

某 300MW 机组中调抽汽供热下热耗率上升原因分析与改进

王 辉

江苏淮阴发电有限责任公司, 江苏 淮安 223001

[摘要]随着火电行业的低碳发展, 通过热电联产提升机组整体运行效率、降低供电煤耗, 成为一大手段。某机组进行中调抽汽供热改造后在实际运行过程中发现, 机组热耗率持续偏高, 机组煤耗水平也并没有因供热流量的增加而下降, 反而上升。针对这一现象委托西安热工研究院有限公司对机组在不同负荷不同供热流量下进行试验, 分析试验结果发现采用中调抽汽供热后热耗率上升原因主要是节流损失、减温减压损失大, 高参数抽汽回热增加, 循环效率下降等原因造成的。并提出优化供热方式按照能级匹配梯级利用原则, 合理调度供热运方; 完善高排压力最低运行限制曲线, 减少中压调门供热节流损失。结合机组检修计划对汽轮机进行通流面积改造从新打孔抽汽, 按发电与供热的实际需求, 确定蒸汽参数和发电功率、供热流量, 优化通流部分的流量分配, 尽量减少供热过程中的能量损失。

[关键词]抽汽供热; 中调门; 热耗率; 试验; 供电煤耗

DOI: 10.33142/hst.v8i3.15813

中图分类号: TK267

文献标识码: A

Cause Analysis and Improvement of Heat Rate Rise of a 300MW Unit under Middle Note Extraction Heating

WANG Hui

Jiangsu Huaiyin Power Generation Co., Ltd., Huai'an, Jiangsu, 223001, China

Abstract: With the low-carbon development of the thermal power industry, improving the overall operating efficiency of units and reducing coal consumption for power supply through cogeneration has become a major means. In the actual operation process of a unit after the middle note steam extraction heat supply transformation, it was found that the unit heat rate continued to be high, and the unit coal consumption level did not decline due to the increase of heat supply flow, but rose. In view of this phenomenon, Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd. was entrusted to test the unit under different loads and heating flows. The analysis of the test results found that the main reasons for the rise of the heat rate after the use of middle note extraction steam heating were throttling loss, large loss of temperature and pressure reduction, increased high parameter extraction steam regenerative, and decreased cycle efficiency, and propose to optimize the heating method according to the principle of energy level matching and cascade utilization, and reasonably schedule the heating operation party; Improve the minimum operating limit curve of high exhaust pressure and reduce the throttling loss of medium pressure regulating valve heating. Based on the unit maintenance plan, the flow area of the steam turbine is modified by drilling new holes to extract steam. According to the actual needs of power generation and heating, the steam parameters, power generation, and heating flow rate are determined, and the flow distribution of the flow section is optimized to minimize energy loss during the heating process.

Keywords: extraction heating; intermediate control valve; heat consumption rate; experiment; net coal consumption rate

引言

在当前“双碳”背景下, 火电行业的低碳发展面临严峻挑战, 火电机组如何提高效率以实现节能减碳是亟需研究的热门课题^[1]。

汽轮机是火电机组中的关键动力转换设备, 其能量转换效率是影响火电机组经济性的关键因素, 也是降低火电机组供电煤耗的关键环节。研究表明抽汽量越大, 热经济性越好, 机组煤耗率随着热电比的增加而线性减小。经验公式也表明随着供热量的增多, 机组热耗率呈下降趋势, 热电联产能够显著降低机组煤耗。

因此火电机组通过热电联产改造、主机优化升级及辅机节能改造等综合措施, 可以进一步提升其整体运行效率、降低供电煤耗, 热电联产集中供热是实现节约能源、减少

排放、解决工业用热的有效途径。但热电联产机组的高效经济运行, 必须基于电网、热网都满足机组经济运行的边界条件, 才可能充分发挥其特有的能力。

1 概述

某机组汽轮机为哈尔滨汽轮机厂有限责任公司制造的亚临界、一次中间再热、双缸双排汽、抽汽凝汽式汽轮机, 汽轮机型号为 C330-16.7/538/538, 额定功率为 330MW。机组原设计抽汽型式为中压缸回转隔板工业抽汽, 通过调整中压第 5 级回转隔板的开度, 维持工业抽汽压力在 1.5MPa, 单台机组最大工业抽汽能力为 300t/h。

