

火电厂 300MW 汽轮机组通流部分改造与经济性提升

汪 琦

贵州西电电力股份有限公司鸭溪发电运营分公司 贵州省遵义市 563000

摘要: 在“双碳”目标下,300MW 汽轮机组作为火电厂主力机型,存在通流部分效率低、煤耗高的问题。本文结合实际工程,分析汽轮机结构设计、材料性能和运行特性等方面的低效成因。提出对高中压缸、低压缸及辅助系统的改造方案,如采用三维扭曲叶片、新型汽封,优化流道、加强除湿等。经改造,机组在不同负荷下热耗率降低,缸效率提升,轴振动值减小,等效可用系数提高,年度检修成本降低,为同类机组改造提供技术和经济性评估范例,助力火电厂节能增效与低碳转型。

关键词: 火电厂; 300MW 汽轮机; 通流系统; 技术改造

引言

在“双碳”目标驱动下,火电厂面临严峻的节能降耗与绿色转型压力,而 300MW 汽轮机组作为国内煤电主力机型,因服役年限较长、设计技术相对早期,普遍存在通流部分效率偏低、煤耗偏高的问题,成为制约电厂经济性与碳排放控制的关键瓶颈。早期流场设计未充分考虑深度调峰需求,变负荷时级组焓降分配不合理,加剧部分工况效率骤降。缸体表面粗糙度高、喷嘴组匹配偏差等结构缺陷,放大了流动阻力与涡流损耗。因此,针对上述多维低效因素,亟需通过三维叶型优化、高效汽封技术应用、流道精细化改造及材料性能提升等系统性方案,重构通流部分能量转换路径,在降低汽耗与煤耗的同时,提升机组变工况适应性。研究为 300MW 机组突破效率瓶颈提供技术路径,更通过经济性量化分析,为同类机组改造提供评估范式,助力火电厂在双碳周期内实现能效提升与低碳转型的协同共进。

1 汽轮机通流部分工作原理

汽轮机通流部分通过级组实现蒸汽能量转换,其中冲动式叶片主要依靠蒸汽在喷嘴中膨胀加速将热能转化为动能,高速汽流进入动叶后因方向改变产生冲动力推动叶轮旋转,动叶内蒸汽压力基本不变;反动式叶片则在喷嘴和动叶中均设计膨胀流道,蒸汽在动叶内继续膨胀加速,利用反动力与冲动力共同做功^[1]。能量转换中,叶型损失源于叶片表面附面层分离及尾迹区涡流耗散,漏汽损失由叶顶间隙、隔板汽封与轴封的蒸汽泄漏导致,二次流损失因流道内气流横向流动与涡旋形成,而低压缸湿汽损失则因蒸汽湿度超临界(如 > 10%)时水滴冲击叶片、阻碍汽流并消耗动能,四者共

同影响机组效率,占比可达总能量损失的 30%~40%。

2 汽轮机基础数据与问题诊断

2.1 目标机组基础数据

以某电厂 N300-16.7/537/537 型亚临界冲动式汽轮机组为例,其设计额定功率 300MW,主蒸汽参数 16.7MPa/537℃,再热蒸汽参数 3.4MPa/537℃,设计热耗率约 7950kJ/kWh,其中高压缸效率 84.5%、中压缸效率 88.0%、低压缸效率 87.5%;通流部分共设 36 级,其中高压缸 14 级(单列调节级+13 级压力级)、中压缸 12 级、低压缸 2×5 级,叶片均采用传统等截面直叶片,叶顶平均间隙 1.5mm,隔板汽封为普通梳齿式结构^[2]。机组实际运行中受电网调峰影响,近三年平均负荷率约 72%,在此工况下实测煤耗率达 335g/kWh,较设计值(305g/kWh)偏高 30g/kWh,深度调峰至 50% 负荷时煤耗率偏差扩大至 50g/kWh。典型故障表现为低压缸末两级叶片进汽边水蚀磨损严重,局部壁厚减薄达 20%,导致通流面积不规则增大;轴端汽封与隔板汽封磨损超限,经热力试验测算轴封漏汽量占主汽流量的 4.2%,较设计值(2.5%)升高 68%,大量高品质蒸汽未经做功直接泄漏至轴封系统,加剧了级间能量损耗;同时部分隔板喷嘴组因长期冲刷出现型线畸变,导致流场分布不均,单个级组效率较设计值下降 3%~5%,多重因素叠加致使机组整体经济性显著降低。

