

热力循环

文章编号: 1001-2060(2010)01-0034-05

# 燃气轮机热电联供系统性能评估案例

李 锋<sup>1</sup>, 赵玺灵<sup>2</sup>, 付 林<sup>2</sup>

(1. 北京清华城市规划设计研究院 能源所, 北京 10084 2 清华大学 建筑技术科学系, 北京 100084)

**摘 要:** 对某供热厂的燃气轮机热电联供系统进行了研究, 将燃煤分产和燃气分产进行了全方面的比较, 其性能评价对合理应用 CHP 有重要作用。在热电分产的节能性方面, 以燃气—蒸汽联合循环电厂和燃气锅炉作为比较的基准线, 全年平均节能率为 8.9%; 在运行经济性方面, 燃气轮机系统与燃煤锅炉分产相比, 每年节省 46 万元, 与燃气锅炉分产相比, 每年节省 182 万元, 且节省费用随着电价的增加而增加, 随着气价的增加而减少。另外, 与燃煤锅炉分产相比时, 还随着煤价的增加而增加; 在排放物方面, 燃气轮机联供系统与燃煤分产和燃气分产对比, NO<sub>x</sub> 减排量并不显著, 而其余排放物有明显地减少。燃气轮机系统与燃煤以及燃气锅炉相比具有一定的优越性, 在设计合理的情况下具有良好的前景。

**关 键 词:** 燃气轮机; 热电联供; 锅炉; 性能比较

中图分类号: TK47 TM611.3 文献标识码: A

## 引 言

冷热电联供系统是建立在能源梯级利用的基础上将发电与供热/供冷集成于一体的能源利用系统, 目的在于提高能源的综合利用效率和有效减少污染物的排放<sup>[1]</sup>。冷热电联供系统的发电机组可采用燃气轮机、内燃机以及燃料电池系统<sup>[2]</sup>, 但由于烟气排放温度很高, 因此回收烟气余热是提高天然气利用效率的一种有效途径<sup>[3-6]</sup>。

某供热厂采用燃气轮机+余热锅炉联供系统, 在发电的同时回收部分烟气余热。本研究工作以此为对象, 对该供热厂燃气轮机联供系统与燃煤、燃气锅炉在能耗、经济性以及环保方面进行全面的比较, 并将得出一些结论。

## 1 某供热厂燃气轮机系统现状

某供热厂原利用燃煤锅炉生产蒸汽, 现今采用

一台发电功率为 1 441 kW 的燃气轮机系统代替部分燃煤锅炉。燃气轮机系统采用天然气作为燃料(天然气低热值为 35.16 MJ/m<sup>3</sup>), 由管道输送到厂内, 经由燃气压缩机加压后供给燃气轮机, 燃烧生成的高温烟气驱动透平机带动发电机, 同时, 燃气轮机排气进入余热锅炉, 锅炉给水在余热锅炉内加热后变为水蒸气, 整个系统流程图如图 1 所示。

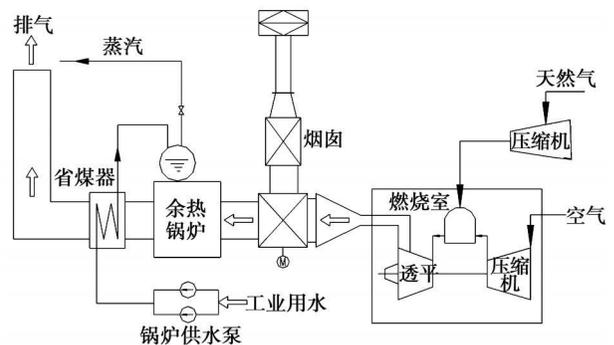


图 1 燃气轮机热电联供系统流程图

## 2 供热厂基本需求

该供热厂逐月耗煤量、产汽量以及耗电量变化情况如表 1 所示。

由表 1 可知, 在 1 月、2 月、11 月和 12 月该厂电负荷最大, 耗电量超过了燃气轮机系统的额定容量 1 441 kW; 在 3 月、6 月、7 月及 8 月电负荷次之, 耗电量达到了燃气轮机系统额定容量的 60%; 其余月份耗电量少于燃气轮机系统额定容量的 60%。由于燃气轮机系统有一定的设计运行范围, 在该范围内具有较高的发电效率, 而低负荷时, 发电效率会急剧下降, 排气污染也会急剧增大<sup>[7]</sup>。由于燃气轮机系统在电负荷达到额定容量 60% 以上可以运行, 则