因供热市场变化, 在深度调峰低电负荷下旋转隔板即使关至最小, 供热压力也无法满足热用户需求, 机组进行中调抽汽供热改造, 在热再上抽取 0~300t/h、压力为

2MPa 的蒸汽对外供热。

机组在实际运行过程中发现, 机组热耗率持续偏高, 机组煤耗水平也并没有因供热流量的增加而下降, 反而上升。针对这一现象委托西安热工研究院有限公司对机组在不同负荷不同供热流量下进行试验, 分析机组热耗率的变化研究降低机组供电煤耗的方向。

2 试验过程

2.1 试验工况及测试结果

(1) 带 150t/h 供热流量时, 90%、70%、60%、50%、40%和 30%额定负荷下汽轮机热耗率测试。

由表 1 可知:

在 99MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 99354.5kW, 经修正后的发电机功率为 99456.7kW; 试验热耗率为 9069.0kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 9071.2kJ/kWh; 试验高压缸效率为 73.18%, 试验中压缸效率为 65.07%。

在 132MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 132352.3kW, 经修正后的发电机功率为 134134.3kW; 试验热耗率为 8809.5kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8727.8kJ/kWh; 试验高压缸效率为 73.37%, 试验中压缸效率为 71.72%。

在 165MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 165246.2kW, 经修正后的发电机功率为 168327.1kW; 试验热耗率为 8630.3kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8487.8kJ/kWh; 试验高压缸效率为 73.79%, 试验中压缸效率为 76.51%。

在 200MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验

发电机功率为 200125.4kW, 经修正后的发电机功率为 207344.6kW; 试验热耗率为 8558.8kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8291.8kJ/kWh; 试验高压缸效率为 75.12%, 试验中压缸效率为 79.99%。

在 231MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 231167.1kW, 经修正后的发电机功率为 237627.3kW; 试验热耗率为 8418.1kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8208.6kJ/kWh; 试验高压缸效率为 78.18%, 试验中压缸效率为 82.49%。

在 297MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 295895.2kW, 经修正后的发电机功率为 311639.7kW; 试验热耗率为 8452.2kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8033.2kJ/kWh; 试验高压缸效率为 83.08%, 试验中压缸效率为 85.19%。

(2) 60%额定负荷工况下, 分别带 200t/h、150t/h、100t/h 和 50t/h 供热流量汽轮机热耗率测试。

由表 2 可知:

在 200MW 负荷工况、200t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 200166.8kW, 经修正后的发电机功率为 205433.9kW; 试验热耗率为 8319.6kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8119.6kJ/kWh; 试验高压缸效率为 76.45%, 试验中压缸效率为 78.09%。

在 200MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 200125.4kW, 经修正后的发电机功率为 207344.6kW; 试验热耗率为 8558.8kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8291.8kJ/kWh; 试验高压缸效率为 75.12%, 试验中压缸效率为 79.99%。