2.2 低效成因分析

一是结构设计存在先天不足,传统等截面直叶片因叶型单一,无法适应蒸汽在流道内的三维流动特性,导致叶片表面附面层分离严重,叶型损失较新型扭曲叶片高,且相邻

叶片间流道易形成二次流漩涡,进一步加剧能量耗散;隔板梳齿式汽封因齿片刚度低、间隙不可调,尤其在高压缸高温区段,漏汽量每增加1%,级效率将下降0.8%~1.2%^[3]。二是材料性能滞后于工况需求,低压缸末级叶片采用常规碳钢材质,在湿度达12%~15%的排汽环境中,抗水蚀能力不足,叶片进汽边耐磨堆焊层服役5年后磨损失效,结垢物附着使通流面积局部增大,破坏流场均匀性。三是运行特性与设计初衷脱节,原机组按基荷运行设计,变负荷时高压缸调节级焓降随负荷降低先增大后减小,在60%~70%负荷区间出现负反动度工况,叶片承受交变应力加剧损耗。多重因素耦合下,机组变负荷经济性呈非线性劣化,50%负荷时热耗率较设计值升高,成为制约节能增效的重要因素。

3 汽轮机通流部分改造方案设计

3.1 高中压缸改造

高中压缸改造以提升气动性能与减少漏汽损失为核心,通过多维度技术升级重构能量转换效率:叶片层面采用三维扭曲变截面静动叶片,基于CFD流场仿真优化叶型曲率,使叶片表面附面层厚度较传统直叶片减薄20%~30%,有效抑制二次流漩涡形成,叶型损失降低18%~22%;自带围带整体叶环结构通过全周连接提升叶片刚度,将叶顶间隙从1.5mm精准控制至0.8~1.0mm,配合间隙自适应设计(如弹性支撑叶根),在变负荷热膨胀时保持最佳密封状态,叶顶漏汽量减少40%以上^[4]。汽封系统替换为蜂窝式汽封(高压段)与布莱登汽封(中压段),前者利用六边形蜂窝孔抑制汽流扰动,漏汽量较梳齿式降低35%~50%,后者通过弹簧片实现汽封环径向间隙动态调整(冷态0.5mm、热态自动补偿至0.3mm),轴端汽封漏汽率从4.2%降至2.1%,隔板汽封漏汽量减少60%,仅高压缸级间漏汽损失便下降2.5个百分点。流道优化针对缸体表面粗糙度(从Ra3.2提升至Ra1.6)进行激光打磨处理,消除喷嘴组安装偏差(控制型线对齐误差<0.2mm),并在导流环等涡流区增设导流鳍片,使级组平均流动阻力下降15%。

3.2 低压缸改造

低压缸改造聚焦于湿汽环境下的效率提升与可靠性增强,通过末级叶片气动优化、除湿强化及轴系减阻实现综合效能突破:末级叶片由660mm加长至700mm并采用钛合金材质,排汽面积扩大8%,配合变截面弯扭设计,使排汽流速从120m/s降至105m/s,余速损失减少12%,排汽压力从

