

江苏南热#1 汽轮机热耗异常分析及处理方案

李剑如¹，卢承斌²

(1.江苏南热发电有限责任公司,江苏 南京 210035; 2.江苏方天电力技术有限公司,江苏 南京 211102)

摘 要：江苏南热汽轮发电机组是中国首台 600MW 超临界燃煤双抽供热机组，#1 机组于 2010 年投产，正常运行 2 年后，突然出现振动、热耗增大等现象。为此，技术人员与调试所专家认真对待，仔细思考、分析，寻找问题的关键，解决了汽轮机重大缺陷，确保 600MW 超临界机组能够安全、经济运行。

关键词：汽轮机热耗；膨胀节；汽轮机振动；性能试验；抽汽压力；蒸汽膨胀线

1 问题背景

江苏南热发电有限公司#1 机是由东方汽轮机厂生产的超临界 600MW 供热机组，于 2010 年 1 月建成投产。2012 年 4~5 月，#1 机进行了中修。

2012 年 8 月 12 日，#1 机#6/#7 瓦振动异常增大，降负荷运行一段时间后，振动逐渐下降并稳定，但五抽汽压力显著降低，后振动逐渐恢复正常。其后发现同负荷下，五抽压力仍较振动前降低，而调节级、一抽及高排压力则有所升高。其后进行的性能试验和统计数据均表明机组热耗增大，煤耗上升。该厂会同江苏省电科院汽机专业人员进行沟通，为便于分析，采集了振动异常前后工况的运行数据，通过计算分析查找原因。

2 设备技术规范

设备技术规范见表 1。

3 异常分析

3.1 事件发展过程

#1 机投产后，于 2012 年 4~5 月，进行了 B 级检修。在这次检修前，2011 年 12 月，由南热检修公司热试组进行了纯凝状态 6 个负荷工况的性能试验。2012 年 3 月，#1 机恢复供热并进行了 B 修前供热工况的性能试验。B 修后，于 7 月进行了修后供热工况试验，纯凝工况试验于 8 月 15 日，即振动异常后进行。

2012 年 8 月 12 日下午，#1 机#7 瓦振动首先增大，随后#6 瓦振动也开始增大，且绝对数值大于#7 瓦，#6 瓦最高达 215μm。振动增大过程中，运行采取了提高油温和降负荷的措施，数小时后，振动逐

表 1 设备技术规范

序号	项目	单位	参数
1	汽轮机型号	CC600/573.8-24.2/4.2/1.0/538/566	
2	制造厂家	东方汽轮机厂	
3	型式	超临界、一次中间再热、两级抽汽供热（可调式）、三缸四排汽、单轴、双背压、凝汽式	
4	额定功率	MW	600
5	额定主汽压力	MPa(a)	24.2
6	额定主汽温度	℃	538
7	额定再热蒸汽温度	℃	566
8	额定排汽压力	kPa(a)	4.4/5.4(平均 4.9)
9	配汽方式	复合配汽（喷嘴调节+节流调节）	
10	通 总通流级数	级	42
	流 高压缸通流级数	级	8
	级 中压缸通流级数	级	6
	数 低压缸通流级数	级	2×2×7
11	设计冷却水温度	℃	21
	汽轮机总内效率	%	91.95(包括压损)
12	高压缸效率	%	86.17
	中压缸效率	%	92.60
	低压缸效率	%	92.75
13	启动方式		中压缸启动
14	变压运行负荷范围	%	30%~90%
15	最高允许背压值	MPa(a)	<0.0253
	最高允许排汽温度	℃	121
16	给水回热级数（高加+除氧+低加）	级	3+1+4
17	保证热耗(THA,600MW 纯凝)	kJ/kWh	7604

