

燃气轮机进气降温幅度的研究

陈仁贵¹, 王海波², 牛兵¹, 李玉竹¹

(1. 无锡市三元燃机科技有限公司, 江苏 无锡 212114; 2. 中石油工程设计有限公司西南分公司, 四川 成都 610017)

摘要: 如何确定燃气轮机的进气降温幅度, 关系到燃气轮机净出力的增加和能耗的降低, 甚至直接威胁到燃机的寿命。针对燃机进气降温幅度如何确定的难题, 本文进行了实践和探讨。通过理论计算并结合典型案例分析, 总结获得出在非干燥地区采用间接降温法时, 降温点应控制在露点温度以下 1~2 °C, 降温幅度不宜过大。这一点应引起业界的高度重视。

关键词: 燃气轮机; 进气冷却; 干球温度; 降温幅度
中图分类号: TK479 **文献标识码:** B
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.03.022

引言

燃气轮机进气温度和相对湿度对燃气轮机的工作性能有很大的影响。图 1 是某公司燃气轮发电机组输出功率、燃耗率、NO_x 排放与进气温度和相对湿度的特性曲线^[1]。

从图 1 可以看出: 进气温度每升高 10 °C, 输出功率下降 10%, 热耗率增加 2%; 空气相对湿度 ϕ 每增加 10% RH, NO_x 排放降低 6%。

为了使燃气轮机在高温季节增加出力、降低能耗, 许多燃机厂商和用户采取了多种方法对燃气轮机进气进行降温^[2]。

工程实践已经证明, 如果燃机进气降温幅度选择过大, 不仅在经济上很不可行, 而且还会对燃机造成很大的危害。

1 降温方法简述

燃气轮机进气降温的方法虽然有多种, 但是可分成两大类: 即“直接降温法”和“间接降温法”。它的热力特性曲线如图 2 所示^[3]。

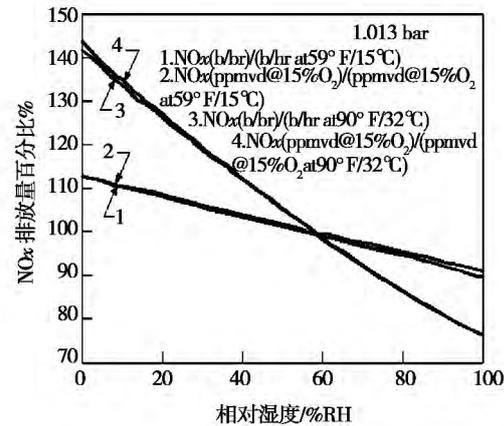
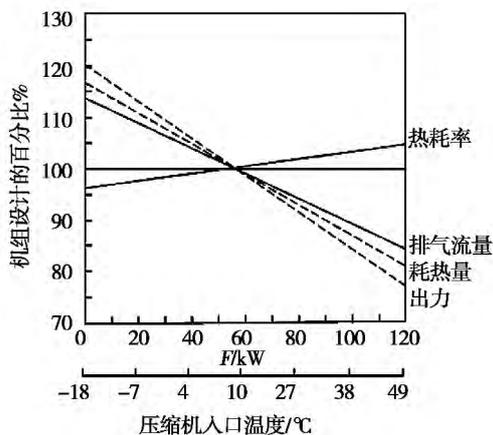


图 1 9E 机组设计的百分比、热耗率、NO_x 排放与进气温度和湿度的特性曲线

Fig. 1 Characteristic curves of the output power, fuel consumption rate, NO_x emissions, air temperature and humidity at the inlet of a 9E gas turbine unit

