

火电厂汽轮机真空系统的优化研究

中海海南发电有限公司 丛 栋

摘要: 本文从轴封系统以及抽真空系统两方面入手,通过分析轴封系统以及抽真空系统的结构特点,以及实际运行环境,制定出具有可操作性的优化措施,提高真空系统以及轴封系统的密封性。

关键词: 汽轮机; 真空; 凝汽器; 优化

本文深入分析汽轮机轴封系统内部结构,以及轴封部件漏气对于汽轮机性能的影响,并根据轴封系统实际运行情况制定切实可行的优化措施。此外,研究人员对抽真空系统中各种抽气设备逐一进行研究,了解每一种抽气设备运行状态对于凝汽器造成的影响,并以此为基础提出优化汽轮机负压系统八抽管路的具体措施,通过这种方式全面提升汽轮机真空系统可靠性。

1 汽轮机轴封系统优化策略

1.1 轴封系统结构特点

观察汽轮机内部结构可以发现,其静止部分与转动部分之间存在一定的间隙,由于间隙的存在,汽轮机汽缸前端不断向外漏气。实际运行过程中,如果汽缸排气位置出现负压,周围空气在负压的影响下还会向汽缸内部漏气,影响汽轮机真空性^[1]。布置在汽轮机高压端的轴封系统主要作用是避免汽缸内部的高压蒸汽泄漏,为汽轮机创造安全、稳定的运行环境。布置在汽轮机低压端的轴封系统,其主要作用是防止外部空气进入汽缸内部,确保汽轮机真空性符合设计要求。随着工艺的不断进步,传统的刷式汽封、迷宫式汽封逐渐被密封性能更高的蜂窝式密封、布兰登可调式密封等取代,轴封系统密封技术的革新,令汽轮机运行效率迈上了一个新的台阶。

1.2 低压缸结合面改型

汽轮机低压缸在长时间高强度工作过程中,其中间位置水平结合面会发生一定程度的变形,本次研究中使用的200MW 汽轮机低压缸服役,年龄超

过15年。工作人员在检修时发现低压缸法兰最外侧出现间隙,间隙直径达到0.32mm,令汽轮机组在做功时发出“呼吸声”,不仅影响汽轮机密封性,还存在较大的安全隐患,需要及时处理。

为解决这一问题,相关工作人员调取低压缸内部结构图,确定出现变形部位使用的是35号钢材,此类型钢材的受力阈值为 $2 \times 10^5 \text{N}$,当低压缸处于工作状态时,其内部螺栓受力较大,经过试验,确定螺栓受力约为 $5 \times 10^5 \text{N}$ 。因此,工作人员将低压缸内部螺栓统一更换为高强度螺栓,通过这种方式提高低压缸整体强度。此外,针对发生变形的结合面,工作人员对中间结合面进行改造,新开一条凹槽,凹槽的宽度为12mm、深度为5mm。同时,为了提升低压缸密封性,在凹槽内部增加胶条,与外部密封涂料搭配使用,提高凹槽不稳气密性,以此来解决低压缸运行时的“呼吸声”问题,提高汽轮机组整体密封性。

1.3 汽轮机轴封系统优化措施

与传统的刷式汽封相比,蜂窝式汽封的性能更为优越,后者的密封腔能够有效防止汽轮机内部的高压蒸汽沿着轴向向外泄漏,即便是在间隙小、压差大的工作环境中,蜂窝式汽封结构仍然能够达到良好的密封效果。因此,研究人员以蜂窝式汽封结构为研究对象,根据其结构特点以及工作状态,制定具有针对性的优化措施,进一步提升蜂窝式汽封结构性能。

1.3.1 轴封漏气对汽轮机煤耗的影响

抽汽系数微分方程。研究人员基于汽轮机辅助系统汽水分布情况,选择抽汽矩阵,在矩阵两侧同

时除以蒸汽流量，再将辅助系统总能量拆解为三个部分：将第一部分放热量设为 $[q_{ki}][a_{ki}]$ ；将第二部分放热量设为 $[q_{ni}][a_{ni}]$ ；将第三部分放热量设为 $[q_{mi}][a_{mi}]$ 。在此基础上，对辅助系统放热量进行全微分计算，抽气系统微分方程如下： $d[a_i] = -[A]^{-1} \times [q_{kj}] \times d[a_{kj}]$ 。