渐稳定，其后又逐步下降至正常。跟据振动特性分析，振动增大是由于发生了内部碰摩，一段时间后，摩擦消除振动恢复。目前#6/#7 振动正常。

8 月 12 日，发生振动异常后，运行人员即发现五段抽汽压力降低，调历史曲线看，降低过程呈两段。其后，在同等负荷下，发现机组调节级、一抽、二抽压力上升，进汽流量上升，但各压力基本稳定。至 8 月底，在机组中压供汽 100t/h 的状态下，统计煤耗约 310g/kWh，远远高于之前的 300 g/kWh 左右。同时，最新的试验报告初步结果表明：

供热工况：B 修前（2012.03）/后（2012.07），热耗降低 70~80kJ/kWh；

纯凝工况：B 修前（2011.12）/后（2012.08），热耗上升 70kJ/kWh 以上。

3.2 数据分析

为了分析#1 机组的状况，尤其是振动异常前后的性能变化情况，应选取负荷相当，时间仅可能接近的稳定工况下的数据，进行相关数据指标的计算和比较。按照此原则，确定了 8 月 10 日和 8 月 14 日 480MW 两个工况，从 PI 系统采集了大量 DCS 数据，进行计算分析。由于全部采用 PI 数据，前后可比性强。对部分点的数据，因 DCS 测点位置的差异，对照考核试验测量值进行了修正。

3.2.1 热力性能的变化

振动异常前后热力性能比较见表 2。

表 2 #1 机振动异常前后热力性能比较

项目	THA 工况	振动前 0810	振动后 0814	变化
负荷/MW	600.022	480.186	479.957	-0.23
主汽压/MPa	24.2	20.071	20.075	0.004
主汽温/℃	538	538.312	539.990	1.68
主蒸汽流量/(t/h)	1749.3	1444.662	1497.447	52.78
过减水流量/(t/h)	0	40.665	84.996	44.33
省煤器入口流量/(t/h)	1749.3	1403.997	1412.451	8.45
调节级压力/MPa		14.046	14.653	0.61
调节级温度/℃		485.082	489.033	3.95
一抽压力/MPa	6.550	5.534	5.722	0.19
一抽温度/℃	349.50	359.119	362.871	3.75
高排压力/MPa	4.524	3.780	3.872	0.09
高排温度/℃	297	305.733	308.079	2.35
二抽压力/MPa	4.388	3.715	3.806	0.09
二抽温度/℃	297.00	305.240	307.482	2.24
高压缸效率/%	86.16	83.27	84.34	1.06
再热汽压/MPa	4.07	3.558	3.647	0.09
再热汽温/℃	566.00	564.872	561.824	-3.05
三抽压力/MPa	2.153	1.831	1.858	0.03
三抽温度/℃	472.10	454.049	451.486	-2.56
四抽压力/MPa	1.125	0.9571	0.9387	-0.02
四抽温度/℃	372.2	365.30	359.39	-5.91
中压缸效率/%	92.56	93.92	92.73	-1.19
再减水流量/(t/h)	0	27.592	17.643	-9.95
五抽压力/MPa	0.374	0.355	0.288	-0.07
五抽温度/℃	238.1	269.83	250.56	-19.27
六抽压力/MPa	0.201	0.2006	0.1829	-0.02
六抽温度/℃	171.3	195.399	179.653	-15.75
排汽压力/kPa	4.9	7.393	7.010	-0.38
低压缸排汽温度/℃	32.52	38.39	38.23	-0.16
试验热耗/(kJ/kWh)	7604.10	8276.51	8398.62	122.10

注：振动前为纯凝工况，振动后有少量四段对外供汽（10.5t/h）。

从表 2 看出，同样的 480MW 负荷，进汽参数相当，排汽压力在机组振动后偏低 0.38kPa 下，主蒸汽流量增加了 52.8t/h，热耗增加了 122kJ/kWh。机组性能的下降非常明显。各监视段参数看，调节级压力、一抽压力、二抽压力、和三抽压力均显著升高，四抽、五抽和六抽压力降低，其中五抽压力降低幅度最大，达到 18.9%。六抽也达到-8.82%，

