

中、小型水轮发电机的通风 冷却与防止噪音扩散

龚 鑫 森

(重庆水轮机厂)

电机本身的发热是提高电机容量的最大障碍。

通风冷却是一种经济、简单的冷却方式,往往用在各种电机的冷却系统中,对电机的发展起了巨大的推动作用。

自从直接水冷却新方法出现后,电机的单机容量越来越大,由“风冷”转向“水冷”。经过实践,“水冷”并非全优,仍有它的不足之处。

由于受“水冷”的冲击,一段时间以来,人们放松了对“风冷”的研究。大型机组如此,中、小型机组更是如此。相对来说,中、小型机组的发热与冷却没有大型机组突出。在机组的通风系统中,由于机组温升设计时留有较大裕度,并不易超过允许值,故机组从设计、制造、到安装运行,只要温度未超过允许值(实际是表盘显示的平均温度),便往往认为此机组没有多大问题,可以“安全运行”。其真实情况并非如此。机组表面正常而过早报废者有之,机组各部分温度极不均匀者有之,机组局部过热者亦有之。

国内及我省装设的中小型机组,数量大,型式多,分布广。特别是通风引起的噪音在机组总噪音中占有较大的比重。大型机组,因多采取密闭循环式,其噪音的严重性没有中小机组突出。这是因为中小型机组多为开启式或管道通风式,特别对于转速较高的立、卧式机组,噪音已构成对人体健康的威胁,应积极研究防止噪音扩散的有效措施。

一、水轮发电机的通风冷却

利用空气介质进行通风冷却,目前仍是水轮发电机的主要冷却手段。

由于通风冷却方式结构简单、制造容易、维修方便、成本低廉,因此中小容量的水轮发电机基本上都是采用此种方式。

在电机通风风路中,其理论计算准确性差,有时计算结果与实际相差甚远。在风路系统中,往往一个小的变动会导致整个风路的巨大改观,例如1983年5月,在綦江县盖石洞水电站进行过通风试验。该电站装机3台,发电机型号为TSL260/42-24,单机容量1250千瓦,转速250转/分,立轴为悬吊式,管道式通风,风扇为折角斗式,其风路系统见图1。

冷风由上机架支腿间的进风罩和下机架的支腿间两路进入转子,经锥形挡风板、定子铁心、定子上下端部吹出,再经机座外侧的管道引出厂房。由于原风路设计不合理,

上进风罩仅部份处于进风状态,其余却处于出风状态,进出风混乱。同时热风扩散于厂房内,使厂房温度升高,工作环境变坏(特别在夏季)。试验时只将下风扇(折角斗式)替换成弧形斗式风扇,其它结构一律未变。运行后,发现下进风孔无风进入,而上进风罩则由原混乱的进出风系统转变为顺利的进风,风路由原双路进风变成了只有上端的单路进风。同时,定子上下端及铁心段的风量分配亦出现巨大变化:原定子上端风量与总风量之比由39%降为8.4%;定子铁心段风量由36%增加到50%;定子下端风量由25%上升为41.6%。替换下风扇前,定子上端风量大于下端风量;替换后,定子上端风量小于下端风量。

嗣后又在另一台机组上进行试验。只是将发电机的上进风罩完全封堵,使双路进风改变为下机架的单路进风,其它结构未变。改变后的风路系统见图2。

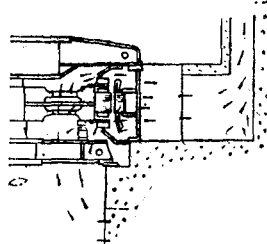


图 2

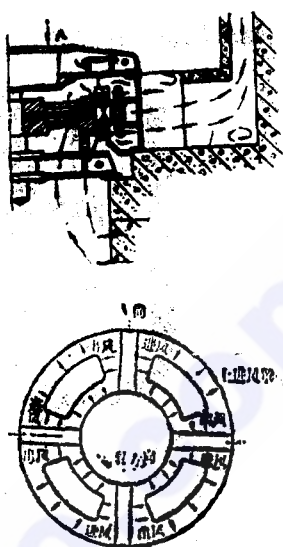


图 1

试验发现定子上端风量由封堵前的 $1.8 \text{ 米}^3/\text{秒}$,增加到 $2.3 \text{ 米}^3/\text{秒}$;定子铁心段风量由 $1.44 \text{ 米}^3/\text{秒}$ 增加到 $1.7 \text{ 米}^3/\text{秒}$;定子下端风量由 $0.78 \text{ 米}^3/\text{秒}$ 降到 $0.7 \text{ 米}^3/\text{秒}$,总风量由 $4 \text{ 米}^3/\text{秒}$ 增加到 $4.7 \text{ 米}^3/\text{秒}$ 。两次试验结果比较见表1。

