

石横发电厂国产引进型 300MW 汽轮机组热力系统的完善改进

石横发电厂国产引进型 300MW 汽轮机组热力系统的完善改进

陶务新 1, 王翎 1, 高兴生 1, 陈胜利 2, 柳兴国 1

1. 山东石横发电厂 山东 肥城 271621; 2. 国家电力热工研究院 陕西 西安 710032

摘要: 介绍了石横发电厂 3 号汽轮机本体与疏水系统的完善改进情况, 经过机组性能试验和对机组运行情况进行技术分析, 表明机组的安全性和经济性得到了较大提高, 对其他机组的改进具有参考价值与指导意义。

关键词: 300MW; 汽轮机; 完善改进; 热力系统; 技术分析

0 前言

石横发电厂装机容量 $4 \times 300\text{MW}$, 汽轮机均为上海汽轮机厂的产品, 其中 3 号汽轮机组为上海汽轮机厂生产制造的 F156 型, 于 1997 年 5 月投产, 属于国产引进型 300MW 机组。为充分发挥机组性能, 提高机组经济效益, 石横发电厂于 2002 年 2 月组织有关部门, 对国内不同电厂同类型机组运行与改进情况进行调研, 针对同类型机组的运行状况和存在的问题, 决定利用 3 号机组 2002 年 10 月份大修机会实施对汽轮机组的本体系统、疏水系统等热力系统进行性能完善改进。这是山东省内首台国产引进型 300MW 汽轮机组的性能完善改进。

1 3 号机组热力系统完善改进前存在的主要问题

(1) 高压缸排汽参数高。高压缸实际排汽参数为 $4.01\text{ MPa}/343.4^\circ\text{C}$, 排汽压力排汽温分别比设计值高出 0.44 MPa , 26.4°C , 高压缸效率 79.08% , 比设计值低 7.64% 。

(2) 调节级效率低。调节级做功份额占高压缸功率 18% 左右, 调节级效率比设计值低 15.04% , 严重影响高压缸效率和机组出力。

(3) 中压缸实际效率低。中压缸名义效率为 92.4% , 实际效率为 89.7% , 比设计值低 2.5% 。 (4)

高压缸夹层漏向中压缸第 1 级动叶入口蒸汽漏汽率大。设计该漏汽量为 10.37 t/h , 占再热蒸汽流量的 1.39% , 实际漏汽量为 42.60 t/h , 漏汽率大 3.77% 。

(5) 高、中压缸上下缸温差大。3 号汽轮机高压缸夹层漏汽至中压缸冷却蒸汽温度与高压缸排汽温度基本一致, 该汽流方向与设计不符, 造成两个危害: ①造成中压转子高温段过度冷却, 转子内外温差大, 转子表面结构应力集中部位附加温度应力上升, 转子疲劳寿命损耗增大, 易在结构应力集中部位产生表面裂纹; ②在正常运行中, 高压缸上半部排汽汽流回流, 造成高压内、外缸前部高温段上、下缸温差增大, 使汽缸产生变形, 易造成汽缸螺栓断裂或松弛, 汽缸结合面产生严重漏汽, 且汽缸通流部分径向汽封易磨损, 汽缸效率下降。

(6) 回热效果较差。该机的 1 号、2 号高压加热器上端差大, 给水温度虽已达到设计值, 但没有达到抽汽参数下应有的水平。锅炉过热器、再热器减温水量合计达 73 t/h , 这部分给水未经过高压加热器, 降低了回热效果。7 号低压加热器疏水不能正常自流至 8 号低压加热器, 疏水直接流入凝汽器, 既增大了凝

汽器热负荷，造成凝汽器压力上升，又加大了 8 号低压加热点抽汽量，影响机组出力和经济性。

2 3 号机组热力系统完善改进的措施

2.1 优化改进的主要内容

2.1.1 汽轮机本体部分

(1) 高中压缸夹层蒸汽量调整。主要措施：将高中压缸夹层挡汽环改为“0”间隙，增加 1 道活动汽封；取消中压冷却蒸汽管，在该位置高压外缸上下引出 2 路 Dg100 管，各加 1 只电动门，将夹层蒸汽排至 2 级抽汽逆止门前，通过调整电动门来控制上下缸温差；在管道上加装 2 只温度测点和 1 个压力测点。

