



冷热电三联供系统研究(6): 进气冷却

湖南大学 殷平[☆]

摘要 分析了大气温度对燃气轮机性能的影响,介绍了目前可行的进气冷却方法及其特点,通过一项工程实例说明了设计中应注意的要点,并给出了采用进气冷却技术后冷热电三联供系统所能获得的明显经济效益。

关键词 冷热电三联供系统 进气冷却 设计方法 工程实例 经济效益

Research of combined cooling heating and power systems (6): Inlet air cooling

By Yin Ping[★]

Abstract Analyses the influence of the inlet air temperatures on the gas turbine performance, and describes the current inlet air cooling method. Illustrates the key points of the design process with a project example, and concludes the big economic benefits of the CCHP system with the inlet air cooling technology.

Keywords CCHP system, inlet air cooling, design method, project example, economic benefit

★ Hunan University, Changsha, China

①

0 引言

作为燃气冷热电三联供(CCHP)系统原动机之一的燃气轮机发电机组,其发电量受室外大气温度的影响很大,按照国际标准,其额定值对应的进气温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[1],随着室外气温的升高,空气密度降低,导致进入燃气轮机的空气质量流量减少,燃气轮机发电功率明显下降。因此在国内大部分地区,尤其是在夏季炎热地区,绝大部分时间内机组效率都低于额定效率,如果进气温度能够降下来,主机效率将明显提高。采用人工的方法使进气温度降低,即采用进气冷却技术,是目前国际上提高燃气轮机效率的一种行之有效的方法。进气冷却理应由制冷空调专业负责,可是目前国内进气冷却改造一般均由电力部门承担,问题多多,需要进一步改进和提高。

本文结合广州某能源站的燃气轮机进气冷却改造工程,阐述大气温度对燃气轮机性能的影响,介绍目前可行的进气冷却方法及其特点,分析采用进气冷却后 CCHP 系统所能获得的经济效益。

该能源站安装有 2 台 FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组,主要性能参数如表 1 所示。

表 1 燃气轮机实测主要性能参数

| | |
|--------------------------|----------|
| 入口天然气流量/(kg/h) | 6 024 |
| 天然气低热值/(kJ/kg) | 49 204.7 |
| 额定出力/MW | 59.478 |
| 额定效率/% | 36 |
| 排烟温度/ $^{\circ}\text{C}$ | 484.6 |
| 排烟量/(kg/s) | 91.1 |

注:环境温度 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度 60%,大气压力 101.3 kPa。

1 环境温度、湿度变化对燃气轮机性能的影响

1.1 环境温度变化对燃气轮机发电量的影响

燃气轮机的发电量随环境温度升高而下降,主要是由于燃气轮机是恒体流量的动力设备,流过的空气质量取决于空气密度,气温升高空气密度降低,致使吸入压气机的空气质量流量减少,机组的做功能力随之变小。另外,压气机的耗功量随吸入空气的热力学温度成正比变化,即大气温度升高时,压气机耗功量增加,燃气轮机的净出力减小。

①[☆] 殷平,男,1944年3月生,大学,教授
510655 广州市天河区员村西街2号大院45号139C
(0) 13902250756
E-mail: pingyin@vip. sina. com
收稿日期:2013-12-25

图1给出了FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组不同进气温度下的发电功率。

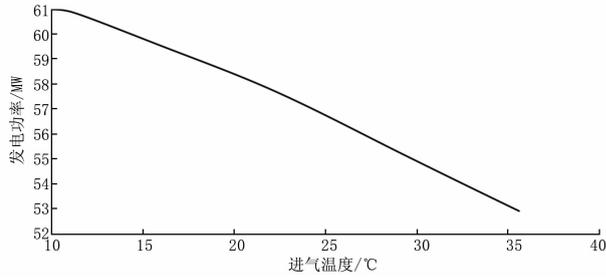


图1 FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组不同进气温度下的发电功率

ISO标准规定的燃气轮机的标准进气温度为15℃,而FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组的最大发电功率对应的进气温度为9.6℃,由图1可以看出,进气温度每降低1℃,机组的发电功率可以增加0.53%。广州标准气象年的室外干球温度分布见表2。