表 1 150t/h 供热流量下各负荷汽轮机热耗率测试结果

工况编号	单位	T09	T11	T12	T04	T13	T14	工况编号	单位	T09	T11	T12	T04	T13	T14
工况名称	/	99MW-150t/h	132MW-150t/h	165MW-150t/h	200MW-150t/h	231MW-150t/h	297MW-150t/h	工况名称	/	99MW-150t/h	132MW-150t/h	165MW-150t/h	200MW-150t/h	231MW-150t/h	297MW-150t/h
试验日期	/	2024/5/27	2024/5/28	2024/5/28	2024/5/26	2024/5/28	2024/5/28	再热蒸汽压力	MPa	2.3	2.36	2.5	2.73	2.9	3.54
开始时间	/	15:00	15:00	17:00	12:20	19:30	22:20	再热蒸汽温度	℃	536.2	531	539	537.9	538.4	536.4
结束时间	/	16:30	16:30	18:30	13:50	21:00	23:30	中压缸排汽压力	MPa	0.31	0.4	0.5	0.6	0.68	0.91
发电机有功功率	kW	99354.5	132352.3	165246.2	200125.4	231167.1	295895.2	中压缸排汽温度	℃	343.1	339.2	348.9	349.1	351.3	352.6
低压缸排汽压力	kPa	5.4	6.38	7.51	8.86	8.26	10.24	主凝结水流量	t/h	407.06	484.5	559.57	649.36	715.2	896.97
CV1 阀位	%	98.72	98.49	98.5	98.62	98.49	98.55	主蒸汽流量	t/h	471.9	576.7	657.87	773	859.84	1057.31
CV2 阀位	%	99.62	99.45	99.45	99.32	99.45	99.46	过热减温水流量	t/h	37.34	11.46	26.46	18.21	18.27	60.95
CV3 阀位	%	25.15	20.51	19.17	23.05	39.29	98.67	再热减温水流量	t/h	1.41	5.16	19.13	20.82	25.75	60
CV4 阀位	%	-0.56	-1.79	-1.87	-1.98	2.86	76.86	供热总流量	t/h	147.83	148.51	147.68	152.28	147.95	147.97
IV1 阀位	%	18.79	20.87	23.39	24.84	26.32	29.32	供热减温水流量	t/h	11.51	10.99	12.28	12.6	12.44	13.02
IV2 阀位	%	17.78	19.83	22.29	23.76	25.2	28.22	高压缸效率	%	73.18	73.37	73.79	75.12	78.18	83.08
主蒸汽压力	MPa	9.97	12.58	14.43	16.24	16.3	15.9	中压缸效率	%	65.07	71.72	76.51	79.99	82.49	85.19
主蒸汽温度	℃	539.5	537.8	543.1	544.2	542.6	534.2	试验热耗率	kJ/kWh	9069	8809.5	8630.3	8558.8	8418.1	8452.2
高压缸排汽压力	MPa	2.39	2.48	2.65	2.93	3.13	3.85	修正后的发电机功率	kW	99456.7	134134.3	168327.1	207344.6	237627.3	311639.7
高压缸排汽温度	℃	363	337.3	331.1	324.7	323.9	334.8	修正后的热耗率	kJ/kWh	9071.2	8727.8	8487.8	8291.8	8208.6	8033.2

在 200MW 负荷工况、100t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 200259.8kW, 经修正后的发电机功率为 209072.6kW; 试验热耗率为 8801.7kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8490.8kJ/kWh; 试验高压缸效率为 73.45%, 试验中压缸效率为 82.85%。

在 200MW 负荷工况、50t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 200129.6kW, 经修正后的发电机功率为 209713.8kW; 试验热耗率为 8967.8kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 8623.0kJ/kWh; 试验高压缸效率为 72.30%, 试验中压缸效率为 85.76%。

表 2 各供热流量下 60%额定负荷下汽轮机热耗率测试结果

工况编号	单位	T03	T04	T05	T06
工况名称	/	200MW-200t/h	200MW-150t/h	200MW-100t/h	200MW-50t/h
试验日期	/	2024/5/26	2024/5/26	2024/5/26	2024/5/26
开始时间	/	10:30	12:20	15:00	16:50
结束时间	/	12:00	13:50	16:30	18:20
发电机有功功率	kW	200166.8	200125.4	200259.8	200129.6
低压缸排汽压力	kPa	8.24	8.86	9.10	9.31
CV1 阀位	%	98.63	98.62	98.60	95.50
CV2 阀位	%	99.37	99.32	99.29	96.42
CV3 阀位	%	27.56	23.05	17.13	12.20
CV4 阀位	%	-1.90	-1.98	-2.04	-2.15
IV1 阀位	%	23.88	24.84	26.96	29.40
IV2 阀位	%	22.72	23.76	25.76	28.24
主蒸汽压力	MPa	16.31	16.24	16.26	16.22
主蒸汽温度	℃	543.4	544.2	544.0	542.6
高压缸排汽压力	MPa	3.05	2.93	2.75	2.64
高压缸排汽温度	℃	325.2	324.7	321.2	318.7
再热蒸汽压力	MPa	2.85	2.73	2.56	2.46
再热蒸汽温度	℃	540.1	537.9	532.6	531.1
中压缸排汽压力	MPa	0.58	0.60	0.62	0.64
中压缸排汽温度	℃	347.6	349.1	349.8	350.8
主凝结水流量	t/h	670.52	649.36	615.96	588.86
主蒸汽流量	t/h	808.89	773.00	723.59	701.68
过热减温水流量	t/h	3.81	18.21	29.67	34.13
再热减温水流量	t/h	15.18	20.82	24.53	21.85
供热总流量	t/h	190.59	152.28	99.78	60.59
供热减温水流量	t/h	15.93	12.60	8.62	4.03
高压缸效率	%	76.45	75.12	73.45	72.30
中压缸效率	%	78.09	79.99	82.85	85.76
试验热耗率	kJ/kWh	8319.6	8558.8	8801.7	8967.8
修正后的发电机功率	kW	205433.9	207344.6	209072.6	209713.8
修正后的热耗率	kJ/kWh	8119.6	8291.8	8490.8	8623.0