(2) 调节级汽封改造。动叶顶部和根部汽封由原来的单齿镶嵌式改为双齿可退让式汽封，径向间隙由 2.5mm 调整为 1mm，减小漏汽量。

(3) 中压平衡活塞密封改造。在汽封套上再增加一道平齿活动汽封，减小漏汽。

(4) 低压 1 号内缸结合面消除漏汽。将内缸的 12 只螺栓改为热紧，提高紧力；消除 5 号、6 号抽汽口结合面变形，解决运行中结合面泄漏造成的 5、6 级抽汽温度偏高的问题。

(5) 平衡活塞汽封改造。将高中压平衡活塞及端部内道轴封的传统汽封，包括高压排汽平衡环 3 道、高压进汽平衡环 5 道、中压进汽平衡环 2 道、高中压外缸两端内侧端汽封各 1 道共计 12 道，改为布莱登汽封，以减小漏汽。

(6) 增加温度测点。为能对汽缸易出现温差大的部位进行有效监测，增加高压内缸调节级断面上缸温度测点，与原该截面下缸测点构成一对上下缸温差监视点，同时在高压外缸前部高温段增加一对上下壁温测点。

(7) 高压持环更换。适当加宽结合面宽度，螺栓重新排列，加粗直径，以减小结合面漏汽。

(8) 合理调整高中压通流径向间隙。高压缸持环隔板更换 1~11 级汽封，预留间隙 0.70 mm；高压持环的叶顶 1~11 级活动式汽封修刮至 0.70 mm；更换损坏汽封块、弹簧及有关部件。

2.1.2 疏水系统部分

(1) 取消用于中压缸启动的高压缸排汽通风阀。取消主汽供小汽轮机汽源管道。

(2) 主汽门、调门门杆一挡漏汽改至中压主汽门前。

(3) 2 级抽汽改接至高压缸排汽逆止门前。

(4) 取消 4 级抽汽供辅汽母管汽源管道，

将 4 级抽汽至除氧器进汽电动门由全开全关方式改为点动控制方式。

(5) 取消凝结水收集水箱，轴加疏水加装 1 台多级水封，疏入凝汽器。

(6) 更换轴封加热器并变更小机轴封回汽管接入口。轴封溢流增加 1 路至 7 号低压加热器。原轴封加热器入口凝结水孔板后至轴封供汽母管减温水，改接至轴加孔板前。

(7) 对辅汽疏水系统进行完善改造，取消辅汽疏水箱，原疏水排入凝汽器。

(8) 取消除氧器启动循环泵及系统，增加除氧水箱底部加热汽源。

(9) 7 号至 8 号低压加热器正常疏水管道重新布置走向，减小系统阻力，更换并重新布置阀门安装方向，实现正常疏水。

(10) 对凝结水泵进行技术改造，降低凝结水泵扬程，减小凝结水泵电耗。

(11) 将主蒸汽三通前及三通后左、右疏水，由原至本体疏水扩容器改至高压加热器事故疏水扩容器。为防止疏水阀门泄漏，造成阀芯吹损，在高温高压疏水气动门后加装一手动截止阀。正常工况下手动截止阀应处于全关状态。

(12) 对于运行中处于热备用的管道或设备，在用汽设备的入口门前应暖管，暖管采用组合型自动疏水器方式，疏水器选用 DFS 倒置浮杯式自动疏水器；

2.2 热力系统完善改进的实施

石横发电厂 3 号汽轮机本体和疏水系统性能完善改进由国电热工研究院提供完善改进方案与技术服

务；本体系统及辅机设备改造外协项目由上海汽轮机厂承担并完成；疏水系统的改进工作根据具体的方案由电厂承担完成；高中压平衡活塞及端部内道轴封的传统汽封由哈尔滨布莱登汽封技术应用有限责任公司负责改造为布莱登汽封。

3 3号机组完善改进后的效果

为了测定汽轮机组技术性能，评价汽轮机组完善改进效果，国家电力公司热工研究院、山东省电力科学试验研究院及石横发电厂共同对机组改进前、后的技术性能进行了热力试验。试验依照美国机械工程师协会《汽轮机试验规程（ASME PTC6—1996）》的有关规定执行，试验结果见表1。

按试验结果计算汽轮机组的热耗率，根据制造厂提供数据进行参数修正。并按锅炉效率92%、管道效率99%计算发电煤耗率。改进前、后的效果以5阀全开（5VW0）考核工况为基准，在相同的初、终参数下进行比较。其综合效果为：改进前热耗率为8533.85 kJ/(kWh)，改进后热耗率为8200.4 kJ/(kWh)，热耗率下降333.45 kJ/(kWh)；改进前发电煤耗率为319.7 g/(kWh)，改进后发电煤耗率为307.2 g/(kWh)，发电煤耗率下降12.5 g/(kWh)，下降了3.91%，经济效益和社会效益十分显著。