收稿日期: 2015-04-21; 修订日期: 2015-07-14

作者简介: 陈仁贵(1946-), 男, 江苏扬中人, 无锡市三元燃机科技有限公司教授级工程师。

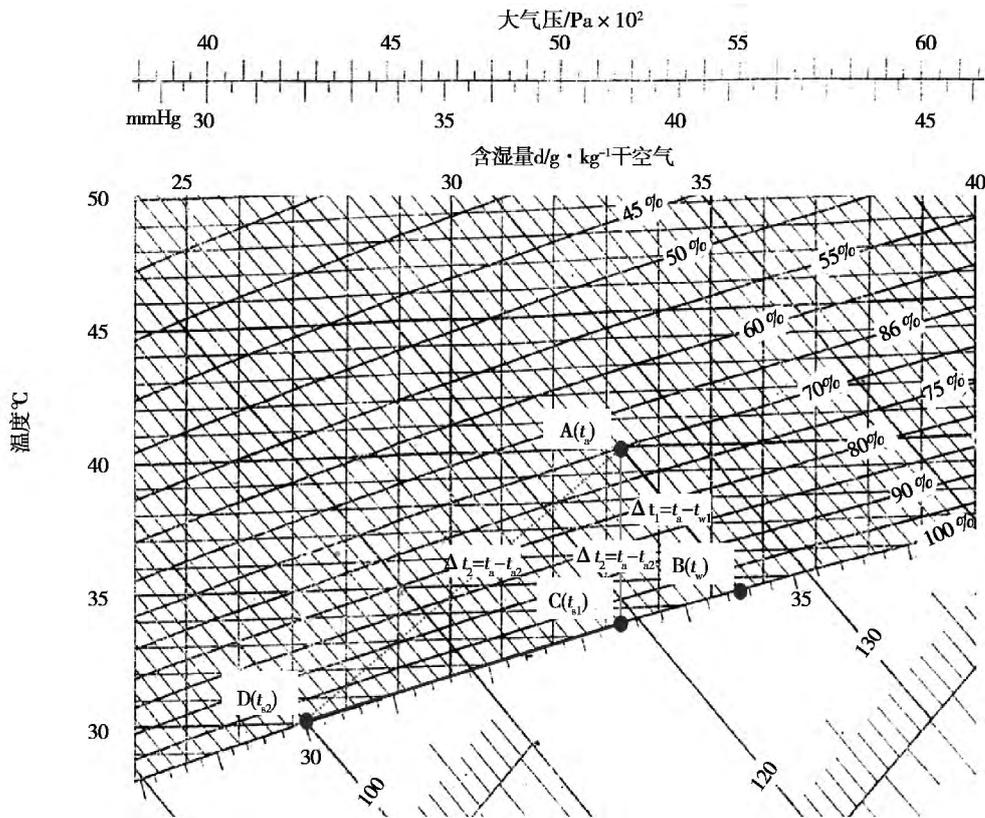


图2 在 0.103 25 MPa 大气压下湿空气的焓 - 湿图

Fig. 2 Chart showing the enthalpy and humidity of humid air at an atmospheric pressure of 0.103 25 MPa

1.1 直接降温法

它是将雾化的水直接喷入燃机进气系统,利用水在空气中的自然蒸发,将空气的显热转变为水蒸气潜热的一种空气降温方法。它的最大特点是不消耗其它能量,仅消耗很少一点具有一定技术要求和温度的水^[4],从而使得空气的干球温度得以降低。它的降温过程如图2中的A-B线所示。

降温幅度:

$$\Delta t = t_a - t_w$$

式中: t_a —空气的干球温度, °C; t_w —空气的湿球温度, °C;

很显然,空气的相对湿度 ϕ 越低,干球温度 t_a 与 t_w 湿球温度的差值越大。它的降温幅度与大气压 P_0 、空气的干球温度 t_a 和相对湿度 ϕ 有关。

例如,当海拔为 0 m,干球温度 $t_a = 40$ °C,相对湿度 $\phi = 70\%$ RH 时,空气的湿球温度 $t_w = 34.6$ °C。就是说,采用直接冷却法,将 1 kg 空气从 40 °C 降至 34.6 °C,仅需消耗 2.25 g 水,降幅为 5.4 °C。如图2中B点所示。

1.2 间接冷却法

用冷媒通过翅片管在燃气轮机进气道内与进气产生冷热交换的一种降温方法。根据冷媒来源的不同又把间接冷却法分为蒸汽制冷法、氨压缩制冷法、溴化锂制冷法和蓄冰制冷法等。但是,不论采取什么方法来获得冷源,都要消耗一定量的一次能源(如化学能、太阳能)和二次能源(如热能、电能)。

降温过程如图2中的A-C线或A-D线。

降温幅度:

$$\Delta t = t_a - t_s \text{ 或 } \Delta t = t_a - t'_s$$

式中: t_s 、 t'_s —空气的露点温度, °C。

图2中A-C线为“等湿降温线”。即在降温过程中,湿空气的相对湿度 ϕ 逐渐增加到 100% RH,但“绝对含湿量” d 保持不变,这时空气每降低 1 °C,冷媒吸收的热量为 1.07 kJ/kg · °C 左右; C-D 线为“去湿降温线”,空气的相对湿度 ϕ 维持 100% 不变,但绝对含湿量 d 由高到低,并有一部分冷凝水析出。经计算,在“去湿冷却”过程中,空气每降低 1 °C 所消耗的能量是“等湿冷却”过程的 5 ~ 5.5 倍。