(3) 30%额定负荷工况下, 分别带 200t/h、150t/h、100t/h 和 50t/h 供热流量汽轮机热耗率测试。

表 3 各供热流量下 30%额定负荷下汽轮机热耗率测试结果

工况编号	单位	T07	T08	T09	T10
工况名称	/	99MW-50t/h	99MW-100t/h	99MW-150t/h	99MW-200t/h
试验日期	/	2024/5/27	2024/5/27	2024/5/27	2024/5/27
开始时间	/	10:50	12:40	15:00	17:10
结束时间	/	12:20	14:10	16:30	18:40
发电机有功功率	kW	99182.6	99169.7	99354.5	100649.1
低压缸排汽压力	kPa	5.48	5.30	5.40	5.50
CV1 阀位	%	97.95	98.73	98.72	98.72
CV2 阀位	%	98.76	99.62	99.62	99.61
CV3 阀位	%	16.91	19.12	25.15	25.25
CV4 阀位	%	-1.83	-1.85	-0.56	-1.50
IV1 阀位	%	21.85	19.77	18.79	17.73
IV2 阀位	%	20.81	18.77	17.78	16.62
主蒸汽压力	MPa	8.74	9.70	9.97	10.51
主蒸汽温度	℃	538.9	540.4	539.5	530.0
高压缸排汽压力	MPa	1.86	2.16	2.39	2.64
高压缸排汽温度	℃	353.0	356.9	363.0	358.4
再热蒸汽压力	MPa	1.79	2.08	2.30	2.55
再热蒸汽温度	℃	522.9	531.5	536.2	530.5
中压缸排汽压力	MPa	0.33	0.31	0.31	0.31
中压缸排汽温度	℃	342.0	342.2	343.1	333.4
主凝结水流量	t/h	319.60	371.33	407.06	443.79
主蒸汽流量	t/h	385.43	438.63	471.90	514.38
过热减温水流量	t/h	14.65	27.63	37.34	46.20
再热减温水流量	t/h	0.26	0.26	1.41	2.45
供热总流量	t/h	51.33	108.51	147.83	184.96
供热减温水流量	t/h	2.63	7.15	11.51	14.16
高压缸效率	%	72.92	73.07	73.18	73.39
中压缸效率	%	71.87	67.20	65.07	63.51
试验热耗率	kJ/kWh	9329.0	9224.9	9069.0	8939.0
修正后的发电机功率	kW	100534.5	99646.6	99456.7	101209.6
修正后的热耗率	kJ/kWh	9291.1	9223.7	9071.2	8895.2

由表 3 可知:

在 99MW 负荷工况、50t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 99182.6kW, 经修正后的发电机功率为 100534.5kW; 试验热耗率为 9329.0kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 9291.1kJ/kWh; 试验高压缸效率为 72.92%, 试验中压缸效率为 71.87%。

