

某厂 600 MW 超临界机组真空下降诊断分析

卢承斌

(江苏方天电力技术有限公司,江苏南京 211102)

摘要:针对某厂3台600 MW机组真空下降的问题,通过现场查看,以及对运行历史数据的计算分析,发现凝汽器水阻异常增大,诊断出可能原因,经检查和相关措施,有效改善了真空。进一步分析认为,换热管内泥沙及杂质的沉积,与循泵双速改造后的低速运行有关,应引起类似机组的重视。

关键词:真空系统;凝汽器;诊断分析

中图分类号:TK264.1⁺¹

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2012)02-0070-04

汽轮机系统中,凝汽器真空是对效率影响最大的因素,也是机组实际运行中最易偏离设计值的参数,常常是技术人员需要诊断分析和运行优化的内容。影响真空的因素众多,牵涉到多个分系统的运行状况,同时各因素间又互相牵联,使得问题的原因更加复杂,给分析人员带来较大的困难。

某厂1号、2号、3号汽轮机系东方汽轮机厂引进日立技术生产制造的超临界600 MW凝汽式汽轮机,型号为CLN600-24.2/538/566,2005年陆续投运。2011年以来,尤其是进入夏季后,全厂3台机组的真空,相比去年同期有明显下降。与循环水取水位置相近沿江电厂的同类型机组相比,在同等负荷下,真空偏低超过1 kPa。在气温较高的条件下,机组已无法带高负荷,对满足电网的负荷要求以及机组的经济性带来显著影响。

1 主要设备概况

主机额定技术参数:发电机功率600 MW,主蒸汽压力24.2 MPa,主蒸汽温度538 °C,再热蒸汽温度566 °C,凝汽器压力4.9(4.4/5.4) kPa。

凝汽器技术参数:型号N-38000型,VWO工况设计循环倍率63,循环水温升不超过10 °C,设计水温20 °C。凝汽器设计端差4.78 °C,循环水流量66 024 m³/h,管子总水阻71 kPa。循环水系统设有反冲洗管路,运行中可通过反冲洗管进行半侧冲洗。凝汽器管束材料为TP317L的不锈钢管,总有效冷却面积不小于38 000 m²。凝汽器冷却管总数量36 976根,具有5%以上的堵管冗余量,而不影响机组带负荷能力。

抽真空系统配置3台纳西姆真空泵厂生产的2BE1-353-0型水环式真空泵,正常运行工况下二运一备。其中2号/3号机增加了大气喷射器。每台机组配置2台循环水泵,是长沙水泵厂生产的

80LKXA-19.5型混流泵。水泵铭牌工况点(夏季工况,2台泵并列运行),单台泵流量10 m³/s,扬程19.50 m,效率≥87%,轴功率2 154 kW,转速370 r/min。夏季循环水用水量为凝汽器冷却水量69 048 t/h,闭冷器冷却水量2 500 t/h,净化除灰用水量452 t/h,合计循环水量72 000 t/h(2台泵)。

2 真空循环水系统现状

3台机组凝汽器真空严密性均良好(<200 Pa/min),有的达到了优秀水平。机组水环真空泵,采用管壳式冷却器,冷却水为开式循环水。由于是单级泵,为改善抗汽蚀性能提高水温适应性,2010年5月和2011年3月,分别在3号机和2号机3台真空泵入口增加了大气喷射器。为优化循泵运行方式降低电耗,2010年11月至12月,每台机组各一台泵进行了双速改造,增加了330 r/min的低速档。此后,在春夏季经常采用低速泵组合运行。

为分析机组真空下降的原因,查找相关系统的问题,现场对机组的循环水系统、抽气系统及凝汽器运行进行了查看。同时利用DCS数据库,针对不同的负荷段,选取各个典型工况,采集了今夏与去年同期的真空系统相关运行参数,进行整理计算和比较分析。

3 数据分析

3.1 分析工况

本次所取数据,全部采用机组DCS测点,选取3台机组负荷稳定的时间段,尽可能时间相近,其分析工况如表1所示。

3.2 结果数据

各工况数据,经整理计算后得到3台机组真空循环水系统的参数指标,如表2—4所示。经检查,该厂的两个大气压力测点与实际偏差较大,尤其是去年的数据。对凝汽器绝对压力、端差的计算有较大影