表2 广州典型气象年室外干球温度分布

| 干球温度/℃ | 累计时间/h | 干球温度/℃ | 累计时间/h |
|--------|--------|--------|--------|
| <10 | 362 | 23 | 506 |
| 10 | 145 | 24 | 683 |
| 11 | 226 | 25 | 720 |
| 12 | 231 | 26 | 580 |
| 13 | 228 | 27 | 569 |
| 14 | 218 | 28 | 433 |
| 15 | 231 | 29 | 342 |
| 16 | 216 | 30 | 303 |
| 17 | 277 | 31 | 268 |
| 18 | 301 | 32 | 211 |
| 19 | 354 | 33 | 125 |
| 20 | 340 | 34 | 84 |
| 21 | 364 | 35 | 43 |
| 22 | 383 | 36 | 17 |

FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组在不同进气温度 t 下的发电功率 W 用式(1)计算:

$$W = 0.073 4t^3 - 8.126 7t^2 - 76.688t + 62 813 \quad (1)$$

根据该能源站2009年9—12月和2010年全年的逐日综合日报表,燃气轮机发电功率冬季高于夏季,其中1号机最大发电功率为60.75 MW,对应时间为2010年1月22日;2号机最大发电功率为55.08 MW,对应时间为2009年12月17日。汽轮机发电功率全年变化不明显。实际运行情况表明,降低燃气轮机的进气温度可以明显提高燃气轮机的出力。

1.2 环境温度变化对燃气轮机天然气耗量的影响

进气温度变化时,燃气轮机的天然气耗量相应也会发生变化,图2为FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组不同进气温度下的净热耗量变化。

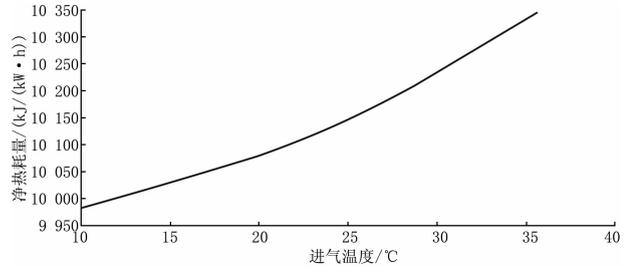


图2 FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组不同进气温度下的净热耗量变化

燃气轮机的天然气耗量采用下式计算:

$$H = \frac{WR}{LHV} \quad (2)$$

式中 H 为天然气耗量, m^3/h ; R 为天然气净热耗量, $\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$; LHV 为天然气低热值, kJ/m^3 。

式(3)为不同温度下FT8-3SwiftPac双联燃气轮机发电机组不同进气温度下天然气耗量 v 的计算公式,广州天然气低热值为 $41.2 \text{ MJ}/\text{m}^3$ 。

$$v = 0.002 7t^4 - 0.240 9t^3 + 7.311 2t^2 - 147.3t + 15 792 \quad (3)$$

由式(3)可以看出,随着室外温度的降低,燃气轮机的天然气耗量增加,进气温度每降低1℃,机组的天然气耗量平均增加0.042%。目前国内电力行业有一个流行观点,就是认为当燃气轮机采用进气冷却措施后,由于天然气耗量增加,抵消了发电量增加所带来的经济效益,因此不宜推广。下面的经济分析结果表明,虽然天然气耗量有所增加,但是总的经济效益还是得以明显提升,这点需要特别加以说明。

