循环水泵电机双速改造可行性分析及实施

叶建青

(张家港华兴电力有限公司, 张家港 215627)

摘要:针对节约循环水泵电耗,提出电机双速改造的方案,并进行了可行性分析。分析表明,在冬春等低温季节可采用低速运行循环水泵,节电效果明显。介绍了改造的实施过程及收益。

关键词:燃气-蒸汽联合循环;循环水泵;节能;双速电机

中图分类号: TM621.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-086X(2010)05-0361-03

Feasibility Analysis and Execution of Double Speed Retrofit for Motor of Circulating Water Pump

YE Jian-qing

(Zhangjiagang Huaxing Electric Power Co., Ltd., Zhangjiagang 215627, China)

Abstract: In view of saving the power consumption of circulating water pump, the scheme of double speed retrofit for motor is put toward and the feasibility is analyzed. The analysis indicates the circulating water pump operated with low speed may be used in the low temperature seasons of winter and spring etc., the effect of saving electric power is evident. The text introduces the execution process and benefit of retrofit.

Keywords: gas-steam combined cycle; circulating water pump; saving power; motor with double speed

燃气-蒸汽联合循环机组因其环保、能效高、调峰能力强等特点越来越受到各国政府和电力企业的欢迎。随着国际和国内燃气价格的不断上升,如何进一步降低燃气轮机电厂的运营成本,降低厂用电率是电厂节能优化工作的一项重要工作,必须千方百计地降低辅机能耗来适应电力市场激烈竞争的需要。

1 循环水系统简介

张家港华兴电力有限公司现有 2 台美国 GE 公司生产的 S109FA 单轴燃气-蒸汽联合循环发电机组,配套汽轮机为 GE 公司生产的 D10 三压、单轴、无抽汽、双缸、双排汽凝汽冲动式汽轮机。

机组采用闭式循环水系统,它由补给水泵、反应沉淀池、冷却水塔、前池、启闭器、钢闸门、平板滤网、循环水泵、凝汽器和相关管道及阀门等设备组成。每台机组配置 2 台循环水泵(以下简称循泵),运行方式为冬春等低温季节一台运行,

一台备用;夏季等高温季节采用 2 台循泵并列运行的方式。另外,循环水系统还向开式水系统、工业水系统提供水源。

循泵及其电机参数见表 1。

表 1 循泵及电机参数

项目	数值	项目	数值
水泵型式	立式、固定叶	电机型号	YL900-14
流量/(t·h ⁻¹)	16 632	额定电压/kV	6
转速/(r·min ⁻¹)	424	额定功率/kW	900
汽蚀余量/m	6.0	额定电流/A	129
设计扬程/m	19.16	绝缘等级	F 级
水泵类型	混流泵	功率因素	0.712

2 循泵电机双速改造的可行性分析

2.1 改造的必要性

由于燃气-蒸汽联合循环机组的辅机设备较少,循泵耗电在整个机组的厂用电中所占比例较

收稿日期:2010-03-26

作者简介:叶建青(1973-),男,工程师,从事燃气-蒸汽联合循环发电机组运行工作。

E-mail: yejq3000@yahoo.cn

高,单循泵运行时达 10%,双循泵运行时达 20%以上。而且由于受到天然气供应和电网调峰的限制,机组大部分时间处于两班制运行或低负荷运行状态下(见表 2),而循泵电机始终在额定转速下运行。在低温季节、低负荷运行以及机组两班制调停等状态下(见表 3),即使单台循泵运行,循环水流量仍处于富裕状态。循泵电机始终在额定转速下运行,无法根据循环水的需求量对循泵进行适当调节,特别是在冬季运行工况下,由于循环水温较低,凝汽器真空经常在 96 kPa 以上,过高的真空度并未有效地增加机组负荷(见表 4)。同时,机组停机后循泵仍需运行一段时间,过大的循