四抽较小为-1.92%。

两个工况，机组高压缸效率上升了 1.06%，这主要是同样负荷下，因为蒸汽流量的增加导致调门开度增大，使得压损减小，高压缸效率提高。而且东方汽轮机厂的复合配汽方式，调门开度较小，对高压缸效率的影响很大。中压缸效率由 93.92%降至 92.73%。四抽压力由 0.9571MPa 降至 0.9387MPa 降幅为 1.91%。但从分级组效率看，中压进口至三抽的效率下降较大为 1.66%，而三抽至高排（四抽）的级组效率仅下降 0.77%。而中压缸效率，尤其是前段级组的效率，与高中压缸之间的汽封漏汽程度有很大关系，是影响中压缸效率的重要因素。抽汽量增大会使测试效率偏高。因此，在无法确定此汽封漏汽状况的情况下，无法对影响中压缸效率的因素进行深入分析。对低压缸级组，由于影响因素众多，如内部漏汽、低压力、湿蒸汽等，低压抽汽参数测量的不确定较大，算出的级组偏差过大，不能说明问题。

3.2.2 #5/#6 低压加热器情况

与五抽、六抽对应的加热器，随着抽汽压力的变化，运行状态也发生了变化，主要参数见表 3。

表 3 #5/#6 低压加热器振动情况

项目	THA 工况	振动前 0810	振动后 0814	变化
负荷/MW	600.022	480.186	479.957	-0.23
主蒸汽流量/(t/h)	1749.3	1444.662	1497.447	52.78
凝结水流量(DCS)/(t/h)	1313.222	1138.63	1154.52	15.89
#5 低加出水温度/℃	136.6	133.30	126.14	7.16
#5 低加进水温度/℃	115.0	112.71	109.79	
#5 低加疏水温度/℃	120.6	114.52	111.52	
#5 低加疏水流量/℃	49.559	39.37	31.94	
#5 低加进汽压力/MPa	0.374	0.355	0.288	-0.067
#5 低加进汽温度/℃	238.10	269.83	250.56	
#5 低加进汽焓/(kJ/kg)	2941	3006.59	2969.49	
#5 低加进汽流量/(t/h)	49.559	39.37	31.94	-7.432
#5 低加温升/℃	21.60	20.59	16.35	-4.24
#5 低加给水端差/℃	2.8	6.06	5.97	
#5 低加疏水端差/℃	5.6	1.80	1.73	
#6 低加出水温度/℃	116	112.864	110.394	2.470
#6 低加进水温度/℃	96.3	93.78	91.57	2.209
#6 低加疏水温度/℃	101.9	99.072	96.195	
#6 低加疏水流量/(t/h)	90.333	73.31	66.58	
#6 低加进汽压力/MPa	0.201	0.2006	0.1829	-0.018
#6 低加进汽温度/℃	171.30	195.399	179.653	
#6 低加进汽焓/(kJ/kg)	2812.6	2861.48	2830.66	
#6 低加进汽流量/(t/h)	40.744	33.939	34.639	0.699
#6 低加温升/℃	19.7	19.08	18.82	-0.26
#6 低加给水端差/℃	2.8	7.44	7.01	
#6 低加疏水端差/℃	5.6	5.29	4.62	

从两加热器参数看，#5 低加温升明显不足，振动后温升偏低 4.24℃，使得凝水出水温度偏低 7.16℃。但该低加的给水端差和疏水端差均正常，振动前后基本没有变化。因此，温升不足主要是抽