全年天然气耗量 V :

$$V = \sum vT \quad (4)$$

式中 T 为某一进气温度的全年累计时间, h 。

全年天然气费用 P :

$$P = Vp \quad (5)$$

式中 p 为天然气价格, $\text{元}/\text{m}^3$ 。

1.3 环境温度对燃气轮机烟气温度和烟气量的影响

进气温度变化时,燃气轮机的烟气温度和烟气量相应也会发生变化,图3和图4分别为FT8-

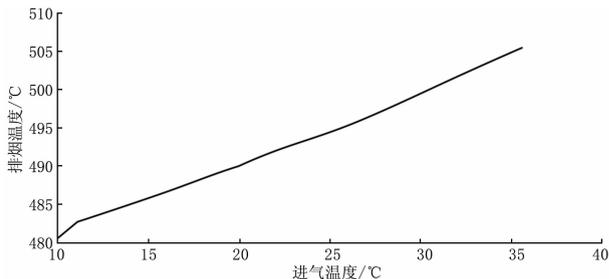


图3 不同进气温度下的烟气温度

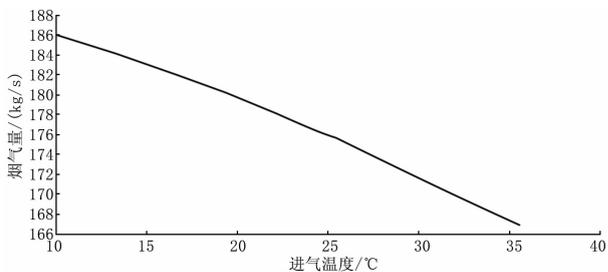


图4 不同进气温度下的烟气量

3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组不同进气温度下烟气温度和烟气量的变化。

烟气热量按下式计算：

$$Q_y = h_y G \quad (6)$$

式中 Q_y 为烟气热量, kW; h_y 为烟气比焓, kJ/kg; G 为烟气量, kg/s。

由图3和图4可知,当进气温度为10℃时,烟气量为186 kg/s,烟气温度为480.6℃,烟气比焓为167.24 kJ/kg,烟气热量为31 107 kW;当进气温度为35.6℃时,烟气量为166.8 kg/s,烟气温度为505.5℃,烟气比焓为176.2 kJ/kg,烟气热量为29 390 kW。但是根据该能源站实际运行情况来看,FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组的烟气温度明显高于图3中的数值,余热锅炉原设计烟气温度为480℃,实际运行烟气温度达到520~530℃,使得余热锅炉处于不合理运行状态,所以进气冷却将有利于这一状况的改善,而不至于出现由于“烟气温度下降,蒸汽量减少,汽轮机发电量明显减

表3 广州逐月空气平均含湿量和平均相对湿度

| | 1月 | 2月 | 3月 | 4月 | 5月 | 6月 | 7月 | 8月 | 9月 | 10月 | 11月 | 12月 |
|--------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| 平均含湿量/(g/kg) | 7.43 | 7.63 | 11.33 | 14.38 | 17.04 | 19.45 | 20.73 | 20.16 | 18.10 | 12.13 | 10.18 | 6.59 |
| 平均相对湿度/% | 74.1 | 74.3 | 83.0 | 84.1 | 79.3 | 84.5 | 81.8 | 83.3 | 77.9 | 60.8 | 67.6 | 61.0 |

由表3可以看出,由于广州各月的平均相对湿度均高于60%,所以燃气轮机的发电量均有上升;由于进气含湿量增加,天然气的耗量略有增加。对

少”的情况。

1.4 环境湿度对燃气轮机性能的影响

燃气轮机出力随环境湿度变化而变化,图5为FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组在不同进气相对湿度下的发电量变化。

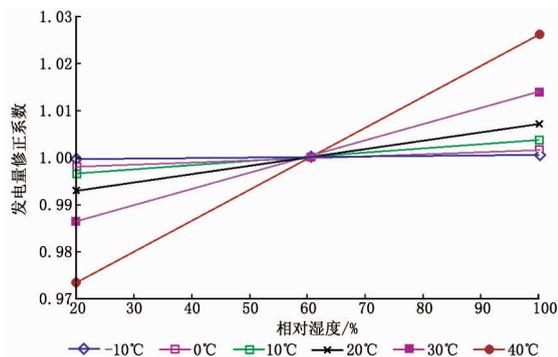


图5 FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组不同进气相对湿度下的发电量变化

进气含湿量变化时,燃气轮机的天然气耗量相应也会发生变化,图6为FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组不同进气含湿量下天然气耗量的变化。