由表1看出:同是单路进风,但它们的风量分配和总风量差异很大。

传统观念认为,电机的通风冷却只要有足够的风量带走其热损耗,电机便不会出现过热而使其温度超过允许值。

表 1 两次试验结果比较

	定子上端部	定子铁心段	定子下端部	总风量(米 ³ /秒)	铁心段温差
上端单路进风	8.4%	50%	41.6%	6.2	7℃
下端单路进风	50%	35.5%	14.5%	4.7	5℃

注:百分数均表示占总风量的比率

足够的风量是机组必需的,但是风量足够并不能说明电机各部分的温度都在允许值内。由于风量分配不当,电机各温度会相差很大,局部甚至会超过允许值。使电机处于过热状态下运行。再如洪雅县某水电站的立轴10,000千瓦8极发电机,额定转速750转/分,定子线负荷600安/厘米,铁心长780厘米,通风方式为密闭循环式,螺旋式风扇。由于挡风板的圆筒较长(图3),电机端部所获风量较少,热量逸散困难,使定子上下端严重过热,线圈端部绝缘过热而流胶(定子线圈为A极绝缘),齿压片过热以致发兰,其温度估计在150℃以上。电机运行未滿8年即失效,定子线圈全部更换。然而此机表盘温度仍在允许值以内,未真实反映出电机的过热状态。

遂宁小白塔水电站,装机5台,单机容量为3200千瓦,额定转速187.5转/分,立

轴悬吊型，管道式通风，上、下风扇均为离心式，风路系统见图4。

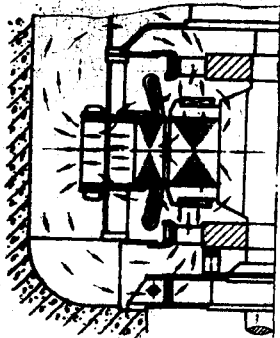


图 3

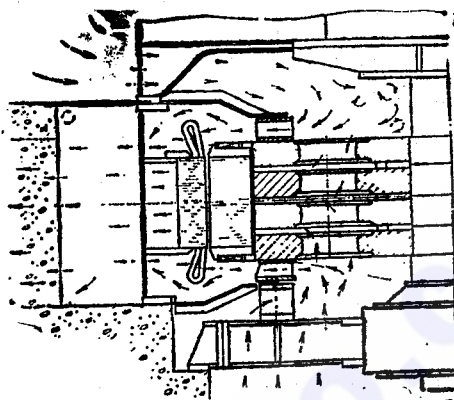


图 4

此机设计总风量为 $10 \text{ 米}^3/\text{秒}$ ，实际测量为 $9.5 \text{ 米}^3/\text{秒}$ ，电机风量得到满足。但由于离心风扇的径向风压大，进入电机的冷风大量从定子上、下端部溢出，其风量占总风量的 87% ，而进入铁心段的风量只有 $1.53 \text{ 米}^3/\text{秒}$ ，占总风量的 13% 。故铁心段上下端与铁心中部的温差达 24°C ，热风温差达 31°C 。发电机定子冷却极不均衡，影响转子磁极的冷却，转子温度接近最高值。该机后来装设在三台县永安水电站，通风方式改为密闭循环；风扇改为弧形斗式。由于减小端部径向风量及风压，风量分配趋于合理，铁心段上、下端与铁心中段温差仅 9°C ，与小白塔水电站相比，温差降低很多。

以上实例可见，合理的通风结构对电机的冷却影响极大。电机能否安全运行，机组使用寿命长短、能否满发或超发，都受其制约。一台机组有足够的风量并不能说明通风良好，机组表盘显示的温度也不一定完全反映机组的真实温度。对于运行中的机组必须深入细致地了解，考察其各个部分的温度，这样才能让它发挥出最大的经济效益，为“四化”作出最大贡献。