表1 改进前、后热力试验结果（5VW0考核工况）对比

项 目	
改进前 5VW0 工况	
改进后 5VW0 工况	
发电机有功功率/MW	
302.72	
302.87	
不明漏量/t·h ⁻¹	
4.92	
1.17	
不明漏率/%	
0.45	
0.11	
热耗率/kJ·(kWh) ⁻¹	
8533.85	
8200.4	
高压缸效率/%	
79.2	
82.4	
中压缸效率/%	
89.7	
90.4	
给水流量/t·h ⁻¹	
957.1	
924.7	
调节级效率/%	
57.5	
69.1	
平衡盘漏汽率/%	

5. 16
2. 6
平衡盘漏汽量/t • h-1
42. 96
20. 78
发电煤耗率/g • (kWh)-1
319. 7
307. 2
4 3 号机组完善改进后的技术分析

4. 1 调节级效率

国产引进型 300 MW 汽轮机在设计额定工况下高压缸内功率为 89. 5 MW，占整机功率的 29%。调节级整级压差 4. 28 MPa，效率为 71%左右，内功率 18. 6 MW，占高压缸功率的 20. 8%。实际运行机组调节级效率为 45%~60%，因调节级效率低影响功率 2~4 MW。

改进后调节级效率 5VW0 工况为 69. 17%，与设计值接近，比改进前提高了 11. 7%；调节级温度与设计值偏差由 11. 35℃减小到 7. 9℃。这表明调节级汽封经过改进后，漏汽量大大减少，调节级效率明显提高。

4. 2 高压缸效率

该类型汽轮机在设计额定工况下高压缸效率为 87%左右。实际运行机组普遍在 80%左右，高压缸排汽温度高，再热减温水量大。

改进前的试验中，由于高压缸排汽管上没有设计汽温测点，高压缸排汽温度只能用水平管上的防进水测点。由于该测点插入管道深度太浅，所测量温度偏低，计算高压缸效率偏高。为了对比改进前后高压缸排汽温度及其效率的变化情况，改进后试验仍在相同位置进行了测量。其结果为：5VW0 工况下实际高压缸排汽温度平均下降 13. 4℃，再热器减温水量平均减少 10t/h 左右。高压缸效率为 84%，实际相对提高了 4. 8%。

鉴于高压缸排汽温度测点的位置设计不尽完善，不能真实地反映出高压缸排汽温度的真实水平，大修期间在高压缸排汽垂直管上加装新的汽温测点。测量结果表明，防进水温度测点比新加测点偏低 2. 5℃左右。高压缸效率为 82. 4%。

根据该机组高压缸结构特点，新加装的高压缸排汽温度真实地反映了高压缸的状态，可作为今后对机组进行状态检修的重要依据。表 2 为高压缸排汽温度及高压缸效率的变化。

表 2 高压缸排汽温度及高压缸效率的变化

项目名称
设计值
改进前
改进后
工况
额定工况
5VW01
5VW02
5VW01
5VW02
主蒸汽压力/MPa
16. 70

16.486
16.629
16.561
16.64
主蒸汽温度/℃
538.0
537.6
534.4
534.9
535.4
高压缸排汽压力/MPa
3.57
4.005
4.051
3.851
3.876
高压缸排汽温度(防进水测点)/℃

343.4
341.3
329.0
328.8
高压缸效率(防进水测点)/%

79.40
79.08
83.78
84.25
高压缸排汽温度/℃
317.60

331.2
331.8
高压缸效率/%
86.18

82.41
82.38
再热器减温水量/t·h⁻¹
0
18.36
17.66

6.22

10.29

4.3 轴封漏汽量与中压缸效率

该汽轮机为高中压合缸结构，高中压缸之间由中压缸进汽平衡盘汽封分隔，该平衡盘有两组汽封。来自高压内缸调节级后平衡盘轴封和6根导汽管漏入高压内、外缸夹层的混合蒸汽有一部分通过中压缸进汽平衡盘汽封，漏至中压缸第一级静叶后。额定工况下该设计漏汽量为10.4t/h，为再热蒸汽流量的1.4%。同类型机组试验表明，这部分漏汽率为4%~6%。这股蒸汽与中压第一级静叶出口蒸汽混合，使进入中压级组蒸汽温度和焓降低，影响机组经济性。由于混合后的蒸汽温度无法测量，而是以测得的中压主汽门前参数为初参数计算得到的中压缸效率，所以，造成中压缸效率偏高的假象。漏汽量越大测量的中压缸效率越高。这也是大修后中压缸效率较低，随着运行时间的增长中压缸效率反而升高的原因。因此我们将试验测量的中压缸效率定义为中压缸名义效率。