收稿日期: 2009-04-08 修订日期: 2009-05-11

基金项目: 国家 863 基金资助项目 (2006 AA05 Z252)

作者简介: 李 锋 (1984-), 男, 河北沧州人, 北京清华城市规划设计研究院助理工程师。

燃气轮机在全年中有 8 个月可以运行, 运行时间为 5 832 h 折合成满负荷运行小时数为 4 647 h。表 2 给出在满足相同热电需求情况下, 燃气轮机耗天然气量、发电量、产蒸汽量以及燃煤锅炉和燃气锅炉的燃料消耗量。

表 1 供热厂耗煤量、产汽量以及耗电量逐月变化情况

时间 / 月	耗煤量 / t · h <sup>-1</sup>	产汽量 / t · h <sup>-1</sup>	耗电量 / kW
1	18.68	150.75	1 957
2	20.62	166.33	2 021
3	10.45	89.30	838
4	2.16	16.67	484
5	2.88	20.34	492
6	4.20	37.74	823
7	6.26	50.38	877
8	6.82	55.56	911
9	4.60	39.13	736
10	2.59	20.64	484
11	6.87	56.09	1 445
12	14.37	128.24	1 866

表 2 供热厂燃料消耗及产出逐月变化情况

时间 / 月	燃气轮机		产汽量 / t · h <sup>-1</sup>	燃煤锅炉	
	耗天然气量 / m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>	燃气轮机发电量 / kW		耗天然气量 / m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>	耗煤量 / t · h <sup>-1</sup>
1	574	1 441	4.76	375	0.62
2	574	1 441	4.76	375	0.62
3	393	838	3.00	281	0.42
6	386	823	2.95	276	0.41
7	411	877	3.14	288	0.43
8	427	911	3.26	294	0.45
11	574	1 441	4.76	375	0.62
12	574	1 441	4.76	375	0.62

### 3 燃气轮机联供系统性能评价

#### 3.1 节能性分析

对联供系统的能耗状况分析, 需要有一个参考系统作为比较对象, 即比较基准线。燃气轮机联供系统消耗天然气及动力装置发电的同时, 产生余热可以进一步用来产生蒸汽。由于燃气热电联供系统消耗的是天然气, 其比较基准也应在天然气应用方式中选择。热电联产模式下的比较对象选择燃气发电厂和燃气锅炉。热电分产模式下, 天然气分产电力由大型燃气—蒸汽联合循环实现, 目前相应的发电效率可以达到 55% 以上, 甚至达到 60%, 但是大

型燃气—蒸汽联合循环电厂一般距离用户较远, 因而选取这种电厂作为热电分产的比较对象时, 应考虑电网网损, 目前电网输配效率一般在 90%。在本研究的比较中取基准电厂的发电效率为 55%, 电网输配效率为 90%, 两者折合 50%。分产情况下的供热一般由燃气锅炉实现, 燃气锅炉供热效率一般为 90% 左右。

热电联产与分产模式的比较如图 2 所示, 图中  $\eta_h$  为联供系统热效率,  $\eta_e$  为联供系统电效率,  $\eta_b$  为参考锅炉热效率,  $\eta_{ce}$  为参考电厂电效率。

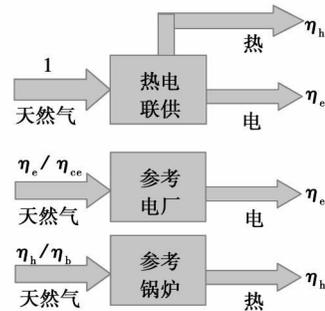


图 2 热电联供与分产的能耗对比

根据实测数据, 燃气轮机联供系统冬季运行时, 以燃气低热值为基准, 发电效率为 25.2%, 余热锅炉吸收热效率为 58.3%。热电联产模式能效比较如图 3 所示, 以燃气轮机消耗 1 kWh 低热值天然气为比较条件, 根据蒸汽量、发电量以及设备的性能, 为满足相同的热电需求, 可算得热电分产所需天然气为 1.15 kWh。可见热电联产模式比热电分产要节能, 以热电分产模式为基准, 热电联产模式节能率为 13%。在非冬季运行发电效率为 21.4%, 锅炉热效率为 53.6%, 非冬季热电联产模式与热电分产模式能效比较如图 4 所示, 热电联产模式节能率为 2.3%。

