671-8380(2006)02-0021-04

1 引言

西津水电厂装有 4 台轴流转浆式水轮发电机组, 总装机容量为 24.3 MW, 1964 年 10 月第一台机组投产发电。经 40 年的运行后, 在 2004 年对电厂第一台机组进行技术改造, 更换了水轮机转轮与发电机定子、转子。原发电机型号为 CBH1340/150-96, 额定容量为 58 MW, 额定转速为 62.5 r/min, 定子通风冷却方式为全封闭单路径向自循环空气冷却系统, 如图 1 所示。改造后的发电机型号为 SF65-84/13470, 额定容量为 65 MW, 额定转速为 71.4 r/min, 定子通风冷却方式为全封闭双路径向自循环空气冷却系统, 如图 2 所示。

2 发电机定子通风冷却系统设计方案

2.1 未改造前机组定子冷却系统

未改造前发电机为原苏联产品, 通风冷却方式为全封闭单路径向自循环空气冷却系统, 共安装有 18 台绕簧式空气冷却器, 风路通道由挡风板分隔为上风洞和下风洞, 上风洞与下风洞之间有半圆弧的管孔连接。机组转动时, 旋转部件内部产生压力差, 迫使空气径向流过转子磁轭、定子线圈和铁芯, 将热量带走, 经过空气冷却器冷却后, 进入上风洞。在转

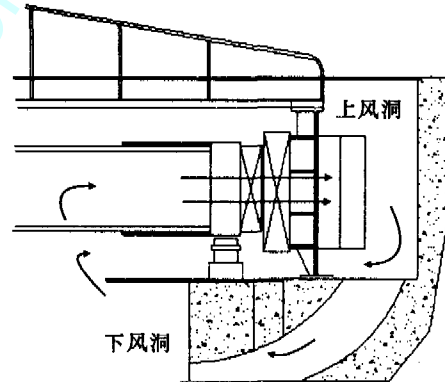


图 1 全封闭单路径向自循环空气冷却系统示意图

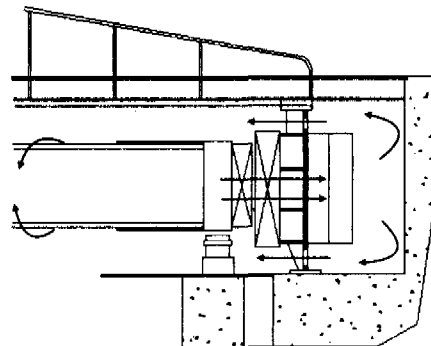


图 2 全封闭双路径向自循环空气冷却系统示意图

动部件旋转时,上、下风洞的空气之间存在压力差,经冷却的空气进入下风洞,形成空气自循环冷却系统。该通风冷却方式自上世纪 60 年代中期投入使用后,未出现过较大的故障,通风冷却效果良好。

2.2 定子通风冷却系统改造设计方案

1 号发电机改造内容主要是更换定子和转子,其它发电机部件保持不变,定子和转子的设计和制造由哈尔滨电机厂负责。根据设计要求,发电机定子采用全封闭双路径向自循环空气冷却系统,机组运行时,发电机内部的空气在转子支架、磁轭、磁极等部件旋转而形成的压力作用下,通过空气间隙、定子铁心、定子机座和空气冷却器冷却后,流经定子机座的上下两端通风孔返回到转子支架。为了达到上述效果,对原冷却系统做了以下的改造:

①上机架挡风板沿伸到定子机坑内壁,以减少空气循环死区,提高冷却效率。

②用挡板封堵上风洞与下风洞之间的连接通道,以隔断上风洞与下风洞的连通。

③定子机壳上,沿着空冷器安装的位置,正对着空冷器上部的机壳分别切割 18 个 $1\ 650\ \text{mm} \times 250\ \text{mm}$ 的通风孔;机壳下部,在两个空冷器之间的部位上,分别切割 18 个 $1\ 650\ \text{mm} \times 400\ \text{mm}$ 的通风孔。空气经空气冷却器冷却后,通过机壳上部通风孔和下部通风孔,回到转子内。