表 1 1号/2号/3号机分析工况

负荷 /MW	机组	日期	时间
450	1号/2号/3号机	2011-07-03	07:20~08:10
600	1号/2号/3号机	2011-07-02	21:20~22:20
550	1号/2号/3号机	2011-07-05	18:00~19:00
500	1号/2号/3号机	2011-07-19	14:50~15:30
450	1号/2号/3号机	2010-07-07	04:42~05:02
600	1号/2号/3号机	2010-07-02	12:28~13:14
550	1号/2号/3号机	2010-07-03	10:35~10:55
500	1号/2号/3号机	2010-07-01	18:20~18:50

响,相关结果仅作参考。分析时以排汽温度和凝汽器真空为准。

3.3 指标参数分析

(1) 凝汽器真空明显降低。3台机组各负荷下真空同比显著降低,其1号机(见表2)在水温相当,2台循泵运行时,各负荷下真空降低1~2 kPa,排汽温度均升高1.7~2.9℃;2号机(见表3)在类似情况下,真空降低0.8~1.4 kPa,排汽温度平均升高1.6~3.1℃;3号机(见表4)今年循泵有两个工况是一高一低运行,一个工况是单高速运行,而去年同期则全部是双高速运行。在同样双高速运行的550 MW工况,真空降低1.5 kPa,排汽温度平均升高3℃。

(2) 循环水温升增大。虽然绝大部分工况循泵的运行方式相同,但循环水温升却有较大差别。1号

表 2 1号机各负荷工况参数比较

1号机	450 MW		600 MW		550 MW		500 MW	
时间	2011-07-03	2010-07-07	2011-07-02	2010-07-02	2011-07-05	2010-07-03	2011-07-19	2010-07-01
发电机功率 /MW	449.54	449.18	607.79	599.15	552.09	556.16	497.15	510.88
HP 凝汽器真空 /kPa	-92.26	-94.11	-89.54	-91.72	-91.46	-92.38	-91.43	-93.00
LP 凝汽器真空 /kPa	-93.52	-95.08	-92.67	-93.59	-93.03	-94.09	-92.83	-94.37
循环水进水温度 /℃	27.39	27.55	27.54	27.36	27.89	27.20	28.19	26.95
循环水出水温度 /℃	35.77	34.49	38.81	36.81	37.06	35.95	36.99	35.01
低压凝器出水温度 /℃	31.58	31.02	33.18	32.09	32.48	31.57	32.59	30.98
循环水温升 /℃	8.38	6.94	11.27	9.46	9.18	8.75	8.80	8.06
HP 凝汽器端差 /kPa	6.40	3.77	8.68	6.32	6.55	5.93	6.35	5.11
LP 凝汽器端差 /kPa	7.48	4.38	7.77	6.49	7.46	5.91	7.45	5.37
A 凝汽器排汽温度 /℃	40.85	37.12	46.26	41.62	42.48	40.16	41.53	38.97
B 凝汽器排汽温度 /℃	37.44	35.22	39.72	38.52	38.82	37.63	38.10	36.67
凝结水温度 /℃	41.69	38.05	46.955	42.415	43.480	41.169	42.445	40.015
凝汽器进水压力 /MPa	0.117 7	0.107 2	0.125 3	0.121 2	0.139 2	0.125 2	0.134 4	0.134 0
凝汽器出水压力 /MPa	-0.000 4	0.012 0	0.000 5	-0.001 2	-0.000 4	-0.000 8	0.000 5	0.001 9
凝汽器水阻 /kPa	118.11	95.23	124.75	122.44	139.60	125.94	133.89	132.16