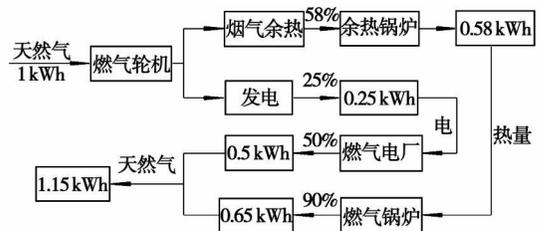


图 3 冬季运行时热电联产模式下系统能效评价计算流程示意图

燃气冬季运行期平均消耗量为 574 m<sup>3</sup> / h 非冬季平均消耗量为 404 m<sup>3</sup> / h 则系统在运行期间平均节能率为 8.9%。

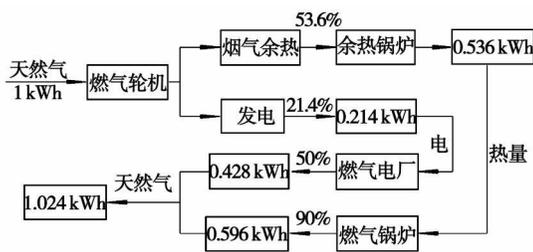


图 4 非冬季运行时热电联产模式下系统能效评价计算流程示意图

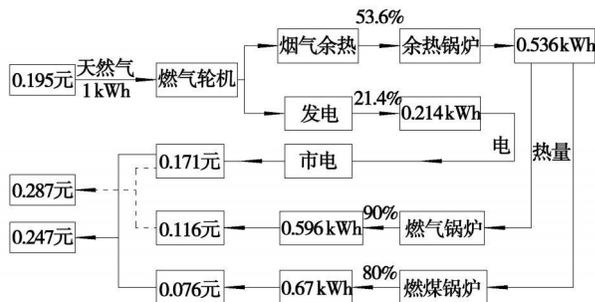


图 6 非冬季热电联产模式运行系统经济性分析计算流程示意图

### 3.2 经济性分析

由于原系统为燃煤锅炉（煤热值为 24 300 kJ/k<sub>8</sub>），在系统经济性比较上，加入燃煤锅炉进行讨论。

冬季运行时，热电联供系统的运行经济性比较如图 5 所示，热电分产模式的电力从市政电网购得，天然气价格为 1.95 元 / m<sup>3</sup>，煤价为 770 元 / 标煤，市政电网电价为 0.8 元 / (kWh)，取燃煤锅炉效率为 80%，结合以上能效分析可知，热电联产模式下系统每消耗 1 kWh 天然气，相对于燃气锅炉分产可节省运行费用 0.131 元，即每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气节省运行费用 1.31 元；相对于燃煤锅炉分产可节省运行费用 0.087 元，即每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气节省运行费用 0.87 元。

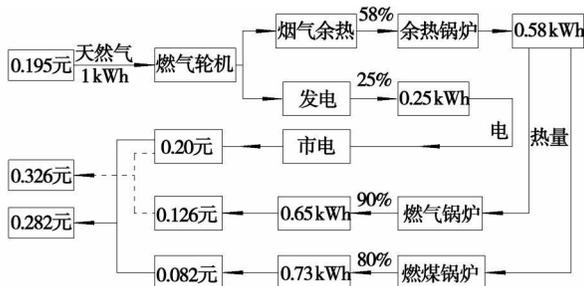


图 5 冬季热电联产模式下运行系统经济性分析计算流程示意图

热电联供系统在非冬季的运行经济性比较如图 6 所示，在热电联产模式下，每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气相对于燃气锅炉分产节省运行费用 0.92 元，相对于燃煤锅炉分产节省运行费用 0.52 元。

同样，在整个运行期间，燃气轮机系统每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气，相对于燃气锅炉分产平均节省运行费用 1.15 元，相对于燃煤锅炉分产平均节省 0.72 元。

考虑设备折旧和维护费用，燃气轮机设备投资费用 2 000 万元，燃气轮机设备使用年限为 20 年，燃气锅炉与燃煤锅炉设备投资分别为 30 万元与 50

万元，燃气锅炉和燃煤锅炉设备使用年限为 20 年，燃气轮机系统维护费用为 0.07 元 / (kWh)，燃气锅炉和燃煤锅炉维护费用取 4%，三者折旧率均为 4.75%。表 3 为燃气轮机联供系统与热电分产运行费用比较结果。