表 2 历年机组运行情况

项目	2007 年	2008 年	2009 年(估计)
点火小时数/h	3 886.5	3 487.3	3 900.0
发电量/(kW·h)	2.487×10^9	2.205×10^9	2.496×10^9
运行小时数/h	3 189	2 830	3 200
启停次数/次	182	265	255
平均负荷/MW	319.9	316.2	320.0

环水量也就造成循泵电耗的浪费。因此有必要对循泵进行双速改造,必要时循泵采用低速运转,从而有效降低整个机组的厂用电率。另外通过改造还可使机组达到最佳真空运行状态的目的,从而保证和改善机组的运行工况。

表 3 2008 年机组及循泵运行情况表

月份	单机运行天数 (包括两班制) ¹⁾	单机停 运天数	双机运 行天数	循泵运行小时数/h
1	21	10	0	528
2	19	5	4	664
3	25	2	4	810
4	3	18	9	536
5	16	0	15	1 112
6	24	0	6	888
7	22	0	9	992
8	8	0	23	1 020
9	21	3	6	808
10	26	2	2	728
11	24	4	2	696
12	25	5	0	600
全厂循泵累计运行小时数/h				9 382

注:1) 非两班制停机时,盘车投入运行 8 h 后停循泵。

表 4 2008 年循环水及机组运行参数表

月份	真空/kPa	循泵运行台数 (基本负荷下)/台	基本负荷 /MW	低压缸排汽 温度/℃	环境温度 /℃	循环水进水 温度/℃	单台循泵电流 /A
1	96.70	1	411	32.6	5.6	17.3	122
2	96.50	1	401	33.5	8.5	17.6	122
3	96.40	1	396	33.9	10.7	18.5	122
4	95.22	1	375	37.0	16.3	22.5	122
5	94.18	1	367	40.2	22.1	27.0	122
6	93.60	2	363	41.4	23.2	28.8	122
7	92.34	2	338	44.1	30.2	32.5	122
8	93.06	2	350	42.5	27.8	32.3	122
9	93.23	1	360	42.2	24.9	30.0	122
10	94.21	1	369	40.0	20.1	25.3	122
11	95.25	1	388	36.5	14.0	22.5	122
12	97.30	1	406	31.0	10.0	17.5	122

由表 4 可以看出,在不同环境温度下,单台循泵电机输出功率变化不大,而真空则相差较多,对应的机组负荷也变化较大。针对本机组循泵的运行方式,在冬季及汽温较低的季节,凝汽器真空较高,可采用低速或变频循泵的运行方式。在机组两班制停机期间,因凝汽器的热负荷较少,停机期间也可采用低速或变频循泵的运行方式。这样,在不影响机组负荷情况下,低速(或变频)循泵可降低循泵电耗,降低厂用电率,提高企业的经济效益。因此,对循泵改造是有必要的。

2.2 循泵改造要求达到的效果

- (1) 根据汽温变化及时调整循泵运行方式,减少循泵电能消耗。
- (2) 提高循泵的使用寿命,减少系统噪声。
- (3) 保证机组运行在最佳真空状态下。

2.3 循泵双速改造的可行性

2.3.1 低温季节机组单循泵运行

由泵的相似原理可知,在一定范围内改变泵的转速,泵的效率近似不变,其性能近似关系为:

$$\begin{cases} Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \\ H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 \end{cases} \quad (1)$$

式中： Q_1 、 Q_2 、 H_1 、 H_2 、 P_1 、 P_2 分别为转速 n_1 和 n_2 下泵的流量、扬程和功率^[1]。根据上述关系式计算，改造后循环泵流量

$$Q_1 = 16\ 632 \times 372 / 424 = 14\ 592\ \text{t/h}$$

扬程

$$H_1 = (372 / 424)^2 \times 19.16 = 14.75\ \text{m}$$

计算中 $n_1 = 372\ \text{r/min}$ ， $n_2 = 424\ \text{r/min}$ ，

$Q_2 = 16\ 632\ \text{t/h}$ 为根据循环泵特性的预估值。

当不考虑凝汽器内换热损失及其他排汽量时，则：

$$D_n(h'' - h')x = G(i_{w2} - i_{w1}) \quad (2)$$

式中： D_n 为汽轮机平均排汽量，t/h； h'' 为排汽的焓，kJ/kg； h' 为排汽压力下凝结水的焓，kJ/kg； x 为排汽干度； G 为循环水量，t/h； i_{w2} 为循环水出口焓，kJ/kg； i_{w1} 为循环水进口焓，kJ/kg。