④更换空气冷却器,由原来的 18 台绕簧式空气冷却器换为穿片式空冷器,安装位置保持不变。

根据设计要求改造后,发电机定子冷却系统结构与风路走向如图 2 所示。

3 运行情况及存在问题

3.1 运行中定子、转子温升情况

机组改造后,经过 72 h 的试运行,室温为 $32\ ^\circ\text{C}$ 时,在额定工况下,发电机定子最高温度 $88.9\ ^\circ\text{C}$,最低温度 $66.1\ ^\circ\text{C}$,相应定子绕组最高温升为 $60.3\ ^\circ\text{C}$ (设计值为 $80\ ^\circ\text{C}$),定子铁芯最高温升为 $57.3\ ^\circ\text{C}$ (设计值为 $100\ ^\circ\text{C}$);额定条件下的发电机转子绕组平均温升为 $76.3\ ^\circ\text{C}$ (设计值为 $90\ ^\circ\text{C}$),均满足合同技术规范和设计要求。发电机上机架的轴向与径向振动满足设计要求。

3.2 运行中空气冷却器冷却效果

发电机定子上风洞内,检查空气冷却器的冷却情况,空冷器冷风温度值为 $30\ ^\circ\text{C}$ (空气冷却器出风温度报警值为 $30\ ^\circ\text{C}$),热风温度值为 $64.30\ ^\circ\text{C}$ 。1 号机空冷器型式为穿片式,其它机组为绕簧式,对比其它 3 台机组的空冷器的运行情况,发现 1 号机空

气冷却器循环的冷却风的风速、风量比其它 3 台机组空冷器的明显要小很多,而冷却风的温度却比其它机组高。

3.3 定子通风冷却系统存在问题

①发电机层上机架盖板的温度较改造前高,发电机出线母线处从定子上风洞内引射有较大的热浪,温度约有 $50\ ^\circ\text{C}$,对附近的电气设备正常运行和运行人员的工作造成了不利的影

响。②定子上风洞冷却风流动的方向紊乱,机组投入运行后,检查定子通风的走向,实际上与设计(如图 2 所示)要求的走向不一致。

③在机组实际运行中,冷却风的走向为:在转子旋转部件的压力下,空气通过空气间隙、定子铁芯、定子机座和空气冷却器冷却后,不是形成双路的径向自循环冷却系统,而是形成单路的冷却方式,热空气从冷却器及机座上部通风孔流出,从机座下部通风孔流入定子内,造成空气出口风路紊乱,如图 3 所示。

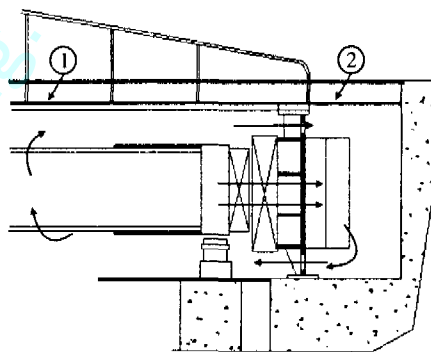


图 3 运行中定子通风系统风路实际走向示意图

4 原因分析

经与设计单位、制造厂家及电厂有关技术人员的现场分析,认为造成定子通风冷却系统出口风路紊乱的原因是:

①改造机组受原来结构限制,定子线圈上端过流面积较下端过流面积小很多,风阻较大;又因气隙漏风,使上端压力过大,而定子线圈下端空间较大,风阻较小,使下端压力小,因此产生发电机定子机座上端通风孔没有冷风流入,仅下端通风口有风流入。

②原来的空气冷却器为绕簧式结构,各冷却管之间的间隙较疏,对风的阻力较小,比较容易过风;而改造后采用了穿片式的空气冷却器,各冷却管之间片式的冷却片排列较密集,风阻较大,虽然提高了热交换的时间,但也造成空气流动较慢,风速较低。

通过对比 1 号机和 2 号机风洞内的风速及温度可知:1 号机采用穿片式空气冷却器,对流的风速及风量均比采用绕簧式空冷器的 2 号机要小得多,因此风洞内的温度 1 号机要高过 2 号机。

③1 号机组上机架两层挡风板之间及挡风板与基础之间存在较多的间隙,造成风洞内有一部分的热空气从间隙中散发到风洞外。

5 改进措施

由于通风系统存在以上的 3 个问题,使发电机风洞内的热风通过对流和辐射的方式,传递到风洞外,造成 1 号机附近的温度比其它机组的高。长时间处于较高温度的环境中,会对附近的电气设备如母线引出线、机旁盘造成不好的影响,如降低设备的使用寿命和自动化元件误动作或误发信号等,同时对检修和维护人员的人身安全和健康也产生不良的影响,不利于对设备进行正常的巡检和维护。