4.4 关于布莱登汽封使用效果

针对引进型300MW汽轮机普遍存在的问题，根据汽轮机结构的特殊性，作为重要技术改进措施之一，使用了美国布莱登汽封技术，以弥补汽轮机结构设计的不足。美国布莱登汽封与传统式汽封相比，具有两个明显的特点：①汽封齿与转子的间隙可调整，机组启动时间隙最大，正常运行时间隙最小；②蒸汽泄漏量减少。根据机组改进后的试验和实际运行效果分析，该汽封工作正常，并达到预期效果。以5VW0工况为例，取得以下几个方面的效果与采用美国布莱登汽封技术有直接关系。

(1) 机组改进前、后试验结果相比较，改进后高压缸效率平均提高了3.2%。

(2) 为测定改进效果及对中压缸效率的影响，改进前、后在5VW0工况下进行了中压缸进汽平衡盘漏汽量试验。进汽平衡盘漏汽率由5.16%降低到2.60%，漏汽量由42.96 t/h下降到20.78 t/h，降低了51.6%。

(3) 高、中压缸温差大和内效率下降快的问题得到改善。

(4) 5VW0工况下高压缸排汽温度平均下降13.4℃，再热器减温水量平均减少10 t/h左右。

(5) 相同工况及参数条件下，主蒸汽流量下降，而调节级压力反而上升，表明进入高压缸做功的蒸汽量增加，高压缸前轴封漏汽量减少。

综合以上效果分析计算，采用布莱登汽封的直接效果可使机组发电煤耗率下降约3 g/(kWh)左右。

4.5 凝结水泵技术改造

对3号机组A凝结水泵进行了节能降耗技术改造，去除末级叶轮、固定末级叶轮的定位键和末级叶轮的导流壳，在此处安装了两边带法兰的短节。经精确计算，在相同流量下凝结水泵改进后，扬程降低约40 m，轴功率降低100 kW左右，泵效率基本没有变化，凝泵的出力完全可以满足机组的运行要求，凝泵的轴功率和电机功率大大降低，年节约厂用电96万kWh。拆除的末级叶轮及导流壳可以作为备品备件，同时去除末级叶轮及导流壳后，节约了材料，减少了维护费用，降低了备品的库存量；且投资小，见效快，人工费用低，节能效果显著。

4.6 高中压缸温差

由于汽轮机高中压缸结构的特殊性 & 疏水管的设置与连接方式，该型号汽轮机普遍存在正常运行时高压缸上、下缸负温差大的问题。根据同类型机组的测量，最大负温差可达70~80℃。而机组启、停过程中，中压缸中部易出现70℃左右的温差。汽轮机正常运行及启、停时出现高、中压缸温差大，是该机组的主要

低了轴加压力和轴加温升，消除了小机轴封回汽不畅、油中带水等问题；同时将原疏水 U 形管改为多级水封，取消凝汽器疏水集箱及水位控制系统，水封回水直接接至凝汽器疏水集管，保留原水封的注水管和轴加的水位保护装置。

5 存在的主要问题

(1) 再热压损稍大。大修后的再热压损比大修前大 1%左右，影响机组发电煤耗率约 0.27 g/(kWh)。建议检查高排逆止门的开启状态。

(2) 高压加热器的下端差与设计值仍有一定的差距。下端差与加热器水位有关，建议在运行中根据加热器下端差的情况及时调整水位。

6 结语

(1) 改进前、后机组试验与大修后的运行结果表明，机组存在的问题得到很好的改善和解决，性能有较大幅度的提高。机组运行各项控制指标在规程要求之内，各项经济性指标有明显提高。

(2) 3 号机组运行及试验结果表明，进行完善改进是十分必要和可行的，所取得的技术成果对其他机组的改进具有重要的参考价值和指导意义，为该厂 1 号、2 号、4 号机组的完善改进积累了宝贵的经验。

7 参考文献

- [1] 国家电力公司热工研究院. 国产引进型 300MW 机组运行情况及存在问题调查报告, 1998.
- [2] 上海汽轮机厂. N300-16. 7/538/538 300MW 中间再热凝汽式汽轮机热力性能数据 (产品编号 F156), 1994.
- [3] 国家电力公司热工研究院. 石横发电厂 3 号汽轮机组提高安全经济性完善改进试验报告, 2003.
- [4] 美国机械工程师协会. ASME PTC 6, Steam Generating Units Power Test Code [S], 1996.