由于空气的露点温度 t_s 小于空气的湿球温度 t_w , 所以“间接降温法”获得的温降幅度比直接降温法获得的温降幅度要大些。但是, 当空气相对湿度 Φ 大于 70% 时, t_w 值与 t_s 值仅差 1 °C 左右; 当 $\Phi = 100\%$ RH 时 $t_w = t_s$ 。

按前例, 当湿空气的露点温度为 $t_s = 33.5$ °C 时, 采取“间接降温法”, 合理的降温幅 $\Delta t = 6.5$ °C, 只比直接冷却法高 1.1 °C, 如图 2 中 C 点所示。

因此, 在相对湿度比较大时, 采用“间接冷却法”在“等湿降温”时获得的温降幅度与“直接降温法”相比也相差不多。

2 进气降温应该考虑的几个因素

2.1 降温能耗对经济性的影响

采用间接降温法来降低燃气轮机进气温度时, 当降温值低于露点温度时, 进气每降低 1 °C 消耗的能量是等湿降温时的 5 - 5.5 倍, 这时应考虑过大的降温幅度在经济上是否合理。

2.2 进气“携水率”的限制

所有燃气轮机厂商对进气“携水率”都有明确的要求, 一般为 $< 0.5\%$ [5]。

分析认为: 即使不考虑进气降温幅度过大造成能耗急剧上升的影响, 还应该考虑进气道内产生的冷凝水多少对燃气轮机的影响程度。所以, 如果不设“气水分离器”, 降温幅度应受干球温度 t_a 和相对湿度 Φ 的双重限制, 必须使降温形成的冷凝水小于燃机允许的携水率; 如果降温幅度过大, 则必须采取“气水分离”措施, 这时要考虑增加的进气阻力对燃机出力 and 燃耗率的影响。

在图 2 中可以看出, 只有“过冷”幅度小于 1 ~ 2 °C, 进气携水率才能保证小于 0.5%。

2.3 进气压降对出力、热耗率的影响

采用“间接冷却法”, 需在进气道内安装冷/热交换器, 这会增加进气损失约 400 Pa; 如果增加“气水分离器”, 进气阻力将加大到 800 ~ 1 000 Pa; 如果把冷/热交换器放在进气滤芯之前, 过冷造成的冷凝水会浸湿滤芯, 增加进气阻力大于 1 000 Pa。

这些增加的进气阻力对燃机的正常出力和燃料消耗都会造成很不利的影 响。燃气轮机进气阻力对燃气轮机出力和燃耗的影响如图 3 所示 [6]。

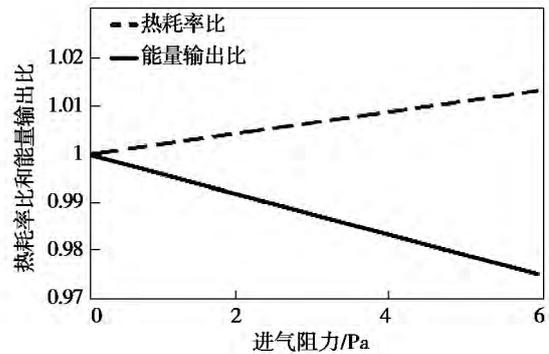


图 3 进气阻力对燃气轮机出力和燃料消耗的影响曲线

Fig. 3 Curves showing the influence of the inlet air resistance on the output capacity and fuel consumption rate of the gas turbine

3 典型案例分析

3.1 案例 1

无锡某燃机发电公司装有 2 台 LM6000PA 燃气轮发电机组, 用于电网调峰。该厂由某公司直接配套美国开利 (Carrier) 公司生产的 1 000 美制冷吨氨压缩电制冷机组 2 台, 压缩机单机电功率 750 kW, 加上其它辅助系统, 总功率不小于 1 MW。进气冷却温降 Δt 大于 10 °C。