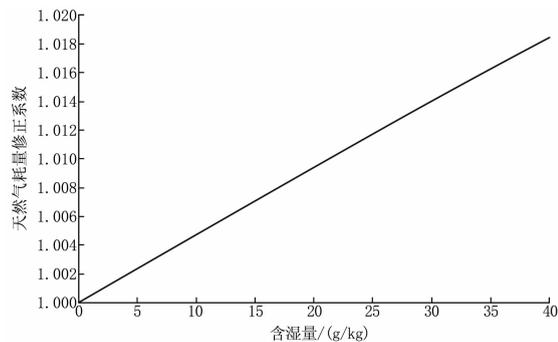


图6 FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组不同进气含湿量下天然气耗量的变化

由图5可以看出,当进气相对湿度高于60%时,燃气轮机的出力增加;当进气相对湿度低于60%时,燃气轮机的出力减少。由图6可以看出,进气含湿量增加时,天然气耗量增加。表3为广州逐月空气平均含湿量和平均相对湿度。

FT8-3SwiftPac 双联燃气轮机发电机组不同进气湿度下的发电量和净热耗率的全年8 760 h的变化进行计算机模拟,结果表明在广州地区进气湿度对燃

气轮机进气冷却经济性的影响可以忽略不计。这也是国内外在进行进气冷却经济分析时均将进气相对湿度设定为 60%,而不考虑湿度变化影响的原因。

2 进气冷却方法

表 4 为目前国际现行的燃气轮机进气冷却技术说明和特点^[2]。

表 4 国际现行的燃气轮机进气冷却技术说明和特点

| | 说明 | 优点 | 缺点 |
|---------|------------------------------|-----------------------------|----------------------|
| 水喷雾冷却 | 采用高压喷嘴对进气进行水喷雾,实现蒸发冷却降温 | 系统简单,初投资最小,适合于干燥地区,效率高于蒸发冷却 | 温降小,不适合室外相对湿度高的地区 |
| 蒸发冷却 | 循环水喷淋在蜂窝状填料表面,实现蒸发冷却降温 | 系统简单,初投资较小,适合于干燥地区,效率较低 | 温降小,不适合室外相对湿度高的地区 |
| 溴化锂冷水机组 | 利用余热锅炉或汽轮机的蒸汽制冷,通过表冷器对进气进行冷却 | 利用余热制冷,运行费用低 | 初投资较高,机组体积较大,冷却水用量较大 |
| 电制冷冷水机组 | 利用自发电制冷,通过表冷器对进气进行冷却 | 初投资低于溴化锂冷水机组,制冷效率高 | 运行费用较高 |
| 液化气冷却 | 利用液化天然气气化过程释放的冷量进行冷却 | 经济性较好,属于低温冷源 | 需要有液化天然气资源,无工程实例 |
| 冰蓄冷 | 利用夜间谷电蓄冰,白天融冰供冷 | 在电负荷峰谷明显的城市可利用夜间谷电蓄冰,属于低温冷源 | 只适合调峰电站,需要有蓄冰场地,投资较高 |

3 进气冷却工程实例

3.1 进气冷却系统

经对能源站的燃气轮机性能参数、最近两年的运行记录、场地等基本条件进行全面调查研究后,决定进气冷却的冷源采用以余热作为热源的蒸汽型溴化锂冷水机组,通过表冷器对进气进行降温 and 除湿,这种形式的进气冷却系统一般由蒸汽型溴化锂冷水机组、空气过滤器、表冷器、风机四部分组成。

3.1.1 表冷器

根据进风量、进风和出风参数进行表冷器设计计算,确定表冷器的参数和系统所需冷量。

每台 FT8-3SwiftPac 燃气轮机发电机组的进气冷却风量为 260 000 m³/h,合计 520 000 m³/h;室外设计干/湿球温度为 38.5 °C/27.8 °C(参照广州气象台 2009 年年报);该燃气轮机最大发电功率对应的进气干球温度为 9.8 °C,所以进气冷却装置的表冷器按 10 °C 进气温度计算。表冷器计算结果如表 5 所示,共采用 12 台表冷器,每台表冷器的风量为 43 333 m³/h。