在一台新机组的设计中，总风量一般可通过理论计算得出。而对于机组的风量分配理论计算则感到棘手，其计算结果误差很大，说明电机通风的研究不足和电机通风的复杂性。

为使机组设计趋于合理，理论计算公式尚须补充和完善。同时对已运行机组的测试和试验也是很重要的，这一工作要由机组设计制造单位和使用单位来作。

对大容量的水轮发电机来说，进行一次通风试验与测量困难较多，同时大型机组多为密闭循环通风冷却，试图测定机组的风量分配及温度分布就更加繁杂。

中、小容量的水轮发电机，风路结构多样，其中较多采用的管道式通风方式，测试方便，直接观察容易，特别对风量分配及温度分布更能较仔细地测试，动用的人力、物力不多，对机组正常运行妨碍较小。

二、通风冷却的关键

风扇类型的合理选择，风路系统的合理布置（风量的合理分配），是使发电机正常

运行的要重保证。

各种风扇(主要有离心式、螺桨式及斗式)的性能特征经过数十年的实践与研究,对其本身规律的了解已趋于成熟。可进行各种风扇的对比试验,并可在实验室内进行。但风扇是装设在风路系统中,将受到多种因素的影响,要想在实验室里研究它,耗损太大,困难较多。

为了克服风路系统研究上的困难,苏联、日本等国已采用水模拟法进行试验。国内也有一些单位正在探索此种方法,无论效果如何,但在真机上的实际测量与试验却是不应忽视的。

(一) 风扇的合理配置与选择

风扇选择应以冷却效果为主要目的,其次才考虑其工艺性及安装与维修的方便性。

1. 离心风扇的选用 离心式风扇尺寸一经确定,其压头及流量便可较准确地计算出。然而选定用离心风扇最困难的地方在于:离心风扇的压头应多高合适?产生的风量多大才恰当?若风扇风压过高,风量过大。进入磁极间及转子支架之间的风量将会减少,以致对转子及定子铁心段的冷却不利;若风扇风量过小,则定子端部吹拂区域过小,端部冷却不均匀。因此,在选用离心风扇时应特别注意加强转子支架的进风并增大进风风压及风量。对于中、小容量的水轮发电机,转子多为整体铸、锻磁轭结构,利用磁轭间的通风沟进风,其风量有限。在选用此种风扇时,须注意当转子周速大于30米/秒时,其风扇外径不宜超过磁轭外径,风叶轴向高度及径向长度均应严格控制。若定子铁心长度超过600毫米,则离心式风扇的效果不如弧形斗式风扇。

离心式风扇压头高,对管道式通风有利。从定子吹出的热风在管道内流动较好,管道出口设计恰当时可不加装抽风机。但因压头高、流速大,风的撞击所产生的噪音相应增大。

2. 螺桨式风扇的选用 螺桨式风扇产生的压头较低,但流量大。其产生的流量及压头与叶片数的关系不大(上海电机厂曾作过专题实验研究)。当结构尺寸一经确定,其流量与压头亦能比较准确地计算出。当转子周速大于40米/秒,且铁心较长的机组,用此种风扇一般效果较好。值得注意的是,螺桨式风扇装设在水轮发电机转子上并非全取其轴向效果,完全的轴向通风水轮发电机则很少采用。发电机定子端部所需的风量,因螺桨式风扇的径向效果较差,若处理不当便会带来不良后果。上述装设在某水电站的10,000千瓦8极电机(见图3),由于风扇轴向遮挡太多,定子端部风量太少,定子线圈端部散热困难,使线圈很快老化失效。

对于端部需要较大风量的机组,风扇轴向遮挡风叶以三分之一左右为宜,或完全不遮挡。

(3) 斗式风扇的选用 斗式风扇的特性介乎离心式风扇与螺桨式风扇之间。折角斗式现已很少采用,已趋淘汰。

弧形斗式风扇的离心效应比轴向效应大,特别在周速大的机组中,风扇产生的径向风量大于轴向风量,进入转子磁极间的风量较少,对冷却定子铁心段不利。

机组结构尺寸一经确定,弧形斗式风扇的尺寸也随之确定。但风扇产生的风压及风

量很难准确计算出,特别是径向及轴向风量的比例。对于周速高的机组,因径向风量较大,此时应注意轴向效应。风扇轴向宽度不宜过大。轴向宽度大则径向风量亦大,轴向效应将会减弱,影响进入磁极间的风量。