当制冷机投入运行时, 燃气轮机发电机组平均增加出力 3.5 MW。为了避免冷凝水进入燃机进气道和热交换翅片管阻力对燃机的不利影响, 设计时把翅片管冷热交换器安装在进气滤芯之前, 靠进气滤芯挡住空气过冷时产生的冷凝水。由于无锡地区夏季空气相对湿度常常大于 70%, 所以, 进气冷却系统投运时有大量的冷凝水通过 DN150 回水管从滤芯前排出; 同时还需要在制冷系统投运前更换新滤芯, 否则进气滤芯压降上升更高。

根据收集到的有限资料, 对该系统进行计算分析。

3.1.1 技术性计算分析

已知燃机型号 LM6000PA, 进气量 126 kg/s; (ISO) 功率 41.05 MW; 热耗率 9 020 kJ/kW · h; 无锡地区海拔 10 m; 夏季最高气温 $t_a = 40$ °C; 平均相对湿度 $\Phi = 70\%$ RH。

经计算 $t_a = 40$ °C 且相对湿度 $\Phi = 70\%$ RH 时,

空气露点温度 $t_s = 33.47\text{ }^\circ\text{C}$,含湿量 $d_1 = 33.43\text{ g/kg}$,焓值 $\eta_1 = 126.27\text{ kJ/kg}$ 。

合理的温降幅度 $\Delta t = 40 - 33.47\text{ }^\circ\text{C} = 6.53\text{ }^\circ\text{C}$

可以取 $\Delta t = 8\text{ }^\circ\text{C}$,当温度降至 $t_s = 32\text{ }^\circ\text{C}$ 且 $\Phi_2 = 100\% \text{ RH}$ 时 $d_2 = 30.65\text{ g/kg}$, $\eta_2 = 110.62\text{ kJ/kg}$ 。

选配制冷机功率 $Ne = 510$ (美制冷吨) ,这时有冷凝水析出 ,析出量 $Q_1 = 1.26\text{ t/h}$,携水率 $n_1 = 0.29\%$ 小于 0.5% 。

若将冷热交换器安装在进气道内 ,这时可以不设气水分离器。

同理 ,当 1 台 1 000 美制冷吨量制冷机满负荷用于单机进气制冷时 ,进气温度可以降至 $29.2\text{ }^\circ\text{C}$,降幅为 $10.8\text{ }^\circ\text{C}$ 。

但是 ,这时每降低 $1\text{ }^\circ\text{C}$ 的平均能耗是“等温降温”时单位能耗的 2.7 倍 ,并有大量的冷凝水析出 ,冷凝水计算值 $Q_2 = 3.44\text{ t/h}$ 。若不采取气水分离措施 ,进气携水率 $n_2 = 0.752\%$,大于 0.5% 。

LM6000PA 燃气轮机在无锡地区的进气降温幅度与单位能耗、携水率的关系如表 1 所示。

表 1 LM6000PA 在 3 种降温值下的单位能耗及携水率

Tab.1 Unit energy consumption rate and carry-over water rate of a LM6000PA gas turbine at 3 desuperheating values

温降点 / $^\circ\text{C}$	幅值 Δt / $^\circ\text{C}$	制冷量 /RT	析水量 / $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	携水率 /%	能耗比 / $\text{kJ} \cdot \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
32	8	510	1.26	0.28	1.95
29.2	10.8	1 000.7	2.93	0.75	2.84
20	20	2 264	6.74	1.87	3.44

3.1.2 经济性估算分析

LM6001PA 燃料耗率(ISO) $9\ 020\text{ kJ/kW} \cdot \text{h}$; 燃料气低热值 34 MJ/Nm^3 ,气价 2.8 元/Nm^3 ; 调峰电价 $0.85\text{ 元/kw} \cdot \text{h}$; 燃料耗率降低 2% ,若降温幅度确

定为 $10.8\text{ }^\circ\text{C}$,每天平均运行时间 8 h ,制冷系统原值(估值) 600 万 ,折旧年限 20 a 。估算分析:增加发电量带来 $2\ 125\text{ 元/h}$ 净收入 ,平均节约燃料气 520 元/h ,折旧费分摊 274 元 。

假如忽略不计人工及其它物耗支出 ,也不计降低 NO_x 排放收益 ,则每小时净收益为 -229 元/h 。

这就是说 ,虽然多发电 $3\ 500\text{ kW} \cdot \text{h}$,但经济收益是负值 ,经济上很不划算。

假如将该项目 $1\ 000$ 美制冷吨制冷机改为 500 美制冷吨制冷机 ,设备投资和自耗电减半 ,其它条件不变;虽然温降幅度由 $10.8\text{ }^\circ\text{C}$ 降低为 $8\text{ }^\circ\text{C}$,经济收益能扭亏为盈 ,盈利 584 元/h 。