汽轮机比内功微分方程。研究人员基于机轮机结构特征以及做功特点，将其内部的流通部分视为控制组件，以流通部分为目标构建比内功方程，并同时对方程两侧求微分，其矩阵如下： $dQ = [H_{om0}] d[d_{om0}] - [\sigma]_{mk} d[a_i] - [\sigma]_{mk} d[a_j] + H_{sp} da_{sp}$ ，式中： $H_{om0} = h_{gs} - h_{om0}$ ， $H_{sp} = h_{sr} - h_{sp}$ ，其中： h_{gs} 表示汽轮机给水比焓， h_{om0} 表示辅助系统汽水比焓， h_{sp} 为再热蒸汽减温水比焓， h_{sr} 表示再热蒸汽比吸热量。

1.3.2 不同轴封类型对于煤耗的影响

假设汽轮机内部的汽封间隙相同，刷式汽封的泄露量比蜂窝式汽封高出大约50%，研究人员以200MW 汽轮机组为研究对象，根据汽轮机比内功微分方程以及抽气系数微分方程，计算两种不同的汽封结构对于煤耗率的影响（见表1）。

表1 不同类型汽封结构对200MW 汽轮机组煤耗率的影响

轴封漏气煤耗率的增加	刷式汽封	蜂窝式汽封		
		40% 节汽	50% 节汽	60% 节汽
高压汽封漏气	2.279E-3	1.362E-3	1.132E-3	8.892E-4
中压汽封漏气	8.628E-4	5.172E-4	4.318E-4	3.442E-4

分析表1可以发现，与传统的刷式汽封相比，蜂窝式汽封在高压端以及中压端均表现出更为优秀的密封能力。因此，针对蜂窝式汽封结构进行优化，能够进一步提升汽轮机真空性，具有较高的研究价值。

1.3.3 轴封系统优化具体措施

研究人员通过调查200MW 汽轮机组参数，得知其轴封最大压力为0.09MPa，凝汽器的压力最小值为0.003MPa，疏水密度达到了1000kg/m³。基于上述参数，研究人员计算汽轮机 U 型管两侧水位

高度落差：
$$h = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{0.09 - 0.003}{9.81 \times 1000} \times 10^6 = 8.9\text{m}$$
，式

中： Δp 表示 U 型管道两侧压力差， ρg 表示疏水重度。

试验中，随着轴封结构内疏水在 U 型管负压一侧不断升高，其内部压力逐渐降低，水分开始汽化，与原有物质相比，汽 - 气混合物的密度略小。通过平衡试验，研究人员发现 U 型管两侧水位的压力

差，要略高于理论值。因此，工作人员对两侧水位高度进行了调整，正压侧水位不低于1.3m，负压侧水位不低于10m。通常情况下凝汽器的水位保持在7~9m，研究人员使用防腐不锈钢作为 U 型管套筒材料，将 U 型管埋入地下并开始抽真空。此时，正压侧水柱进入负压侧，正压侧仍然可以保留一定的水位高度，确保 U 型管内真空环境被破坏后，轴封结构依然能够起到密封效果（如图1所示）。

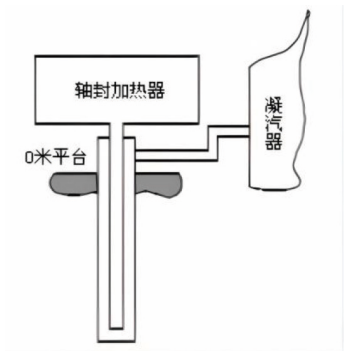


图1 U型管水封位置

为避免发生意外，研究人员为 U 型管预留出足够的水封空间，为避免疏水量在短时间急速增加而发生泄漏，研究人员使用 $\phi 108 \sim \phi 150\text{mm}$ 的 U 型管，确保轴封系统能够发挥其应有的作用。

2 抽真空系统优化

2.1 抽气装置性能对汽轮机凝汽器产生的影响

汽轮机组中安装的抽真空系统，其主要作用是将汽轮机内部多余的气体及时排出，确保其内部拥有足够的真空空间，通过这种方式提高凝汽器的换热效率。

抽气装置的性能与凝汽器性能存在紧密联系：一方面研究人员假设汽轮机组其他参数不变，只对凝汽器真空系统进行调整，增加凝汽器真空系统的漏泄量，由标准的 $D^{\prime}a$ 上升至 $D^{\prime\prime}a$ 。在抽气装置的性能未发生变化的情况下，凝汽器内部的空气总量不断上升，铜管的换热热阻也在不断增加。另一方面，假设汽轮机组凝汽器水循环参数不变，只改变抽气出口处的压力 p_c ，则抽气装置内部的空冷区气 - 汽混合为温度也会随之提高。