在 99MW 负荷工况、100t/h 供热流量条件下, 试验发电机功率为 99169.7kW, 经修正后的发电机功率为 99646.6kW; 试验热耗率为 9224.9kJ/kWh, 经修正后的热耗率为 9223.7kJ/kWh; 试验高压缸效率为 73.07%, 试验中压缸效率为 67.20%。

在 99MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下, 试验发

电机功率为 99354.5kW，经修正后的发电机功率为 99456.7kW；试验热耗率为 9069.0kJ/kWh，经修正后的热耗率为 9071.2kJ/kWh；试验高压缸效率为 73.18%，试验中压缸效率为 65.07%。

在 99MW 负荷工况、200t/h 供热流量条件下，试验发电机功率为 100649.1kW，经修正后的发电机功率为 101209.6kW；试验热耗率为 8939.0kJ/kWh，经修正后的热耗率为 8895.2kJ/kWh；试验高压缸效率为 73.39%，试验中压缸效率为 63.51%。

2.2 试验数据对比和结论

根据#4 机组热平衡图：在 165MW 负荷（定压）工况下，热耗率为 8288.7kJ/kWh，高压缸效率为 81.52%，试验中压缸效率为 91.87%；在 165MW 负荷（滑压）工况下，热耗率为 8407.8kJ/kWh，高压缸效率为 84.79%，试验中压缸效率为 91.11%。根据上文试验结果：在 165MW 负荷工况、150t/h 供热流量条件下，试验热耗率为 8630.3kJ/kWh，经修正后的热耗率为 8487.8kJ/kWh；试验高压缸效率为 73.79%，试验中压缸效率为 76.51%。由此可得表 4：

表 4 165MW 定压、滑压、150t/h 供热下热耗率对比

负荷	165MW（定压）	165MW（滑压）	165MW+150t/h
高压缸效率	81.52%	84.79%	73.79%
中压缸效率	91.87%	91.11%	76.51%
热耗率	8288.7kJ/kWh	8407.8kJ/kWh	8487.8kJ/kWh

试验表明：#4 机组在 150t/h 供热情况下，热耗率较设计工况下热耗率增加。

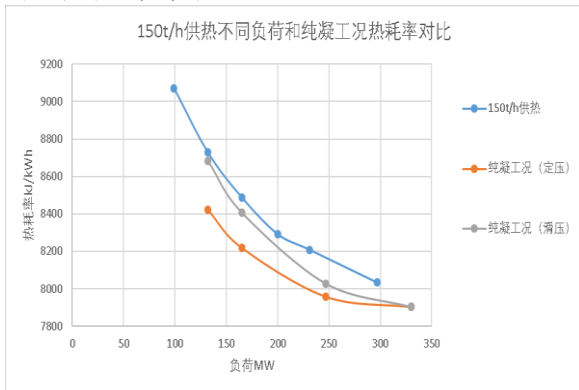


图 1 150t/h 供热不同负荷和纯凝工况热耗率对比

根据上文试验数据显示，在供热量 150t/h 左右电负荷 99MW~297MW 范围内 6 个试验工况下，热耗率均比相同电负荷下纯凝工况设计值高，充分说明了供热没有显著降低机组热耗率，反而使机组热耗率增加。

3 原因分析

3.1 确保高压缸叶片安全，节流损失较大

#4 机采用中调抽汽供热，在热再管道上抽汽，在相同进汽量条件下抽汽后高压缸排汽压力、再热蒸汽压力相比原

来纯凝工况会有所降低，高压末几级动、静叶片的焓降有所增加，这就会影响高压末几级动、静叶片的安全性^[2]，主机厂给出了基于调节级后压力的高压缸排汽压力限制参考曲线，通过中调门参与调节，可以保证在抽汽工况下机组高压缸排汽压力、再热蒸汽压力与纯凝工况下相当^[3]。但此时中调门节流造成较多的能量损失，使得热耗增加。