由此可见 ,如果将燃气轮机进气温度强行降至 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 以下甚至更低 ,不仅在技术上不可行 ,在经济上也不可行。

3.2 案例 2

新疆某电厂引进的 GE/6111F 燃气轮发电机组带有进气蒸发冷却器 ,在运行中收到了很好的使用效果。该厂其它 2 台燃机在设计时未预留安装蒸发冷却器的空间位置 ,所以该厂利用蒸汽/溴化锂制冷法 ,对燃机进气进行降温。但是由于设计时未考虑合理的降温幅度 ,在进气道内又无法安装气水分离器 ,所以在进气冷却投运时 ,不仅进气道内有大量的冷凝水流出 ,而且燃机振动值明显升高。鉴于这种情况 ,该厂不得不很少使用甚至禁用该进气冷却系统。

3.3 案例 3

塔里木油田某燃机电站装有 6 台燃气轮发电机组。由于该地区夏季气候十分干燥炎热 ,所以该站设计配套的 6 台燃机进气喷雾蒸发冷却器。表 2 是该厂某日的现场测试报告^[7]。采用直接冷却法进气降温幅度很大 ,使用效果很好。

表 2 某电厂喷雾蒸发冷却器现场测试数据

Tab.2 Field test data of the atomization and evaporation cooler in a power plant

试验日期	大气温度 t_a / $^\circ\text{C}$	大气相对度 φ_1 /%	进气温降 Δt / $^\circ\text{C}$	功率增加值 (净) /%	效率增加值 (净) /%	进气附加损失 /Pa
2 000.08.10	39.7	11.2	19.6	19.94	4.95	60
2 000.08.13	34.9	16.3	12.5	12.06	3.19	60
2 000.08.14	31.3	26.3	10.2	8.59	1.16	60

4 结论和建议

(1) 燃气轮机进气系统降温增效, 由于受到空气降温能耗比和进气携水率的双重限制, 所以采用间接降温法时, 温降点应控制在露点温度 t_s 以下 $1 \sim 2$ °C。

空气的露点温度 t_s 是一个多重因素的函数, 即与当地大气压 P_0 、干球温度 t_a 和相对湿度 Φ 有关, 所以进气温降控制线应采取闭环控制, 即

$$\Delta t \leq t_a - t_s + (1 - 2) \leq t_a - f(P_0, t_a, \Phi) + (1 - 2) \text{ °C}$$

(2) 在空气干燥炎热的地区, 应采取“直接冷却法”即“蒸发冷却法”对燃机进气进行降温, 不仅能耗和设备投资很低, 而且降温的幅度也足够大^[5]。

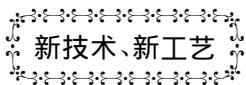
(3) 在夏季空气相对湿度比较大的地区, 由于空气的湿球温度与露点温度已经比较接近, 一般不宜采用“间接冷却法”。除非有多余的冷源, 能耗成本可以忽略不计, 但降温幅度也不宜过大。

参考文献:

[1] GE 公司. MS9001 机组随机技术资料 [M]. 美国. GE Energy. 2008.

- GE Corporation. Technical information provided with a MS9001 Gas Turbine Unit [M]. America. GE Corporation 2008.
- [2] 何语平. 采用进气冷却技术提高燃气轮机的出力和热效率 [J]. 浙江电力 2004(3): 25 - 29.
HE Yu-ping. Adoption of the inlet air cooling technology to enhance the output capacity and heat efficiency of a gas turbine [J]. Zhejiang Electric Power 2004(3): 25 - 29.
- [3] 许居鹤. 机械工业采暖通风与空调设计手册 [M]. 上海. 同济大学出版社. 2007.
XU Ju-yuan. Handbook for designing heating, ventilation and air conditioning in the mechanical industry [M]. Shanghai Tongji University Press 2007.
- [4] GEK 107158A 燃气轮机进气蒸发冷却器供水要求 [S].
GEK 107158A, Requirements for water supply to inlet air evaporation coolers of gas turbines [S].
- [5] ES 9-98 燃料、空气和水(蒸汽)用于 Solar 燃气轮机 [S].
ES 9-98, Fuel, air and water (steam) for use in solar gas turbines [S].
- [6] 梅丽莎·威尔科克斯. 燃气轮机进气系统设计指南 [M]. 美国. 美国天然气设备研究委员会 2010.
Melissa Wilcox. Guideline for design of inlet air systems for gas turbines [M]. United States of America, America Natural Gas Equipment Research Council 2010.
- [7] 陈仁贵. 喷雾蒸发冷却技术在燃气轮机上的应用 [C]. 深圳: 亚太地区燃气轮机发电应用技术研讨会论文. 2001.
CHEN Ren-gui. Applications of atomization and evaporation cooling technology in gas turbines [R]. Shenzhen: Proceedings of the Asia-pacific Symposium on Gas Turbine Power Generation Application Technology 2001.