其中，凝汽器入口与抽气口压力关系为： $p_m = p_c - \Delta p$ ，式中： Δp 即凝汽器的汽阻。该参数可以通过下列公式求得，式中： k 为与凝汽器铜管分布相关的系数， V_a 表示凝汽器内部水蒸气比容， D 为铜管长度， d 表示铜管直径， W 为蒸汽负荷，

m 为铜管数量：

$$\Delta p = 133.32k \left(\frac{W \sqrt{V_a}}{Dd \sqrt{m}} \right)$$

通过试验发现，当凝汽器内部压力不断增加时，其蒸汽比容逐渐降低，如果温度、压力等参数不变，则 Δp 的数值略有下降，即便通过人为干预的方式将 Δp 的数值提高，也无法完全抵消 p`。提高时抽吸压力上升而带来的影响。

2.2 抽真空系统优化措施

2.2.1 优化射水抽气装置

目前，常见的射水抽气装置分为长喉部射水抽气装置以及短喉部射水抽气装置，前者长度是其直径的15~40倍，后者长度是其直径的6~8倍。

本文所使用的是短喉部射水抽气装置，由于该设备存在工作水分布不均问题，因此在实际工作中，工作水会倒流进入射水抽气装置内部，造成抽气器壁与流体中心压力失衡。因此，相关工作人员利用长喉部射水抽气装置，代替短喉部射水抽气装置，尝试通过降低高速流体速度的方式，提高射水抽气装置的性能。在对流体进行升压之前，先令流体的流速处于临界状态。此时，抽气装置喉部处的流体处于不均匀混合状态，流体流动时，新安装的长喉部抽气装置能够让抽气口处的混合液以更为均匀的方式混合，当该区域流体突然压缩，其内部压力快速升高，进而达到抽气效果，节省该装置功耗。

以本次研究使用的200MW 汽轮机为研究目标，改为长喉部之后，射水抽气装置的功耗为1.20kW/(kgh⁻¹)，与旧短喉部射水抽气装置2.40kW/(kgh⁻¹) 的功耗相比，优化效果明显。此外，长喉部射水抽气器射水抽气装置的引射效率也更为优秀，抽吸能力更强，在其他条件不变的情况下，射水抽气装置的功耗降至原来的50%，节能效果十分明显。

除了更换长喉管之外，研究人员还对射水抽气系统进行的优化，根据射水抽气装置的实际使用需求，研究人员制定了三种不同的优化方案：方案一。对射水抽气装置内部的两台射水泵进行改进，更换入口管并增加一台射水泵，令射水口直接对准入口管，通过这种方式增加水流量。经试验发现，该方案能够增加410t/h 的水流量，其中约有200t 会反流至射水器中，提高射水泵的实际进水量；方案二。更换具有更大扬程以及更大流量的射水泵，用150kW 的电机取代原来的130kW 电机；方案三。

提高射水池底部，令原本处于负压进水状态的射水泵变为正压进水。

表2 三种优化方案经济性、性能对比

名称	射水泵启动速度	电机电流增加量 (A)	工作水流量增加量 (m³ /h)	投资费用 (元)	溢水排放方式
方案一	慢	0	220	111000	用水泵打入循环水前池
方案二	慢	40	320	221000	用水泵打入循环水前池
方案三	快	0	320	85000	自流入循环水前池

分析表2可以发现，三种方案中，方案三成本最低，且能够达到良好的排水抽气效果。因此，研究内热源采用提高射水池底部的方式，进一步提升射水抽气系统性能。

2.2.2 真空泵系统优化

实际工作中，当真空泵工作水温度升高，其抽气量越小，只有真空泵工作水的温度保持恒定，凝汽器内部才能形成稳定的真空环境。因此，研究人员重点分析影响真空泵工作水稳定的各种因素。通过研究发现，影响真空泵工作水温度的主要因素就是由凝汽器内抽出的气-汽混合物，气-汽混合物汽化过程中会释放大量的热量，导致工作水的水文升高。针对这一情况，研究人员尝试对气-汽混合物进行冷却，通过这种方式降低气-汽混合物对于工作水温度的影响，提升凝汽器真空效果。研究人员通过更换抽气管道的方式，提高凝汽器换热效率，在临近抽气管道的位置布置混合式换热装置，令气-汽混合物在进入抽真空泵之间就得到冷却，通过试验发现，通过对真空泵系统的优化，凝汽器真空度提高了约200Pa，优化效果十分明显。

为提高汽轮机真空系统工作效率，研究人员从轴封系统以及抽真空系统两方面入手，通过分析轴封系统以及抽真空系统的结构特点，以及实际运行环境，制定出具有可操作性的优化措施，利用改变U 型管水封位置、加长射水抽气喉管长度、在真空泵抽气管道旁增加混合式换热装置等方式，提高真空系统以及轴封系统的密封性，为汽轮机创造安全可靠的运行环境。★

参考文献

[1] 徐星,黄启龙,等.考虑汽轮机工况变化的凝汽器最佳真空的确定及应用 [J]. 动力工程学报,2015,1.