表 3 燃气轮机联供系统与热电分产运行费用比较

	燃气锅炉分产	燃煤锅炉分产	燃气轮机系统	相对燃气锅炉分产节省费用 / 万元	相对燃煤锅炉分产节省费用 / 万元
综合费用 / 万元	992	855	779	213	76

与燃煤锅炉分产和燃气锅炉分产相比，燃气轮机系统尽管在设备维护及折旧费用上花费较多，但是由于在买电买气方面节省费用较多，因此经济性占优。

### 3.3 价格敏感性分析

电煤气的价格对系统经济性是有影响的，本研究对价格敏感性进行分析，取波动范围为 -50% ~ 50%，则联供系统节省费用随价格变化如图 7 和图 8 所示。

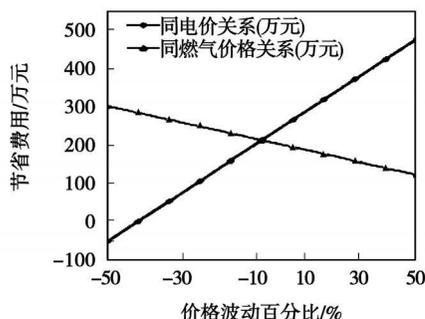


图 7 联产系统相对燃气锅炉分产的节省费用与价格的关系

如图 7 所示，联产系统同燃气锅炉分产相比，电价的变化对节省费用的影响最大，随着电费的增加，经济性提高；天然气价格变化相对影响较小，随着天

然气价格的增加, 经济性降低。

如图 8 所示, 联产系统与燃煤锅炉分产相比, 随着电价及煤价的增加, 经济性有所提高, 而随着天然气价格的增加, 经济性降低。电价与天然气价格影响较为显著, 煤价相对而言影响不显著。

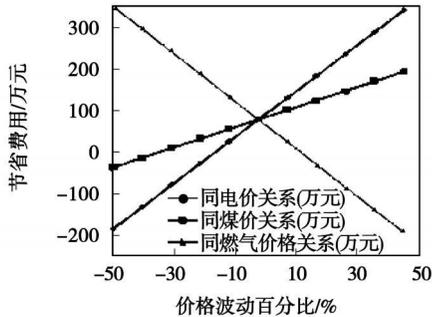


图 8 联产系统相对燃煤锅炉分产的节省费用与价格的关系

### 3.4 排放物分析

为便于比较评价联供系统与分产系统的减排性能, 在此根据当前市场上常见的排放指标以及实测值, 燃气燃烧后 CO<sub>2</sub> 排放指标为 0.19 kg/(kWh), 燃煤为 0.32 kg/(kWh); 联供系统 NO<sub>x</sub> 排放指标为 0.17 g/(kWh), 燃气锅炉为 0.15 g/(kWh), 燃煤锅炉为 0.17 g/(kWh); 另外, 每千瓦小时标煤还将排放 1.52 g SO<sub>2</sub> 和 0.34 g 粉尘。冬季运行时热电联供系统与燃煤锅炉分产及燃气锅炉分产的排放物比较如图 9 所示。

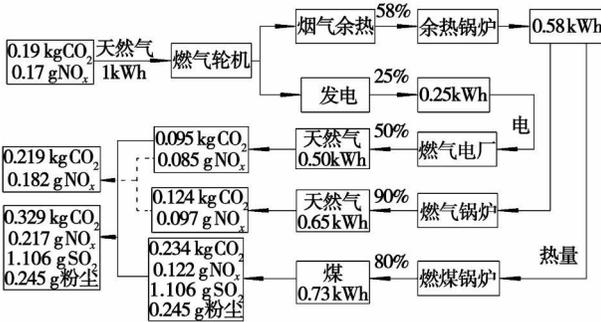


图 9 冬季热电联产模式下运行系统排放物分析计算流程示意图

结合能效分析, 在热电联产模式下, 热电联产系统每消耗 1 kWh 天然气时, 相对于燃气锅炉分产, CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 0.029 kg 和 0.012 g; 即每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气, CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 0.29 kg 和 0.12 g。可以看出, NO<sub>x</sub> 减排量较少, 这是因为虽然