表 5 进气冷却表冷器计算结果

| | |
|------------|---------|
| 初参数 | |
| 大气压力/kPa | 100.287 |
| 干球温度/°C | 34.2 |
| 湿球温度/°C | 27.8 |
| 终参数 | |
| 干球温度/°C | 10 |
| 迎面风速/(m/s) | 1.38 |
| 排数 | 8 |
| 冷水初温/°C | 7 |
| 冷水温差/°C | 5 |
| 冷量/kW | 872.42 |
| 水量/(kg/s) | 41.67 |
| 空气阻力/Pa | 80.78 |
| 水阻力/kPa | 18.91 |

设计工况下进气冷却系统的总冷量为 872.42 kW/台×12 台=10 469 kW。

3.1.2 溴化锂冷水机组

该能源站的余热锅炉全年可以提供 20 t/h 低压蒸汽用于进气冷却系统,根据实测,由于管道和阀门的损失,到达制冷站的蒸汽压力只有 0.5 MPa,所以蒸汽型溴化锂冷水机组的实际冷量为额定冷量的 89%。选用 2 台单台冷量为 5 930 kW 的蒸汽型溴化锂冷水机组,其实际冷量为 5 930 kW×0.89=5 277.7 kW,合计 10 555 kW,满足要求,共需要低压蒸汽 12 766 kg/h。

3.1.3 风机

由于每台 FT8-3SwiftPac 燃气轮机发电机组有 2 个进风口,每个进风口的风量达到 133 752 m³/h,如果选择 1 台目前常规的离心风机,其全压将达到 1 000 Pa 以上;如果采用多台风机并联,由于可提供安装风机的空间有限,每台风机的风量和风压仍然超大,不但风压明显过剩,而且噪声问题也无法解决,风机问题成为该工程进气冷却系统的一大瓶颈。

国内外现行的进气冷却装置一般均采用两级空气过滤——粗效空气过滤器和亚高效空气过滤器。对 FT8-3SwiftPac 燃气轮机发电机组的空气过滤部分进行分析发现,为了保证燃气轮机的安全和正常运行,FT8-3SwiftPac 燃气轮机发电机组设有两级空气过滤。两级空气过滤器的初阻力之和为 205 Pa,终阻力之和为 700 Pa,对 0.4 μm 粉尘的空气过滤综合效率为 91.2%,相当于 0.5 μm 粉尘的过滤效率为 97.5%。燃气轮机提供了克服空气过滤器阻力的余压,燃气轮机发电机组允许的进

气最大压力波动为 500 Pa, 当压力差超过 500 Pa, 即过滤器阻力超过最大允许空气阻力时, 需要更换空气过滤器。目前更换时间为 1 个月左右。

如果空气过滤器的效率不变, 或稍微提高, 空气过滤器终阻力、表冷器和风道的阻力之和小于 700 Pa, 风机即可取消, 风机的瓶颈问题即可得到解决。

3.1.4 驻极体静电空气过滤器

驻极体静电空气过滤器的主要特点是: 过滤效率高、空气阻力低、容尘量大。原本采用一级驻极体静电空气过滤器即可达到本工程的要求, 为确保燃气轮机运行安全, 延长空气过滤器的更换时间, 决定采用两级驻极体静电空气过滤器, 对 $0.5 \mu\text{m}$ 粉尘的综合过滤效率为 99.5%, 其终阻力合计为 128 Pa, 加上表冷器的阻力 81 Pa, 风道的阻力 25 Pa, 总计 234 Pa, 远低于原来空气过滤器的终阻力 (700 Pa), 也就是说增加进气冷却装置后, 燃气轮机的进气阻力没有增加, 反而减小了。

综上所述, 该项目进气冷却系统采用 2 台冷量为 5 930 kW 的蒸汽型溴化锂冷水机组, 两级驻极体静电空气过滤器, 8 排表冷器, 对 $0.5 \mu\text{m}$ 粉尘的综合过滤效率为 99.5%, 系统总的空气阻力为 234 Pa, 满足设计要求。