(陈滨 编辑)



新技术、新工艺

低排放的联合循环热电站

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2014 年 3 月刊报道, 波兰公用事业公司 PGE GiEK S. A. 和 Siemens 公司签订了一个在波兰建立一个联合循环热电站的总承包合同。

包括对主要部件长期服务协议的价格约为 1 亿 6 千万欧元。该热电站将生产 138 MW 电功率和 90 MW 热功率, 并计划于 2016 年年初交工试运转。

该联合循环热电站位于波兰西部的大波兰地区被称作戈茹夫的地方。Siemens 声称, 戈茹夫热电站将达到 84% 的燃料效率, 并被用来取代在同一厂址的烧煤装置。

在总承包建造的范围内, Siemens 将交付 2 台 SGT-800 燃气轮机 (47 000 kW, 37.5% 效率)、1 台 SST-400 汽轮机、3 台 11 kV 发电机和 2 台余热锅炉。此外, Siemens 还被授予针对燃气轮机的 12 年维护协议。

Siemens 声称该联合循环热电站将以更加有效和环保的方式生产电力和热能。与陈旧的烧煤电站比较, SO₂ 排放减少 95%、NO₂ 排放减少 30%、颗粒物排放减少 95%。

(吉桂明 摘译)

in fuel-rich zone. **Key words:** injecting NH_3 in fuel-rich zone ,denitration efficiency ,NSR

新型温差发电装置的结构设计 = **Structure Design of New-model Thermoelectric Generator** [刊 ,汉] CHEN Wei ,LIANG Yan ,HU Chang-jun ,ZHAI Jian-guang (School of Material Engineering ,Shanghai University of Engineering Science ,Shanghai ,China ,Post Code: 201620) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(3) . -125 -128

The paper analyzed the influences of internal structure of thermoelectric generator on the thermoelectric generation efficiency and on this basis designed and developed a kind of new-model thermoelectric generator. For the new-model thermoelectric generator ,the cross section of its internal heat transfer channel was designed as hexagon and the staggered spoiler was arranged inside the channel. The stagger arrangement can increase the temperature difference and improve the heat transfer efficiency. The results from the relevant experimental study on the new structure show that as the engine speed being of 3 000 r/min and the exhaust gas temperature at the inlet of heat transfer channel being of 130 °C ,the voltage will fluctuate within the scope of 1.112 V ~ 1.151 V and the generation power will be 1.325 W. In addition ,by ways of the temperature-voltage function simulation ,it is concluded that the temperature and voltage will be proportional to each other in the corresponding temperature. **Key words:** thermoelectric generator ,vehicle exhaust gas ,structure design

燃气轮机进气降温幅度的研究 = **Research on Gas Turbine Inlet Air Cooling Amplitude** [刊 ,汉] CHEN Ren-gui ,NIU Bing ,LI Yu-zhu (Wuxi Sanyuan Gas Turbine Science and Technology Co. ,Ltd. Wuxi ,Jiangsu Province , Post code: 212114) ,WANG Hai-bo (China Petroleum Engineering Co. Ltd. Southwest Company ,Chengdu ,Sichuan Province ,Post Code: 610017) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(3) . -129 -133

How to control the inlet air cooling amplitude of gas turbine not only concerns the gas turbine output and energy consumption ,but also threatens directly the lifespan of the gas turbine. With regard to the problem on how to determine the inlet air cooling amplitude of gas turbine ,the paper carried out the relevant studies and investigations by ways of the theoretical calculation combined with the analysis on typical cases and reached the conclusion that the indirect air cooling method should be adopted in dry area and the air cooling point should be controlled in 1 ~ 2 °C below dew point temperature. The air cooling amplitude should not be too great ,to which more attention should be paid. **Key words:** Gas turbine ,inlet air cooling ,dry-bulb temperature ,air cooling amplitude