汽压力降低，抽汽焓减小，抽汽流量降低所致。#6 低加，温升、抽汽量、端差变化均正常，抽汽压力虽然降低了但未对加热器温升带来明显影响。

3.2.3 抽汽参数与设计值的比较及分析
抽汽参数与设计值的比较及分析，见表 4。

表 4 抽汽参数与设计值的比较及分析								
项目	VWO	TMCr	THA	75%	50%	40%	8.10 振动前	8.14 振动后
负荷	662.344	635.616	600.022	450.011	300.618	240.005	480.186	479.957
主汽流量	1965	1871.3	1749.3	1260	828.1	678.569	1444.662	1497.447
再热汽流量	1597.813	1527.017	1434.17	1055.3	711.142	587.67	1252.992	1285.115
主汽压力	24.2	24.2	24.2	20.2	13.53	11.24	20.071	20.075
再热压力	4.525	4.329	4.071	3.016	2.044	1.668	3.558	3.647
一抽压力	7.555	7.207	6.753	4.972	3.38	2.778	5.534	5.722
二抽压力	5.028	4.81	4.524	3.351	2.271	1.853	3.715	3.806
三抽压力	2.462	2.357	2.22	1.658	1.132	0.926	1.831	1.858
四抽压力	1.246	1.194	1.125	0.859	0.597	0.491	0.957	0.939
五抽压力	0.431	0.396	0.374	0.287	0.2	0.165	0.355	0.288
六抽压力	0.222	0.213	0.201	0.154	0.108	0.089	0.201	0.183
七抽压力	0.115	0.11	0.104	0.079	0.054	0.045		241.66
八抽压力	0.051	0.049	0.046	0.036	0.025	0.021		2951.42
排汽压力	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	7.393	7.010
排汽流量	1097.551	1054.608	998.105	776.591	551.714	466.214		
主汽温	538	538	538	538	538	538	538.31	539.99
再热汽温	566	566	566	566	566	566	564.87	561.82
一抽温度	362.1	356.7	349.5	337.3	348.1	349.4	359.12	362.87
二抽温度	307.6	303.1	297	286.8	296.7	297.2	305.24	307.48
三抽温度	471.6	471.8	472.1	473.7	475.6	452.2	454.05	451.49
四抽温度	371.3	371.6	372.2	376.9	381.3	361.3	365.30	359.39
五抽温度	237.1	237.5	238.1	242.8	247.2	230.7	242.83	240.56
六抽温度	170.4	170.7	171.3	175.5	179.5	165.1	195.40	179.65
七抽温度	108	108.2	108.5	111.3	113.5	101.9		
八抽温度	81.8	80.8	79.4	73.4	65.4	61.5	6.16	

表 4 显示了各抽汽压力随蒸汽流量的变化。
设计数据与振动前后的变化见图 1、图 2。图 1 显示了一抽、二抽和三抽压力随蒸汽流量的变化关系，图 2 显示了四抽、五抽和六抽压力随蒸汽流量的变化关系。