3.2 经济分析

表 6 为进气冷却系统初投资, 表 7 为进气冷却系统收支情况。

表 6 进气冷却系统初投资

| | 费用/万元 |
|------------|---------|
| 蒸汽型溴化锂冷水机组 | 799.2 |
| 水泵和冷却塔等 | 277.6 |
| 空气过滤器 | 11.6 |
| 表冷器 | 102 |
| 自动控制系统 | 20 |
| 材料及安装 | 165 |
| 土建 | 120 |
| 合计 | 1 495.4 |

4 结论

4.1 随着室外气温的升高, 空气密度降低, 导致进入燃气轮机的空气质量流量减小, 燃气轮机发电效率明显下降。进气冷却技术是国际上流行的一种可以明显提高 CCHP 系统经济性, 且行之有效的先进技术。

4.2 实现进气冷却有多种途径: 水喷雾、直接蒸发、溴化锂冷水机组、压缩式制冷机组、液化气体制冷和冰蓄冷, 这些技术各有所长, 适用于不同场

表 7 进气冷却系统收支情况

| | |
|-----------------------------------|------------|
| 收入 | |
| 进风冷却后年增加发电量/(MW·h/a) | 63 395.00 |
| 电价/(元/(kW·h)) | 0.57 |
| 进风冷却后增加发电量收入/(万元/a) | 3 638.87 |
| 支出 | |
| 进风冷却后年增加天然气耗量/(m ³ /a) | 6 035 933 |
| 天然气价格/(元/m ³) | 2.21 |
| 进风冷却后增加天然气耗量支出/(万元/a) | 1 333.94 |
| 溴化锂吸收式冷水机组及配套泵塔组年耗电量/(MW·h/a) | 3 946.29 |
| 溴化锂吸收式冷水机组及配套泵塔组耗电量支出/(万元/a) | 226.52 |
| 冷却塔耗水量/(t/a) | 282 392.00 |
| 水价/(元/t) | 2.74 |
| 全年水费/(万元/a) | 77.38 |
| 进气冷却系统年修理、维护费用/(万元/a) | 15.64 |
| 人员工资/(万元/a) | 60.00 |
| 进气冷却系统设备折旧/(万元/a) | 99.00 |
| 小计/(万元/a) | 1 812.47 |
| 进风冷却后年净收益/(万元/a) | 1 826.40 |

合, 应因地制宜地选择应用。

4.3 工程实例的经济分析结果表明, 采用进气冷却系统后, 虽然进气冷却系统需要增加整个能源站的初投资, 发电量增加的同时天然气耗量也相应上升, 同时进气冷却系统也需要一定的运行费用, 但是从所增加的发电量中得到的效益要明显高于上述支出, 能源站的收益仍然增加, 回收期短于 2 年。

4.4 进气冷却技术貌似简单, 但是技术含量甚高, 若设计方案不合理, 将导致投资回收期明显增加, 甚至亏损运营, 探讨和采用合理的进气冷却设计方案尤为重要。本文所述工程实例, 若采用风机送风, 不但投资增加, 噪声难以处理, 而且运行费用剧增。采用更换空气过滤器形式的方法, 可谓是一举两得, 相得益彰。各种燃气轮机的进气冷却技术中还有很多问题值得深入研究和探讨。

4.5 由于雾霾席卷中国大地, 环境污染已成为关系国计民生的大事, 气代煤在很多城市和地区已是大势所趋, 愈来愈多的燃气电站、CCHP 能源站将陆续投入建设, 采用进气冷却技术提高燃气轮机的效率意义重大, 希望有更多的暖通空调界人士关注、研究和实施这项技术, 以使我国燃气轮机的使用效率达到或接近目前的国际先进水平。

参考文献:

- [1] ISO. ISO standard 2314-2009 Gas turbines—acceptance tests[S]. International Organization for Standardization, 2009
- [2] ASHRAE. 2012 ASHRAE Handbook—HVAC systems and equipment [S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2012