斗式风扇在运转时对空气的搅动利害,往往在风扇的前端(轴向)形成一个与转子旋转方向一致的环流(如图5所示)。此环流增加通风损耗,也影响轴向进风,应设法给予消除。

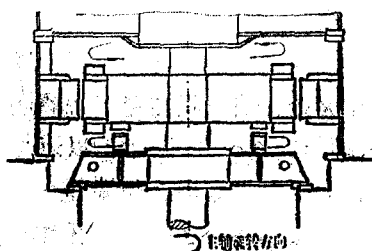


图5

上述三种风扇各有特点,关键在于选用是否合理,风路系统中其它结构元件是否与其匹配协调,风扇选择得当并不能完全决定电机冷却的好坏,风路系统中风阻及导风元件的合理设置有时起着更大的作用。

(二) 风量的合理分配

电机的良好冷却,不但要保证有足够的风量,还需使风量有合理的分配。

风量分配不合理,机组沿轴向的温度便会不均匀,甚至出现很大温度差,局部还会发生过热状态,威胁机组的正常运行。

蓬溪县红江水电站1981年12月作过试验。该电站装机6台,发电机型号均为TSL 260/42-24,单机容量1250千瓦,管道式通风。选择出厂早两年的4号机与晚两年的3号机进行对比试验。3号与4号机为扇形百叶窗式并装有锥形挡风板与铁丝网式矩形进风罩,未装挡风板;其它结构相同(图6、7图)。

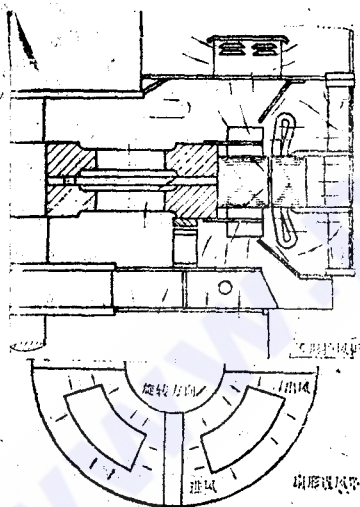


图6 3号机风路系统

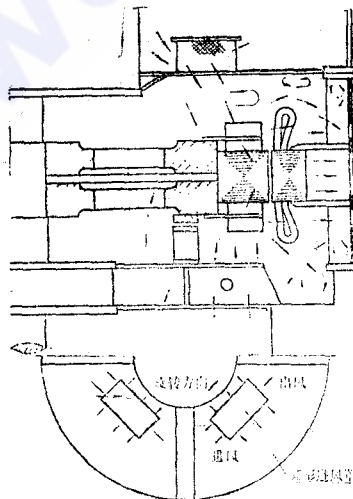


图7 4号机风路系统

试验结果列于表2。从表2可以看出,由于3号机装设了锥形挡风板,虽然总风量比4号机少 $0.83\text{米}^3/\text{秒}$, (约18%),但其定子温度比4号机低 $4\sim 6\text{℃}$ 。原因主要是3号机的锥形挡风板导风作用好,防止了涡流的形成并阻止了机组内热风倒流。

为了克服机组铁心段温度不均,可减少端部风压及风量,让冷风较多地进入转子极

表 2

	定子上端 部风量 (米 ³ /秒)	定子铁心 段风量 (米 ³ /秒)	定子下端 部风量 (米 ³ /秒)	总风量 (米 ³ /秒)	铁心段 温 差 (℃)	铁心背部 最高温度 (℃)
3 号机	1.58	1.72	0.42	3.72	2	32 (室温12)
4 号机	3	0.98	0.56	4.55	3	38 (室温14)

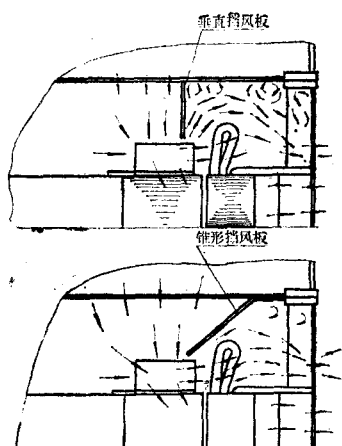


图 8

间；或加强转子磁轭的进风。

不论采用何种风扇，挡风板的设置都很重要，以锥形较好，垂直挡风板效果欠佳。挡风板与定子线圈端部间的间隙越小越好，可控制在 50~60 毫米，以避免大量冷空气从线圈端部外侧溢出而未直接冷却端部（见图 8）。