3.2 供热参数高，减温减压损失大

机组在原纯凝 57%THA 进汽量下，纯凝工况下运行时再热压力为 2.0MPa，高排压力为 2.23MPa。若高于此进汽量，抽汽压力将高于 2.0MPa，低于此进汽量，抽汽压力将低于 2.0MPa。此时中调门必须在满足相应纯凝工况进汽量的热再压力下进一步关小调节，通过适当减小阀门开度以满足 2.0MPa 的工业抽汽压力。在低负荷时，中压调门节流憋压后，供热抽汽压力温度高于要求值，抽汽减温减压后又造成能量损失。

上文试验结果显示，在供热量 150t/h 左右的电负荷 99MW~297MW 范围内 6 个试验工况下，再热蒸汽压力在 2.30MPa~3.54MPa 之间，再热蒸汽温度在 536℃左右；通过减温减压降至 2.0MPa，320℃左右的蒸汽，带来了约 460kJ/kg 的焓值损失，发电损失约 6234KW。

3.3 中调开度减少，高参数抽汽回热增加

中压调门供热节流，随着中调门开度降低，供热流量增加，进入中压缸和低压缸的蒸汽流量降低中压缸做功能力显著减少。同时供热流量增加，导致回热系统高参数抽汽增多、低参数抽汽减少，使循环效率下降，进一步增大了汽轮机热耗率。

3.4 机组自身出力性能下降

机组投运时间较早，由于设计技术不成熟，且受工艺制造限制，汽轮机实际运行效率偏低，机组性能未达到设计热耗率。距上次 A 级检修已过 5 年，影响了机组本身热耗率的上升。

4 改进措施

4.1 通流面积改造

#4 机组投运时间较早，由于设计技术不成熟，且受工艺制造限制，汽轮机实际运行效率偏低，机组性能落后于目前同类机组的先进水平。可对汽轮机进行通流面积改造从新打孔抽汽，按发电与供热的实际需求，确定蒸汽参数和发电功率、供热流量，优化通流部分的流量分配，尽量减少供热过程中的能量损失。具体可以从以下几个方面进行改造：

- (1) 叶型改造，选取最先进的叶型，将冲动式汽轮机改为反动式汽轮机；
- (2) 减小各级焓降，增加机组效率；
- (3) 根据供热压力合理选择抽汽位置；
- (4) 提高制造精度，确保质量稳定；
- (5) 提高总装精细化程度。

4.2 减少节流损失

在未进行大修改造以前,在满足供热压力的同时应尽可能的减少中调门节流损失,确保中调门开度较大,将高排压力落在高排压力限值的下限之上。同时组织专家论证,进一步完善高排压力最低运行限制曲线,可有效减少机组中、低负荷时中压调门供热节流损失,降低机组热耗率。

4.3 优化供热方式

某厂热用户有三个压力等级分别 0.85MPa 左右、1.1MPa~1.2MPa、1.6MPa~2.0MPa。但是供热全部来自中压调门抽汽供热,通过各级联络管道阀门节流降压,完全背离了能级匹配梯级利用原则,大大降低了供热效率,增加机组热耗率。

5 结论

某厂#4 机组采用中调抽汽供热后热耗率上升原因主要是节流损失、减温减压损失大,高参数抽汽回热增加,循环效率下降等原因造成的。

短期措施可采用优化供热方式按照能级匹配梯级利

用原则,合理调度供热运方;完善高排压力最低运行限制曲线,减少中压调门供热节流损失。

远期措施结合机组检修计划对汽轮机进行通流面积改造从新打孔抽汽,按发电与供热的实际需求,确定蒸汽参数和发电功率、供热流量,优化通流部分的流量分配,尽量减少供热过程中的能量损失。

【参考文献】

- [1]黄思林,梁占伟,乔加飞.330MW 三源抽汽供热汽轮机通流综合提效研究[J].动力工程学报,2022,42(10):904-911.
- [2]张志业,涂朝阳,林宝森,等.高参数大流量供热改造汽轮机中调阀调节抽汽研究[J].汽轮机技术,2022,64(1):67-69.
- [3]王永学.300MW 汽轮机组热再抽汽安全性分析[J].机械工程师,2016(9):223-224.

作者简介:王辉(1996.1—),男,江苏省宿迁市人,大学本科,助理工程师,江苏淮阴发电有限责任公司发电部主值。