以 2 号机为例，从凝汽器内部换热的角度初步估算低温季节凝汽器循环水需求量(G)。以低温季节中温度较高的 2009 年 3 月 21 日 2 号机组运行报表为依据，当时机组负荷在 395 MW，选取 8:00—16:00 时间段内的平均循环水进口温度 $t_{w1} = 17.6\ ^\circ\text{C}$ ， $i_{w1} = 73.79\ \text{kJ/kg}$ ；出口温度 $t_{w2} = 32.3\ ^\circ\text{C}$ ， $i_{w2} = 135.23\ \text{kJ/kg}$ ；平均排汽温度 $t_n = 35\ ^\circ\text{C}$ ， $h'' = 2\ 564.55\ \text{kJ/kg}$ ， $h' = 146.63\ \text{kJ/kg}$ ；汽轮机排汽干度 $x = 0.92$ ，汽轮机平均排汽量 $D_n = 360\ \text{t/h}$ 。

将上述数据代入式(2)，可得平均循环水量 $G = 13\ 035.7\ \text{t/h}$ ，小于改造后循环水泵设计流量 14 592 t/h。

从上述计算可以发现，在循环泵双速改造后，由于循环水流量仅减少 12%，在冬季等低温季节，或低负荷运行及停机状态下，循环泵采用低速运行方式不会对凝汽器真空造成影响，能够满足凝汽器对循环水的需求量，并有一定的余量。从循环泵性能曲线看，循环泵由 424 r/min 降为 372 r/min 后，循环泵效率虽略有下降，但功率降幅更大，从而实现节能降耗目的。

2.3.2 机组停运状态

机组停运后，为保证机组安全，在停机后维持循环泵运行大约 8 h，而由于机组停运后进入凝汽器热负荷很少，循环水主要用于对部分通入凝汽器的疏水和汽缸蓄热这部分热源的冷却，因此，改造后的低速循环泵完全能够满足停机后机组的冷却需要。

2.3.3 高温季节循环泵运行方式

在夏季等高温季节，机组需要的循环水量约为 23 556 t/h，而根据低速循环泵的特性曲线，2 台低速循环泵并列运行所能提供的水量约为 22 867 t/h，不能满足机组正常运行需求，因此，在高温季节将 2 台循环泵全部改为低速双泵运行是不可行的。

2.3.4 改造设备安全性

循环泵电机由高速改为低速后，转子圆周速度降低，轴承发热会得到改善。虽然电机因转速降低而通风条件变坏，但因定子电流减小，定子铜耗也会明显减小，发热量减小，所以不会造成电机整体温度的升高。

3 循环水泵电机双速改造

3.1 改造方案

根据循环泵双速改造可行性分析的结果，确定将 1 台机组的 1 台循环泵改造成双速，而另 1 台保持原状的方案，这样就可以根据环境温度的变化，在低温季节采用低速单循环泵运行，在高温季节，采用 2 台高速循环泵并列运行，在其他季节则用 1 台高速(或低速)循环泵运行的方式。对于需要改造的循环泵，只需更换电机的定子线圈，将电机改造为 14/16 极双速电机。