基于以上的原因,在 1 号机组改造后的第一次检修中,对其通风冷却系统进行了改进,使其符合设备运行的要求。改进的措施如图 4 和图 5 所示。

①将原来全封闭的上机架第二层挡风板在标号①和标号②处切割掉,以增大定子线圈上端的过流面积。

②如图中标号③所示,堵住下挡风板与基础的漏风孔,以改善空气的流动,降低空气的紊流程度。

③为了检验空气冷却器的工作特性,以改善冷却系统的效果,在机组回装时,用两台绕簧式空冷器代替两台穿片式空冷器,作为机组试验时对照风速与风量。

④检查上机架与各挡风板之间的间隙和各引出线和基础之间的间隙,将所有间隙封堵,避免有热风吹出。

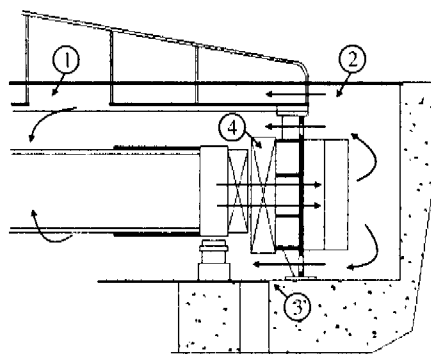


图 4 定子通风系统改进示意图

6 改进后定子通风系统运行情况、存在问题及再次改进的措施

通风系统改进后实际风路走向如图 5 所示。定子通风系统改进后,进行了试验,验证机组在空载及不同负荷的情况下,通风冷却系统是否满足定子运行工况的要求。

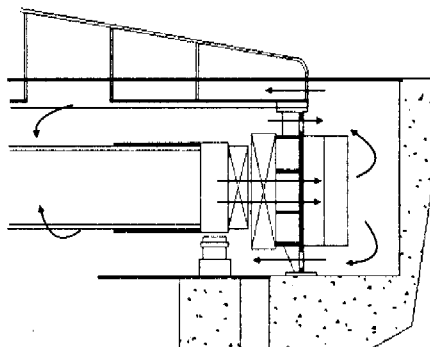


图 5 定子通风系统改进后实际风路走向示意图

6.1 改进后定子通风系统运行情况

①比较两种类型的空气冷却器的工作效果,经过空气冷却器的风速与风量较未改进前有了明显的提高。对比两台绕簧式空冷器与其余穿片式空冷器的出风情况,绕簧式空冷器与穿片式空冷器风速及风量基本上保持一致,未见有较大的差别,说明两种类型的空冷器在冷却方式和工作效率上接近,穿片式空冷器不是造成原冷却系统风路紊乱的主要原因,而是由其它原因造成的。

②风洞内定子的冷却系统的风路走向基本上与改进的设想相吻合,由于切割了一部分上挡风板,增大了上风洞上部通风孔的过流面积,使得风洞内的空气流通情况有了很大的好转,风速和风量有了明显的提高,空气较有规律地按照事先的预想进行流动,消除了风路紊乱的状况。

6.2 改进后定子通风系统存在的问题

①按照图 4 的预想,经过空冷器上部机壳的通风孔,应该是空气经过冷却后,由风洞往外及内的方向进入转子内,同时对定子线棒头进行冷却。但实际上该处的风向是由内往外流出机壳,热风没有经过冷却直接进入了上风洞内,这一部分热与其它冷风混合,降底了系统的冷却效果。

②机组运行时,在发电机层处的上机架盖板振动幅度比机组正常运行时要大。用桥机挂住千分表,测量轴向与径向的上机架振动情况,测量结果为:机架径向振动为 0.23 mm,轴向振动为 0.35 mm,根据 DL/T 507—2002《水轮发电机组启动试

验规程》的规定,对于转速小于 100 r/min 的水轮发电机组带导轴承支架的水平振动应不大于 0.11 mm,因此,机架的振动已经远超出标准的规定。机架振动过大,必然会对机架内的导轴承与上部的受油器的正常运行造成影响。因此,必须消除机架振动过大的缺陷,以保证机组的安全运行。