三、机 组 噪 音

水轮发电机的噪音主要来自电磁的和机械的。电磁方面的噪音主要通过电磁设计加以解决；机械方面的噪音源是由机械振动和通风引起，通风引起的噪音影响最大。

尤以转速高的机组，风的碰撞及摩擦产生的噪音特大。

采取管道式通风和开启式通风的中、小容量机组，噪音直接扩散在厂房内，往往超过人体能够忍受的程度，以往的机组对于此点多不注意，未能采取措施加以防止。

对于密闭循环的水轮发电机，由于密封较好，噪音大都能控制在规定的限度以内。管道通风及开启式自然通风的水轮发电机，因发电机层有进风通道，机组噪音容易扩散。立轴管道式通风的机组，多采用双路进风系统，亦不可避免地使噪音扩散到厂房内。若将上进风完全封堵，只让冷空气从机组下端下机架处进入；电机通风由双路改为单路（结构方式参见图 9）。綦江县盖石洞水电站 3 号机，经如此改进后，其噪音大大降低。

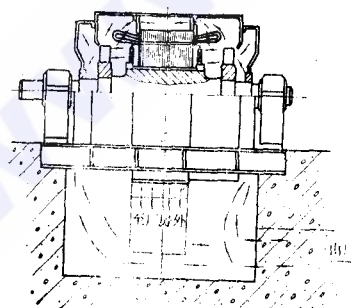


图 9

卧式管道通风的机组，其进风口也在厂房内，噪音向厂房扩散，最有效的办法仍是将原进风口完全密封，改由机组地板下方的风道进入。这样机组下面的基坑内有两个风道：一是风道将热空气排出厂外；一由厂房外将冷空气引入机组。机组的两个端罩将冷、热风隔开，其结构如图 9 所示。

开启式通风冷却的电机，其产生的噪音不易防止。若转速高，噪音也大，应选用密闭管道式的通风结构。

四、结 束 语

分析发电机的发热与冷却,掌握机组通风冷却的一般规律,有助于制造厂提高产品质量,用户也可以使机组正常运行。制造厂与用户共同研究,互相配合,使机组获得最佳冷却效果,保持最长的使用寿命,充分发挥其最大的经济效益,是我们共同努力的目标。

学术讨论

对“压力隧洞预应力素混凝土衬砌设计与施工”一文的讨论

张文倬 贺行军

(水电部昆明勘测设计院)

《四川水力发电》1985年1期刊载的艾家驷同志的文章,感到该文对水工隧洞预应力灌浆所提出的一些看法于隧洞设计与施工是有益的。为了有利于工程实际运用,对该文提出几点粗浅意见供商榷。

(一) 原文为了充分利用岩体初始应力,缩短支护时间,建议用喷混凝土及预应力灌浆相结合 无疑这是一种好的措施,因为这样便可以在开挖后立即进行喷混凝土。可是喷混凝土后,究竟要间隔多长时间进行预应力灌浆?采用多大的预应力灌浆压力等等重要问题,原文均未能述及。因为喷混凝土达到一定强度后,产生的支撑力一般是 $1 \sim 3$ 公斤/厘米²,最高只达5公斤/厘米²。但是预应力灌浆压力是很大的,因此在未衬砌混凝土时是难于承受的,对这个问题,建议实际工程中要进一步试验。其次,如果在素混凝土衬砌施工后进行灌浆,此时喷混凝土薄层在高压灌浆压力 q_0 作用下,同样也产生较大的环向拉应力,很可能达到破坏程度(可按无限平板孔口只受均布内压 q_0 作用算出孔口内缘拉应力进行校核);因而是否可以将素混凝土衬砌和喷混凝土层联合受力也值得慎重考虑。第三,软弱围岩在高压灌浆压力 q_0 作用下,将产生较大的径向和环向变形,而且持续时间较长,能否维持预应力效果更值得怀疑,因此,笔者建议在软弱围岩地区采用预应力素混凝土衬砌要特别谨慎,必须由科学试验确定。

(二) 预应力灌浆尚涉及到围岩可灌性问题 大家知道,在软弱围岩区域,建筑高压隧洞更需提高围岩抗力的,亦即提高岩石的弹性模量。然而一些工程实践经验表明,洞体通过地质较差区域,在岩性软弱、节理裂隙发育或断层破碎段,其围岩天然抗力系数低,渗透性大,但可灌性差。因而不易提高岩石弹性模量,这也就直接影响预应力灌

(下转121页)