改造后，低速循环泵运行 72 h 的数据见表 5。

表 5 循环泵改造后 72 h 运行数据

项目	数值	项目	数值
环境温度/ $^\circ\text{C}$	15	负荷/MW	395
凝汽器压力/kPa	5.0	排汽缸温度/ $^\circ\text{C}$	35
循环水进口温度/ $^\circ\text{C}$	17.69	循环泵电机电流/A	100.95
循环水进口压力/MPa	0.10	循环泵电机定子温度/ $^\circ\text{C}$	52.39, 52.90, 51.37, 53.91,
循环水出口温度/ $^\circ\text{C}$	31.88	循环水出口压力/MPa	0.07
循环水出口压力/MPa	0.07		53.15, 53.66

改造后循环泵功率见表 6。

表 6 改造后循环泵电机低速运行参数表

项目	数值	项目	数值
电机型号	YL900-16	额定电压/kV	6
电机功率/kW	720	电机接法	Δ
电机转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	372	功率因素	0.66~0.67
绝缘等级	F	额定电流/A	100

(下转第 367 页)

出口扩径管与矩形风道焊接处底部有水滴出,另有3处渗水;B侧矩形风道在垂直方向上温度差异较A侧大,其底部为2℃,中部为8℃,而A侧底部和中部均为8℃;A、B两侧矩形风道底部排污管温度相差大,A侧为15℃,接近环境温度,B侧为2℃,和环境温度相差较大,见表4。

表4 风道各处温度参数对照表

项目	数值	
	A侧	B侧
位置		
风道中上部温度/℃	8	8
风道底部温度/℃	8	2
排污管温度/℃	15	2
风道上下温差/K	0	6
风道外观情况	无	有漏水

3.3 故障判断

根据以上数据,判断为送风机B出口风道下部积水或结冰。由于2008年2月17日凌晨以前

两侧暖风器前后压差基本一致,参数也基本正常,因而排除了检修期间空气预热器B冲洗积水的可能性,由此判断应该是暖风器B内漏,所漏之水沿风道壁集结在零米层送风机出口水平风道处。

经分析,最终确认为暖风器B第1分支和第4分支内漏,经检查也证实了泄漏情况及风道内结冰和积水情况。

4 结 语

电厂许多系统发生的内漏都是较为隐蔽的,通过对岱海电厂1号机凝泵第一次内漏、4号机高加第一次内漏及1号炉暖风器第一次内漏的发生、发现、泄漏原因进行的分析及采取的措施,可以对运行人员发现系统异常和预防内漏有所启示。

参考文献:

[1] 叶涛. 热力发电厂[M]. 北京:中国电力出版社,2004.

(上接第363页)

2008年燃气轮机运行小时数2 830 h,发电量以 2.205×10^9 kW·h计算,全厂循泵运行小时数为9 382 h,平均每台机组循泵运行4 691 h。循泵双速改造后可节省电量180 kW/h。

3.2 改造后的经济收益估算

(1) 2008年1月、2月、12月及3月上半月,机组运行期间循泵运行687 h,这时循泵可以采用低速运行,期间可以节省电量为123 660 kW·h,按上网电价0.545元/(kW·h)计算,可节省费用6.74万元/a。

(2) 2008年机组点火小时数为2 830 h,机组停运期间循泵运行小时数为1 861 h/a,其中单机两班制期间循泵的运行小时数占3/4,为1 395 h,节省电量251 100 kW·h;双机两班制(1台连续,1台两班制)期间,循泵运行小时数占1/4,为466 h,节省电量83 880 kW·h,按照上网电价

0.545元/(kW·h),下网电价0.8元/(kW·h)计算,机组停运期间节省费用为24.66万元/a。

(3) 1年内,单台机组双速改造后效益为31.4万元。按照1台循泵双速改造总费用10万元计,则每台循泵双速改造收回成本的时间为0.32年,折合为4个月。

4 结 语

在燃气-蒸汽联合循环电厂中实施循泵电机双速改造是必要的,也是可行的。循泵电机通过双速改造,既满足了机组各种运行工况需要,同时也可以大幅度降低厂用电率,有效地降低发电成本,提升了电厂经济效益。

参考文献:

[1] 郭立君. 泵与风机[M]. 重庆:重庆大学出版社,1986.