表 3 2号机各负荷工况参数比较

2号机	450 MW		600 MW		550 MW		500 MW	
时间	2011-07-03	2010-07-07	2011-07-02	2010-07-02	2011-07-05	2010-07-03	2011-07-19	2010-07-01
发电机功率 /MW	451.14	449.68	606.06	599.50	553.16	558.73	500.19	510.73
HP 凝汽器真空 /kPa	-92.14	-93.52	-89.67	-91.74	-91.22	-92.36	-91.03	-92.81
LP 凝汽器真空 /kPa	-93.87	-94.36	-92.66	-93.25	-93.18	-93.66	-92.84	-93.85
循环水进水温度 /℃	26.33	26.47	26.40	26.26	26.81	26.08	27.05	25.89
循环水出水温度 /℃	34.25	33.10	37.18	34.99	35.64	34.11	35.46	33.22
低压凝器出水温度 /℃	30.29	29.79	31.79	30.63	31.23	30.10	31.26	29.56
循环水温升 /℃	7.93	6.63	10.77	8.73	8.83	8.02	8.41	7.34
HP 凝汽器端差 /kPa	8.17	6.73	10.08	8.11	8.48	7.81	8.72	7.37
LP 凝汽器端差 /kPa	7.82	7.78	9.19	8.84	8.33	8.57	8.76	8.32
A 凝汽器排汽温度 /℃	40.84	38.55	45.90	41.46	43.01	40.30	42.24	38.90
B 凝汽器排汽温度 /℃	35.87	35.09	39.08	37.21	37.78	36.31	37.25	35.51
凝结水温度 /℃	41.69	38.96	46.47	41.84	43.71	40.63	42.91	39.56
凝汽器进水压力 /MPa	0.114 4	0.036 8	0.120 9	0.036 8	0.133 8	0.038 3	0.129 3	0.043 0
凝汽器出水压力 /MPa	-0.003 2	-0.003 5	-0.003 1	-0.003 3	-0.001 2	-0.002 9	-0.001 6	-0.000 6
凝汽器水阻 /kPa	117.67	106.82	124.01	106.62	135.09	109.20	130.94	116.39

表4 3号机各负荷工况参数比较

3号机	450 MW		600 MW		550 MW		500 MW	
时间	2011-07-03 ^①	2010-07-07	2011-07-02 ^②	2010-07-02	2011-07-05	2010-07-03	2011-07-19 ^②	2010-07-01
发电机功率 /MW	449.73	451.07	610.25	601.29	554.05	558.94	498.68	511.44
HP 凝汽器真空 /kPa	-92.01	-94.15	-89.60	-92.78	-91.26	-93.24	-91.05	-93.63
LP 凝汽器真空 /kPa	-93.76	-94.94	-92.31	-93.95	-93.25	-94.36	-92.89	-94.55
循环水进水温度 /°C	27.14	24.25	27.19	27.07	27.60	26.85	27.88	36.65
循环水出水温度 /°C	34.94	33.13	38.08	34.91	36.18	34.05	35.89	33.26
低压凝器出水温度 /°C	31.04	30.19	32.64	30.99	31.89	30.45	31.88	29.95
循环水温升 /°C	7.80	5.88	10.89	7.84	8.58	7.20	8.01	6.61
HP 凝汽器端差 /kPa	7.78	5.02	9.32	5.76	7.86	5.71	8.25	5.21
LP 凝汽器端差 /kPa	7.36	5.64	9.18	6.59	7.48	6.25	8.01	5.85
A 凝汽器排汽温度 /°C	36.18	33.13	39.93	35.70	37.73	34.73	37.18	33.83
B 凝汽器排汽温度 /°C	36.24	33.86	40.03	36.04	38.06	35.06	37.28	34.27
凝结水温度 /°C	39.76	37.25	44.80	39.85	41.66	38.80	40.82	37.74
凝汽器进水压力 /MPa	0.104 2	0.072 2	1.107 8	0.070 4	0.115 2	0.074 6	0.112 4	0.083 4
凝汽器出水压力 /MPa	-0.001 1	0.004 4	-0.001 5	0.004 7	0.004 5	0.006 9	0.004 4	0.013 5
凝汽器水阻 /kPa	105.28	67.78	109.25	65.70	110.72	67.69	107.99	69.93

