

深度调峰工况下火电机组汽轮机热效率损耗成因及降耗对策研究

饶春凡

国能九江发电有限公司, 江西 九江 332000

摘要:随着我国新能源装机容量迅速增加,火电机组参与深度调峰次数越来越多,造成汽轮机低负荷运行时间增长,热效率降低,经济效益变差。本文以一台600MW超临界火电机组为例,基于理论分析与实际运行数据相结合方式,对深度调峰工况下汽轮机热效率损失原因进行了详细分析。当机组负荷小于40%额定负荷时,汽轮机热效率损失主要包括:高中压缸效率降低、低压缸鼓风损失增加、回热系统匹配不佳、节流调节损失增加以及辅机能耗比例提高等因素。通过对深度调峰工况下热力系统数学建模,定量分析不同因素对热效率影响大小,在所有因素中低压缸鼓风损失和回热系统匹配不良是造成热效率降低主要原因。为了改善上述情况,提出了汽轮机旁路优化、高低压加热器切换策略、给水泵运行方式改变、凝汽器真空优化控制以及滑压运行曲线优化等综合节能措施并应用于实际工程中,取得良好效果。结果表明,采取以上一系列节能措施后,机组在40%负荷工况下供电煤耗可以降低8~12g/kWh,每年节约标准煤约2500t,具有很好的经济效益和社会效益,为火电机组深度调峰运行提供一定参考。

关键词:深度调峰;汽轮机;热效率损耗;低压缸鼓风;降耗对策

0 引言

随着我国能源结构转型不断推进,在2019-2023年间,风电、光伏装机容量由4.1亿千瓦增至9.3亿千瓦,占总装机容量比例由18.7%升至34.6%。由于新能源发电出力具有间歇性和波动性特点,给电力系统调节灵活性带来巨大压力。火电机组是电力系统主要调节电源之一,在进行深度调峰过程中,其调峰频率大大增加,有的机组一年调峰启停次数在150次以上,最低技术出力小于30%额定负荷。这样运行方式使汽轮机长时间处于非设计工况下工作,热力系统各个部分工作参数大幅度偏离最优值,从而导致整个机组热效率大大降低。据测算,当一台600MW超临界机组负荷从满负荷降到40%负荷时,供电煤耗会增加25-35g/kWh,全国火电行业每年因深度调峰而增加的煤耗量就达800万吨标煤以上。

深度调峰工况下汽轮机热效率损耗是复杂热力学过程以及多个系统的相互影响的结果,目前的研究主要集中于具体方面,缺少系统的损耗原因分析及定量评价的方法。本文以某600MW超临界火电机组为研究对象,在深度调峰工况下建立汽轮机热力系统数学模型的基础上,利用长期运行监测数据以及热力学理论进行分析,找出各项主要的损失以及其比例大小,定性分析了节流损失、末级鼓风损失、回热系统效率劣化以及内效率降低等因素的影响。然后根据不同的损失原因提出相应的改进措施并进行了工程应用,从而对火电机组深度调峰运

行的经济效益起到一定指导作用。

1 深度调峰工况下汽轮机运行特性分析

1.1 深度调峰工况的定义与运行边界

深度调峰工况是火电机组负荷率小于50%额定出力情况,其中负荷率为30%-50%为常规深度调峰,负荷率小于30%为极限深度调峰。对于600MW超临界机组,深度调峰工况下的运行边界受多种技术限制影响,主要有锅炉最低稳燃负荷、汽轮机末级叶片允许排汽容积流量、给水泵汽轮机最小做功蒸汽量以及凝结水过冷度控制等。在实际运行过程中,当机组负荷低于40%时,主蒸汽流量仅为设计值的35%-42%,高压缸排汽压力从设计值4.2MPa降到2.8-3.2MPa,再热蒸汽温度与设计值相差20-30℃,低压缸排汽容积流量仅为设计值的25%,已经处于鼓风工况临界点,此时汽轮机各级压力比和温度场与设计值有很大差距,热力系统整体效率呈非线性降低。

1.2 汽轮机变工况运行热力学特性

汽轮机在深度调峰工况下运行时,其热力学特性表现为多级压力场和温度场的重新分布。随着进汽量减少,高压缸各级的反动度发生变化,喷嘴前后压差降低导致蒸汽在喷嘴中的膨胀比减小,动叶进口蒸汽速度降低,级内速度比偏离最佳值,叶片攻角增大引起的冲击损失和二次流损失显著增加。中压缸由于再热蒸汽流量与温度同步下降,且再热器传热特性在低负荷下恶化,使得中压缸进口蒸汽焓值降低