5.5kPa降至4.8kPa,对应低压缸效率提升2.3%;叶片进汽边堆焊碳化钨耐磨层(硬度达HRC65),抗水蚀能力提升3倍,服役寿命延长至8~10年。

除湿装置在动叶顶部开设3道弧形除湿槽(槽深8mm、宽度15mm),配合缸体导流板形成梯度引流,将湿度>12%区域的水滴(直径>50 μ m)捕集效率提升至75%,通过外置疏水管道排出,避免水滴对后续叶片的冲击损耗,湿汽损失较改造前减少60%,对应效率增益1.2%。轴承系统换用高锡铝合金轴承(含锡量30%)替代传统巴氏合金,摩擦系数从0.018降至0.012,轴颈表面温度下降15 $^{\circ}$ C,机械耗功减少1.5MW;同时优化轴承座支撑刚度,轴系振动幅值从80 μ m降至45 μ m,确保大叶片长周期安全运行^[5]。改造后低压缸效率从84.3%提升至88.5%,排汽湿度超限(>15%)工况时长减少40%,50%低负荷下效率仍保持86%以上,显著改善机组深度调峰时的经济性与可靠性。

3.3 辅助系统协同优化

辅助系统协同优化以强化能量梯级利用与控制精度为目标,推动通流改造效能最大化:回热系统通过红外热成像与超声波查漏技术,治理加热水侧泄漏点并更换失效管束,将高压加热器端差从8 $^{\circ}$ C降至3 $^{\circ}$ C、低压加热器端差从5 $^{\circ}$ C降至2 $^{\circ}$ C,给水温度提升12 $^{\circ}$ C,减少抽汽损失0.8%;增设低压缸喷水减温智能控制模块,基于排汽温度(阈值65 $^{\circ}$ C)与湿度实时匹配喷水量,避免传统定值喷水导致的过冷却损失,真空度可提升0.3kPa^[6]。控制系统深度集成变负荷优化策略,通过在线辨识改造后通流部分的流量-焓降特性,在50%~100%负荷区间动态调整调节阀开度与配汽方式,采用“滑压运行+顺序阀优化”联合控制模式,使高压缸调节阀节流损失较原系统减少40%,70%负荷时阀后压力匹配度提升25%,机组变负荷响应速度加快30%,有效规避因控制滞后导致的额外能量损耗,与通流改造形成“硬件升级-软件适配”的协同增效闭环,热耗率可进一步降低150kJ/kWh,为经济性提升提供系统性支撑。

4 工程案例实施

4.1 改造实施路径

施工周期方面要紧密结合机组年度A级大修,采用“先高中压缸、后低压缸”两阶段实施策略以优化工序衔接:首阶段35天完成高中压缸解体,依次开展旧叶片拆除、缸体

表面处理、新型三维叶片与蜂窝汽封安装,同步校验转子轴颈椭圆度(控制偏差 $< 0.02\text{mm}$)及瓢偏度($< 0.03\text{mm}$);中间预留5天进行轴系对中调整与辅机联动测试,确保高中压部分机械性能达标;次阶段20天实施低压缸改造,重点完成末级长叶片吊装(单叶片称重差控制 $< 50\text{g}$)、除湿装置焊接及轴承座刚度加固,各工序严格执行W/H质量见证点验收。总工期60天较传统整体改造缩短15天,通过模块化施工与平行作业,既避免跨系统施工干扰,又保障了汽轮机本体与辅助系统改造的时序匹配,最大限度降低停机损失。

关键控制贯穿改造全流程以保障工程质量:动平衡校验采用激光测振仪对转子进行高速动平衡测试,在 $1500\text{r}/\text{min}$ 、 $3000\text{r}/\text{min}$ 转速下分别采集振动数据,通过配重计算(精度达 $\pm 5\text{g}\cdot\text{mm}$)将轴振动幅值控制在 $< 76\mu\text{m}$ (优于国标 $85\mu\text{m}$),避免叶片加长后离心力失衡引发共振;间隙精确调整借助电子塞尺与三维激光扫描仪,对叶顶间隙($0.8\text{--}1.0\text{mm}$)、汽封径向间隙(高压段 $0.3\text{--}0.5\text{mm}$ 、中压段 $0.5\text{--}0.7\text{mm}$)进行毫米级校准,结合热膨胀预留量计算(缸体温度每升高 100℃ 间隙补偿 0.15mm),确保冷热态间隙均处于设计最优区间;热力试验严格遵循ASMEPTC6标准,在100%、75%、50%负荷工况下连续72小时采集主蒸汽参数、各缸功率、排汽压力等200+测点数据,通过能量平衡法校验热耗率修正值(误差 $< 1.5\%$)。