注:①该工况循泵单高速运行;②该工况循泵高低速运行;除①②工况外,均为双高速运行。

机在负荷几乎相同的 450 MW 工况,温升偏高 1.44 °C。在负荷偏高 8 MW 的 600 MW 工况,温升偏高 1.8 °C;在其他两工况负荷均偏低,温升却仍偏高 0.4 °C 和 0.7 °C。2 号机各工况情况相似,温升偏高达 0.8 ~ 2.0 °C。3 号机,在循泵运行方式相同的 550 MW 工况,负荷偏低 4 MW,温升却偏高 1.38 °C。对比各工况排汽温度的变化,可以判断循环水温升高是凝汽器真空降低的一个重要原因。

循环水温升增大可能有两方面原因,一是循泵流量的下降,二是凝汽器热负荷的增加。循泵流量下降,可能是循泵本身性能的变差,也可能是循环水系统阻力特性发生变化,使得循泵工作点偏移,造成运行流量下降^[1]。而在同样电负荷下凝汽器热负荷的增加,可能是系统内漏增大。也可能是汽轮机效率下降,导致进汽量增加。

(3) 各工况凝汽器水阻均有增大,见表 1—3。其中 1 号机 450 MW 工况增大 22.9 kPa,增幅 24%;560 MW 工况偏大 13.7 kPa,增幅 10.8%;600 MW 和 500 MW 工况增大为 2.3 kPa 和 1.8 kPa。2 号机,各工况水阻偏大在 10.8~25.9 kPa,增幅 10%~24%。3 号机情况更为显著,在循泵运行方式相同的 550 MW 工况,凝汽器水阻偏大 43 kPa,增加 63.6%。其他三个工况,两个循泵高低速和一个单高速运行工况,较去年双高速运行水阻却增大 37~43 kPa,增幅达 55%~66%。

(4) 泵出口压力和扬程。据运行人员反映泵出口压力有显著增高。电厂邀请了水泵厂专家前来分析,发现以当前泵出口压力估算,扬程偏高,流量将

减小。电厂有意对泵进行改造,以增加流量。泵厂专家表示,在如此高扬程下增加流量,可能需同步增加电机容量。分析认为,虽然泵目前的运行扬程偏高,造成了流量偏小,但正常系统并不需要如此高的扬程,如果导致系统阻力增加的因素消除,流量就会增加。因此,需要对循环水管路进行检查,同时对泵进行性能试验,以验证循环水泵性能是否正常。

(5) 凝汽器端差。从表 2—4 看出,凝汽器端差也有明显增加。在各影响因素中,3 台机组真空严密性一直较好,达到或接近优秀水平,不是主要原因。其次,循环水流量的减小也会使端差增加。第三,凝汽器水侧换热性能不佳是另一个不容忽视的因素。现场检查发现,在循泵入口旋转滤网处,有大量的贝壳积聚。其中大于滤网通径的贝类,每天有数车。而一些稍小的贝壳,则进入到循环水系统。如果在换热管内吸附积聚,则会影响换热性能,同时也会增大流动阻力。

(6) 真空泵运行。现场检查各真空泵的运行数据如表 5 所示。

表5 真空泵运行状况

真空泵	工作水出口温度 /°C	工作水入口温度 /°C	冷却水进口温度 /°C	入口真空 /MPa
1C	38.0	34.0	现场无表计	-0.100
1A	40.0	37.0	现场无表计	-0.093
2B	40.0	34.0	27.0	-0.100
2A	39.0	34.5	27.5	-0.100
3B	39.0	32.0	现场无表计	-0.098
3A	39.0	32.5	现场无表计	-0.100

从表 5 看出,真空泵的工作水温普遍较高,在

循环水温度 27 °C 时,已达到 32 °C 以上,最高为 37 °C。在此水温下,真空泵的性能和入口真空必然会受到影 响。其中,1C 和 1A 真空泵工作水温降偏低。如冷却水进口温度均按 27 °C 计算,冷却器的端差(工作水入口温度—冷却水温)达到 7 °C 和 10 °C。3B 和 3A 泵情况稍好,温降约 7 °C,端差 5 °C。整体看,真空泵端差偏高,温降偏小。