3%–5%，缸内膨胀做功能力减弱。低压缸的热力学特性变化最为剧烈，当排汽容积流量低于临界值时，末几级动叶片在蒸汽推动下高速旋转产生的离心力大于蒸汽轴向推力，叶片通道内出现蒸汽逆向流动和旋涡损失，部分机械能转化为热能使排汽温度异常升高 5–8℃，这种鼓风现象造成的能量损失随负荷降低呈指数级增长^[1]。

2 汽轮机热效率损耗成因识别与量化分析

2.1 节流损失机理与量化评估

汽轮机节流调节方式是通过改变调节门开度来改变进入汽轮机蒸汽量，在深度调峰时由于调节门部分关闭造成节流损失是导致汽轮机效率下降主要原因之一，在调节门部分开启的情况下，由于流通面积突然减小而产生的局部阻力损失使蒸汽的压力下降但是焓值几乎不变，这一个压降所对应的可用能量不能在汽轮机中转化为机械能，理论上，节流损失的大小与调节门开度、蒸汽速度以及压力比有关，可以用节流后压力和节流前压力之比来表示损失程度。对于使用单阀或者顺序阀调节方式的机组，在 40% 负荷工况下调节级前压力比额定工况低 15%–20%，相应的节流损失造成高压缸理想焓

降损失约 5%–7%。定量分析可知，在机组由 100% 负荷降低到 40% 负荷过程中，节流损失造成热耗增加量约为 8–11g/kWh，占总热耗增量 28%–32%。采用喷嘴调节方式可以减轻节流损失，但是在深度调峰情况下由于一些喷嘴被关闭，汽流在调节级中分布不均会带来附加混合损失以及部分进汽损失，总体而言还有 6%–8% 可用焓降损失。

2.2 排汽湿度增加引起的末级损失

低压缸末级叶片在深度调峰工况下面临鼓风损失和湿蒸汽侵蚀双重挑战，其中排汽湿度增加对叶片效率的影响具有累积效应。当机组负荷降低时，低压缸进口蒸汽焓值和流量同步下降，蒸汽在低压缸内的膨胀终点向湿蒸汽区深入，排汽干度从额定工况的 0.88–0.90 降至 0.83–0.86。湿蒸汽中的水滴在高速气流作用下撞击叶片表面，不仅造成水滴动能损失和叶片水膜阻力增加，还会在叶片吸力面形成液膜导致流道有效面积减小和气流分离加剧。定量测试数据表明，排汽干度每降低 0.01，末级叶片效率下降约 0.4%–0.6%，当负荷降至 40% 时末级叶片效率较额定工况降低 2.5–3.2 个百分点。下表呈现了不同负荷工况下排汽湿度变化及其对末级损失的贡献度。

表1 不同负荷下排汽湿度与末级损失关系

负荷率 /%	低压缸进汽量 /t · h ⁻¹	排汽干度	末级叶片效率 /%	末级损失功率 /MW	热耗增量 /g · kWh ⁻¹
100	1580	0.895	87.6	0	0
75	1165	0.878	85.8	3.2	2.8
50	760	0.858	83.1	6.8	5.9
40	595	0.842	81.2	9.5	8.4
35	520	0.835	79.8	11.2	10.6

3 深度调峰工况下降耗优化对策

3.1 滑压运行曲线优化策略

对于深度调峰工况下汽轮机节流损失增加的问题，滑压运行曲线的改进是提高机组热效率的有效手段。而传统的滑压曲线主要是针对额定负荷到 50% 负荷的情况，当机组负荷降低到 40% 以下时，主蒸汽压力就不能很好地匹配到最佳的工作点上。根据对这台 600MW 超临界机组的运行情况进行分析，在深度调峰工况下适当提高主蒸汽压力可以使高中压缸在更接近设计工况的情况下工作，从而降低蒸汽在调节阀处的节流损失。通过对不同负荷下主蒸汽压力与机组热耗率的关系进行试验研究，提出了一种适用于深度调峰工况的滑压运行曲线修正方案，将 40% 负荷工况下的主蒸汽压力从原来的 8.5MPa 提高到 9.8MPa，在保证主蒸汽温度不超过 540℃ 的前提下^[3]。

优化后的滑压曲线实施要协调好锅炉燃烧系统和汽轮机调节系统的配合，通过分散控制系统进行逻辑更改，使主蒸汽压力随负荷变化而准确调节。从实际运行情况来看，在 40% 负荷下优化后的滑压曲线使高中压缸效率提高约 1.2%，节流损失减少约 0.8%，并且可以防止调节阀长期处于小开度工作造成磨损。另外，优化方案也考虑到了机组启停时各参数之间的关系，在负荷迅速变化时主蒸汽压力能平滑变化，适应电网调峰的要求。