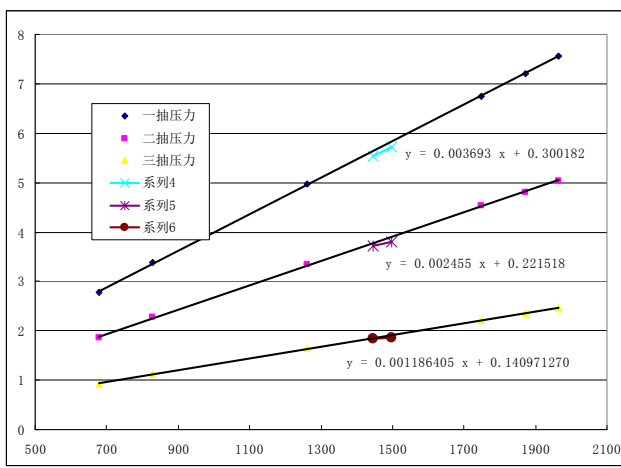


图 1 一抽、二抽和三抽压力随蒸汽流量的变化关系

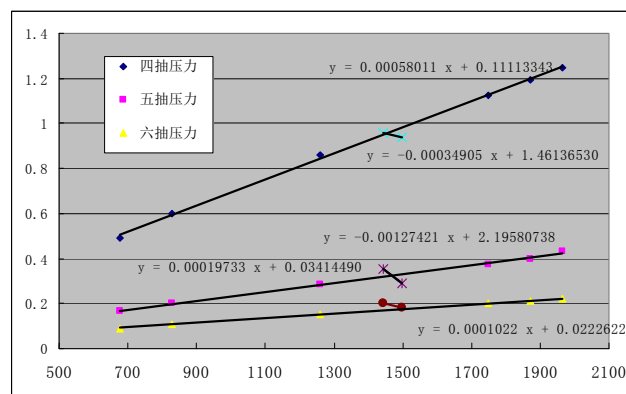


图 2 四抽、五抽和六抽压力随蒸汽流量的变化关系。

从图中可以看出，一抽、二抽和三抽压力随蒸汽流量的变化基本与设计数据一致，变化趋势和斜率与设计数据相同。但是，四抽、五抽和六抽压力随蒸汽流量明显变小。变化趋势并不与设计值趋势线平行，而是有明显的相交。由此可以看出，这几级抽汽参数有明显异常。

3.2.4 蒸汽膨胀线的分析

在各抽汽压力变化的同时，抽汽温度也有较大变动，尤其是五抽和六抽，温度降低明显。为考察

抽汽参数状态的变化,将其绘制成膨胀线进行分析,如下图所示。为便于和设计值比较,选取了与试验工况最接近的 75%设计工况数据,绘制在同一张图上,见图 3。

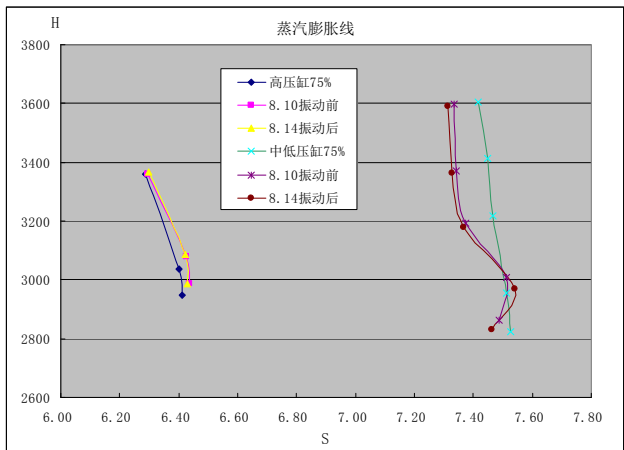


图 3 蒸汽膨胀线

具体数据见表 5。

表 5 蒸汽膨胀线数据

项目	75%设计参数		振动前		振动后	
	H / (kJ/kg)	S	H / (kJ/kg)	S	H / (kJ/kg)	S
主汽	3358.07	6.2883	3360.526	6.2939	3365.54	6.3000
一抽	3035.73	6.3994	3080.77	6.4276	3086.45	6.4227
高排	2947.77	6.4125	2985.498	6.4359	2988.64	6.4312
再热汽	3605.59	7.4175	3598.211	7.3338	3590.48	7.3135
三抽	3414.27	7.4479	3369.141	7.3415	3363.19	7.3267
四抽	3217.75	7.4655	3191.449	7.3755	3179.27	7.3651
五抽	2953.76	7.5110	3006.593	7.5137	2969.49	7.5401
六抽	2823.97	7.5259	2861.481	7.4871	2830.66	7.4623

从低压缸膨胀线看,振动前五抽参数就不正常。压力偏高,温度偏高更大(27℃以上)。导致偏离了正常的膨胀线。很明显就是存在缸内漏汽,使得抽汽温度升高,测量的数据偏离膨胀线。六抽温度也偏高,但幅度较小(小于 20℃)。振动异常后,五抽压力显著下降,气温降低了,熵较异常前显著增大。主要原因就是压力降低较大。由此可见,最大的可能就是五抽管道存在严重泄漏。

至于四抽压力的降低,直接原因可能是四段抽汽量增大。四抽抽汽包括:小机用汽,除氧器用汽,和对外供汽。小机用汽量,由于给水流量增大到 50t/h 看,可推算小机汽量应增大。除氧器用汽,凝水进水温度(5#低加出水)降低了 7.16℃,降低的原因是五抽压力降低。出水温度(3#高加进水)仅降低 0.4℃。凝结水流量增加了 16 t/h,以上因素均使得除氧器流量增加。再加上振动异常后工况,增加了额外的 10 t/h 厂内供汽。因此整体看,四抽抽汽流量应有较大的上升,将会导致四抽压力的降低。