6.3 缺陷分析与再次改进的措施

在机组运行工况下,经检查发现发电机盖板与挡风板之间的通风孔的风速与风量远远超过机壳下部通风孔的风速与风量。经分析后认为:由于风洞上部的通风孔总面积为 18.42 m²,下部通风孔面积为 11.88 m²,上部通风孔面积远大于下部面积,由于面积不等,引起上部进风量大于下部进风量,大量的风从发电机盖板与挡风板之间的通风孔进入转子内,转子运转时,支臂的交替转动,导致进风压力跟着变化,作用在发电机盖板下的压力也随着变化,从而引起盖板振动幅度加大,使得上机架的振动超出了标准的范围。

根据以上分析,为了减小上机架的振动,应使上风洞内上部通风孔的面积小于或等于下部通风孔的面积,从而减少上部的空气流量,增大下部的空气流量,降低机架的振动。考虑到未改造前通风系统的结构为上下风洞通风,决定从下风洞增加一条通风通道,由双路进风改为 4 路进风,同时用封板堵住发电机盖板与挡风板之间的通风孔一半的高度,打开上下风洞之间的通道,共 18 个通风孔,每个通风孔大小为 1 000 mm×300 mm。经过以上处理后,上部通风孔总面积为 12.93 m²,下部总面积为 17.28 m²,保持总通风面积不变。进一步改进后如图 6 所示。

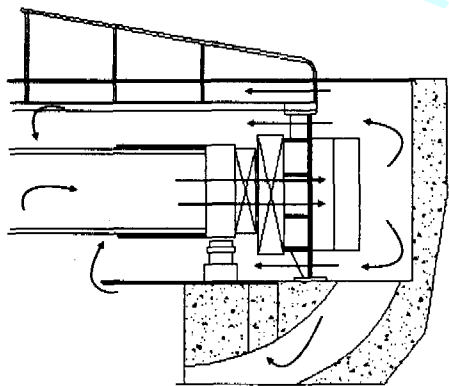


图 6 定子通风系统最终改进后实际风路走向示意图

7 定子通风系统运行情况

采取上述措施后,机组在空载下运行时,检查通风系统的空气通路方向和上机架的振动。由于增大

了下部的通风面积,上风洞内的一部分冷却风经过下风洞进入转子,减小了上部的进风量,改善了通风效果,空气冷却器上部机壳的通风孔在未改进前其风向是从转子内流出风洞外,而改进后风向由风洞外流入转子内,达到了设计要求的效果。发电机风洞内的热风通过对流和辐射到风洞外的缺陷相应消除,1号发电机附近的温度降低到了未改造前的水平。

测量上机架轴向与径向的振动,测量结果为:径向振动 0.09 mm;轴向振动 0.07 mm。该结果达到 DL/T 507—2002《水轮发电机组启动试验规程》对于转速小于 100 r/min 的水轮发电机组,带导轴承支架的水平振动应不大于 0.11 mm 的规定。

机组在不同负荷下运行时,检查定子、转子和空气冷却器的温度和温升情况,在满负荷的情况下,发电机定子最高温度 86 ℃,最低温度 66.1 ℃;相应定子绕组最高温升为 60 ℃(设计值为 80 ℃),定子铁芯最高温升为 57.3 ℃(设计值为 100 ℃)、发电机转子额定条件下的转子绕组平均温升为 75 ℃(设计值为 90 ℃),均满足合同技术规范和设计要求。空冷器冷风温度值为 28 ℃(空气冷却器出风温度报警值为 30 ℃)。

8 结语

①1号发电机通风冷却系统经改进后测量数据表明,工作效率有了明显的提高,同时消除了原设计的缺陷。

②从 2004 年 11 月对 1 号发电机通风冷却系统改进后到 2005 年 6 月,期间机组在不同室温、不同工况和不同负荷下运行,通风冷却系统工作效果良好,未出现任何的故障,设备各部件温度均能够很好地控制在设计规定的范围内。

③西津水电厂 1 号发电机定子通风冷却系统改造所取得的经验说明,在老机组的改造中,不仅要采取新的技术和工艺,对于旧设备的原有工作方式和结构也要给予充分的考虑,只有将两者结合起来,机组的技术改造才能取得成功。

参考文献

- [1] 刘云. 水轮发电机故障处理与检修[M]. 北京:中国水利水电出版社,2002.
- [2] 水利电力部第六工程局,第四工程局. 水轮发电机的安装[M]. 北京:水利电力出版社,1978.
- [3] 冯觉林. 水轮发电机安装工艺学[M]. 北京:水利电力出版社,1984.
- [4] 白延年. 水轮发电机设计与计算[M]. 北京:机械工业出版社,1982.