3.2 末级叶片防水蚀改造技术

低压缸鼓风损失是深度调峰工况下汽轮机热效率降低主要原因之一，末级叶片水蚀也会造成很大影响，在机组负荷小于 40% 情况下，进入低压缸蒸汽量大大减少，末级叶片处于鼓风状态，叶片进口处蒸汽湿度很高，叶片受到较大水滴打击力，长时间运行会造成叶片严重水蚀坑及裂纹。从对这台汽轮机低压缸末级叶

片检查可以看出,叶片进口边缘以及叶盆位置有明显水蚀痕迹,最深水蚀坑为1.8mm,对叶片气动特性以及强度都造成一定影响。采用等离子喷涂的方法给末级叶片施加保护层,使用钴基合金和陶瓷复合材料,涂层厚度在0.15-0.25mm之间,大大增强了叶片抗冲蚀能力和耐磨性。

防水蚀改造还包括低压缸汽封间隙优化调整以及凝汽器真空系统改进。由于将汽封间隙减小到0.4mm,使得高压蒸汽进入低压缸量减少,从而减少了末级叶片鼓风情况。另外对凝汽器真空系统进行优化,提高抽真空设备工作效率,在深度调峰工况下使凝汽器压力保持在-95kPa以上,从而降低末级叶片排汽湿度。改造后运行情况显示低压缸鼓风损失下降约2.1个百分点,末级叶片寿命提高30%以上,机组深度调峰运行可靠性得到保证。

3.3 综合优化方案的实施效果评估

为了更好地检验各项节能措施的效果,在该600MW超临界机组上进行了为期半年的全面改造工作并制定了相应的性能监测与评价方法。利用在线热力性能计算系统对机组运行参数进行监测,包括主蒸汽流量、各级抽汽参数、给水温度、凝汽器真空度等重要参数,在不同负荷下计算出热耗率、汽轮机热效率以及各种损失的变化情况。结果表明,在滑压曲线优化、回热系统调整、末级叶片防水蚀改造等基础上,机组在40%额定负荷工况下汽轮机热效率从原来的82.3%提高到85.7%,供电煤耗从358g/kWh降到346g/kWh,下降幅度为3.4%。从各项优化措施对供电煤耗影响来看,滑压曲线优化降低约2.8g/kWh,回热系统调整降低约4.5g/

kWh,末级叶片改造降低约3.2g/kWh,辅机优化降低约1.5g/kWh。

经济效益评估表明,该机组年均深度调峰运行时间约为2800小时,按年均负荷40%计算,综合优化方案实施后每年可节约标煤约2500吨,相当于经济效益约210万元。并且机组深度调峰运行的稳定性以及可靠性得到极大提高,非计划停机次数降低40%,设备故障率下降35%。环保效益方面,每年可减少二氧化碳排放量约6500吨,减少二氧化硫排放量21吨,减少氮氧化物排放量18吨,有利于当地大气环境治理工作。优化方案的成功实施也说明了深度调峰工况下节电的技术路线是可行的,在同类型机组中得到应用推广,起到良好的示范作用,对火电行业面临新能源快速发展带来的调峰压力具有实际意义。

4 结论

本文从理论上分析了深度调峰工况下火电机组汽轮机热效率损失产生原因,指出低压缸鼓风损失、回热系统匹配恶化、节流调节损失增大是造成热效率降低主要原因。基于600MW超临界机组实际运行情况,提出滑压曲线优化、回热系统运行方式调整、末级叶片防水蚀改造等综合节能方案,并在工程上得到应用,取得良好效果。研究发现,采用上述措施后,在40%负荷时,供电煤耗可降低8-12g/kWh,每年可节省标煤约2500t,大大提高了深度调峰工况下经济效益和环境效益。本文提出的热效率损失分析方法以及相应的优化技术,对于火电机组满足电网深度调峰要求具有一定指导作用,有利于促进火电行业向灵活性电源转变。

参考文献:

- [1] 付涛,范诚豪.深度调峰工况下汽轮机配汽方式优化研究[J].浙江电力,2019,38(7):96-102.
- [2] 高宽,鲍文龙,丁阳俊.大型汽轮机组深度调峰时抽汽供热的经济性分析[J].热能动力工程,2020,35(9):16-21.
- [3] 吴瑞康,华敏,秦攀,等.燃煤机组深度调峰对汽轮机设备的影响[J].热力发电,2018,47(5):89-94.

作者简介: 饶春凡(1972.07—),男,汉族,江西宜春人,本科,技师,研究方向:运行汽机专业。