3.2.5 机组振动分析

机组振动分析见图 4。

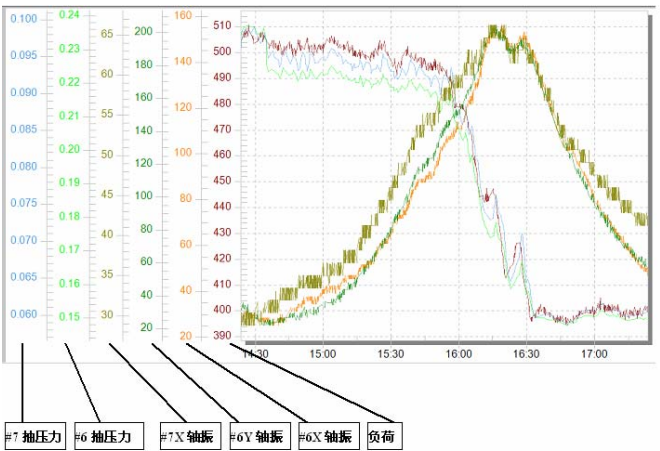


图 4 机组振动分析

由以上图形得出:五、六抽管道开始出现泄漏,又因为五、六抽管道布置在凝器内部,所以导致五、六抽流量增大,蒸汽流速变大,低压缸通流部位温度慢慢升高并膨胀,最终使得汽轮机动静部位发生摩擦,引起转子振动。

4 结论推断

(1) 从以上各因素的影响综合分析,即#1 机性能已显著下降,振动前#1 机五抽温度显著偏高,抽汽点参数偏离膨胀线,分析主要原因是缸内存在较大的漏汽,使得抽汽温度升高。振动异常后,五抽压力显著降低,六抽也有降低,且温度也明显下降。从现象上看,最大的可能是位于低压缸内部的五抽、六抽管道出现严重泄漏现象。

(2) 转子的振动原因是五、六抽管道出现严重泄漏而造成汽轮机通流部位受热不均、动静摩擦。泄漏量保持恒定后,温度就对应不变,动静摩擦完后,汽轮机振动也就恢复到以前正常状态下。

5 处理方案

鉴于#1 机组热耗突然增大,机组性能极差状况,经讨论,#1 机组小修计划由 2013 年 5 月份提前到 2 月 18 日进行,重点解决机组性能差缺陷。

5.1 查找原因

机组停机、冷却后,打开低压缸人空门,对各抽汽管道进行检查,发现 B 低压缸五抽管道上一只膨胀节爆裂,抽汽直通凝汽器内,还有六抽管道上一只膨胀节部分脱落,与以上结论推断基本相符,

具体见图 5、图 6。



图 5 五抽膨胀节爆裂图



图 6 六抽膨胀部分破裂图

5.2 处理情况

经过对破裂膨胀节检测分析，出现膨胀节爆裂原因为制造厂家未按设计图纸进行选材，存在偷工减料现象。为了慎重起见，将#1 汽轮机内部同一厂家生产的 20 只膨胀节进行全部更换，经汽轮机热耗性能试验后，机组恢复到以前正常水平。

6 结束语

针对南热#1 汽轮机组振动异常、热耗突然增大，机组性能严重下降等情况，汽机专业技术人员群策群力，并会同江苏省方天调试所专家共同分析、研究，及时给予停机处理，消除了汽轮机重大缺陷，这说明，对待机组设备出现的各种各样问题，只要领导重视，专业技术人员认真思考、科学分析，协同攻关，都能得到一个满意的结果。

作者简介：

李剑如（1966-），男，江苏溧水人，工程师，主要从事汽轮机技术管理工作，E-mail: ljr17909@126.com;

卢承斌（1971-），男，江苏镇江人，高级工程师，主要从事汽轮机技术管理工作。