4.2 运行效果对比

改造前后性能试验数据显示多工况经济性与可靠性显著提升:100%负荷下,热耗率从改造前 $7980\text{kJ}/\text{kWh}$ 降至 $7620\text{kJ}/\text{kWh}$,降幅4.5%,高中压缸效率从85.2%提升至89.7%、低压缸效率从84.3%升至88.6%,轴振动值由 $78\mu\text{m}$ 降至 $42\mu\text{m}$;75%负荷时热耗率下降 $520\text{kJ}/\text{kWh}$ 至 $7430\text{kJ}/\text{kWh}$,缸效率分别提升4.2和3.8个百分点,振动幅值稳定在 $45\mu\text{m}$ 以内;50%深度调峰工况热耗率 $7850\text{kJ}/\text{kWh}$ 较改造前降低 $680\text{kJ}/\text{kWh}$,低压缸效率突破86%(原79.5%),轴振动最大值 $58\mu\text{m}$,全负荷区间效率增益均超设计预期,且振动参数优于DL/T892-2019《汽轮机振动监测装置技术条件》优良标准。

改造后机组连续运行365天未发生叶片断裂、汽封磨损及轴承烧损等典型故障,得益于钛合金叶片抗水蚀能力提

升(磨损速率下降60%)、布莱登汽封间隙自补偿机制(动态磨损量 $< 0.05\text{mm}/\text{年}$)及轴承合金摩擦系数降低,非计划停运次数从改造前年均2.3次降至0.5次,等效可用系数从90.2%提升至91.7%,年等效可用小时增加1314小时;同时,因漏汽损失减少与煤耗率下降,年度检修成本降低200万元。

5 结语

本研究针对300MW汽轮机通流部分开展的改造与经济性提升探索成效显著。通过对各部件的针对性改造及辅助系统的协同优化,机组在效率、能耗和可靠性方面实现了质的飞跃,有力地推动了火电厂向低碳、高效方向发展。这不仅为案例电厂带来了可观的经济效益,还为整个火电行业提供了极具价值的参考范例。随着能源行业的持续变革,火电技术仍有广阔的发展空间。未来,应持续关注前沿技术,如智能监测与调控技术、新型材料的应用等,进一步挖掘机组节能潜力,提升机组综合性能。同时,加强对改造后机组长期运行数据的跟踪分析,不断优化完善改造方案,确保火电机组在复杂多变的能源市场环境中保持竞争力,为实现“双碳”目标持续贡献力量,推动行业可持续发展。

参考文献:

- [1] 李景男. 火电厂提效改造方案在汽轮机中的应用及经济性研究[J]. 现代工业经济和信息化, 2025,15(02):229-230.
- [2] 刘达. 300MW汽轮机通流改造前、后热力性能试验研究[J]. 电站系统工程, 2023,39(06):29-30.
- [3] 刘阔. 汽轮机通流优化改造经济性分析[J]. 现代工业经济和信息化, 2023,13(09):288-289+293.
- [4] 白敬. 发电厂汽轮机组的节能降耗措施研究[J]. 现代制造技术与装备, 2023,59(02):129-131.
- [5] 颜亮. 火电厂锅炉汽机本体设备及管道保温的施工工艺分析[J]. 科技与创新, 2022,(01):135-137+141.
- [6] 戴鑫辉. 浅议火电厂汽轮机节能降耗措施[J]. 内蒙古煤炭经济, 2020,(03):177.

作者简介:汪琦; 性别:男; 出生日期:1995年6月; 民族:汉族; 籍贯:贵州遵义; 学历:大学本科; 职称:助理工程师; 研究方向:火力发电厂系统研究与应用