4 分析结论和建议

4.1 结论

(1) 机组真空下降的重要原因是循环水流量减少。直接表现是循环水温升偏高。从现场情况看,2 号机高旁和 3 号高加危急疏水、1 号机低旁存在内漏,但这些内漏均不大。全厂 3 台机组系统内漏情况较去年并没有显著的增加,同时也未发现各汽轮机性能有明显的下降,因此可以排除凝汽器热负荷增加的原因。

(2) 循环水流量减少的重要原因是凝汽器水阻增大。表 2—4 中各工况的循环水进、出水门均全开,不存阀门节流造成的流动阻力。因此整个系统阻力增大最主要的原因就是凝汽器水阻增大。该水阻不仅比去年显著增加,绝对值也远超过设计值。流量减小的另一个可能原因是泵性能下降,但要明确诊断需进行专项的性能试验。

(3) 凝汽器端差增大也是真空下降的另一个原因。虽然凝汽器端差仅供参考,但真空及排汽温度数据显示,凝汽器水侧换热效果不佳。本厂的循环水含沙量较大,目前水中的微生物及其它杂质偏多,会影响换热效果。

(4) 真空抽气系统中,真空泵工作水温偏高,影响了抽吸压力,也是夏季影响真空的一个因素。其中工作水冷却器端差较大,表明换热管脏污或冷却流量偏低^[1]。

4.2 建议

(1) 对凝汽器水室、全部换热管内部、循环水管路中阀门滤网进行仔细检查。认真清洗滤网和换热

管。采取有效措施,减少循环水中的贝类等生物,及时投用清理旋转滤网,有效提高循环水水质。

(2) 进行热力系统检查消缺,消除系统内漏,尽可能减少排入凝汽器的热负荷。

(3) 对真空泵冷却器逐个检查清洗,降低工作水温。加强监视真空泵工作参数,如有异常及时切换。长远计划应实施工作水降温改造。

(4) 进行真空循环水系统试验,分析循环水泵的性能及其他影响因素。

5 措施和结果

经初步诊断后,电厂利用 2 号机停机的机会,对凝汽器水室进行了检查。发现凝汽器上部换热管有近半管的泥沙和杂质沉积,通流面积严重减小。后来利用反冲洗系统,进行了长时间(8 h)反冲洗,再次停水检查发现管内已恢复正常,凝汽器水阻和温升也明显降低。而检查前,采用规程规定的冲洗时间 2 h 甚至 4 h,均无太大效果。此外,又清洗了真空泵冷却器,处理一些系统漏点。通过上述措施,2 号机真空提高了 1 kPa。其他机组通过相同措施,真空也有了显著改善。

6 结束语

凝汽器真空下降是影响机组性能最主要因素,也是最常见的问题。通过对 3 台 600 MW 机组真空系统的现场检查,对运行历史数据的计算分析,提出重要原因是凝汽器水阻异常增大导致的循环水流量减少。经检查并处理,真空得到有效改善。进一步分析认为,换热管内泥沙及杂质的沉积,与循泵双速改造后的低速运行有关,低速时流速减小约 11%,应引起类似机组的重视。

参考文献:

[1] 郭立君. 泵与风机[M]. 北京:中国电力出版社,2004.

作者简介:

卢承斌(1971),男,江苏镇江人,高级工程师,从事汽轮机技术监督和节能相关工作。

Analysis on Vacuum Degradation of 600 MW Supercritical Power Plant

LU Cheng-bin

(Jiangsu Fangtian Electric Power Technology Co.Ltd., Nanjing 211102, China)

Abstract: In order to identify the root reason for the vacuum degradation issues occurred in three 600 MW power plants, field inspection as well as calculation analysis on past operation data has been carried out in this paper. It's concluded that the observed abnormal increment of flow resistance in the condenser may be the main reason. After the implementation of associated measures, the vacuum has been significantly improved. Further, the low speed operation of the circulating pump is considered to have effect on the deposition of the sediment and impurity. The similar plants should pay special attention to this matter.

Key words: vacuum system; condenser; failure analysis