热电联产节能率较高, 但热电联产与燃气锅炉相比, NO<sub>x</sub> 的排放量较多, 因此减排量不明显。

相对于燃煤锅炉分产, CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>、粉尘、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 0.139 kg、1.106 g、0.245 g 和 0.037 g; 即每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气, CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>、粉尘、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 1.39 kg、11.06 g、2.45 g 和 0.37 g。同样, 联供系统与燃煤锅炉相比, NO<sub>x</sub> 的排放量几乎持平, 因此 NO<sub>x</sub> 的减排量并不明显。

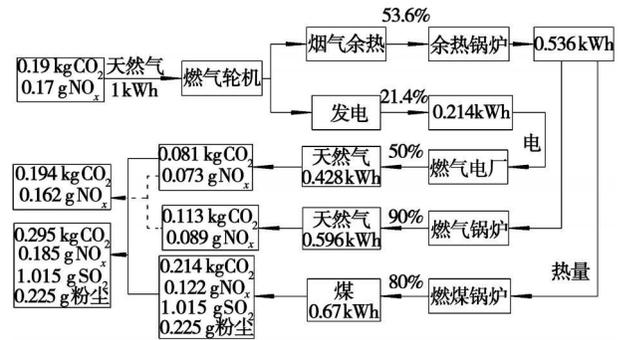


图 10 非冬季热电联产模式下运行系统排放物分析计算流程示意图

在非冬季下, 热电联产系统与燃煤锅炉分产和燃气锅炉分产的排放物比较如图 10 所示, 每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气, 相对于燃气锅炉分产 CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 0.04 kg 和 0.08 g; 相对于燃煤锅炉分产, CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>、粉尘、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 1.05 kg、10.15 g、2.25 g 和 0.15 g。

同样在整个运行期间, 每消耗 1 m<sup>3</sup> 天然气, 相对于燃气锅炉分产, CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 0.19 kg 和 0.04 g; 相对于燃煤锅炉分产, CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>、粉尘、NO<sub>x</sub> 减排量依次为 1.25 kg、10.68 g、2.37 g 和 0.28 g。三者相关排放物的分析, 如表 4 所示。

表 4 燃气轮机联供系统与热电分产的排放物比较

	燃气轮机系统	燃气锅炉分产	燃煤锅炉分产
CO <sub>2</sub> 排放量 / t	5 385	5 911	8 922
SO <sub>2</sub> 排放量 / kg	0	0	30 268
粉尘排放量 / kg	0	0	6 707
NO <sub>x</sub> 排放量 / kg	4 817	4 922	5 344

由表 4 可见, 燃气轮机的环保效益还是比较显著的, CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub> 和粉尘的排放量与燃气锅炉分产以及燃煤锅炉分产相比均有所减少, 但对 NO<sub>x</sub> 的减排没有明显作用。

## 4 结 论

(1)从燃气轮机热电联产与热电分产的节能性对比中可以看出,在冬季运行时燃气轮机系统节能率较高,以燃气电厂和燃气锅炉作为比较基准线,节能率达到 13%;系统非冬季节能率仅为 2.3%,全年平均节能率为 8.9%。这主要是因为随着负荷的降低,系统的运行效率降低,因此造成了节能率的下降,但燃气轮机系统的开启还是有利于降低能耗的,而且随着以后电气设备的增加,用电需求的扩大,用电负荷也将增大,燃气轮机的投入运行是适宜于未来发展的。

(2)从燃气轮机热电联产系统与燃气锅炉分产和燃煤锅炉分产的运行经济性的对比中可以看出,考虑设备维护以及折旧费用,燃气轮机系统与燃气锅炉分产相比,每年节省 213万元,综合运行费用节省 21.5%,与燃煤锅炉分产相比,每年节省 76万元,综合运行费用节省 8.9%。节省费用随着电价增加而增加,随着燃气价格的增加而减少。而与燃煤锅炉分产相比,随着煤价的增加节省费用也增加。

(3)从 3种系统排放物上考虑,燃气轮机系统相对于燃煤锅炉分产排放物有不同程度的减少,而由于均使用燃气作为燃料,尽管采用了较为节能的运行方式,但燃气轮机系统与燃气锅炉分产相比,排

放物也只是略有减少,这说明燃气轮机的运行在合理条件下可以起到减排的作用。

综上所述,无论是从经济性上考虑,还是从节能减排方面考虑,燃气轮机系统与燃气锅炉分产和燃煤锅炉分产相比,均具有一定的优越性,而且在一定条件下具有良好的发展前景。

### 参考文献:

- [1] 江丽霞,金红光,蔡睿贤.冷热电三联供系统特性分析与设计优化研究[J].工程热物理学报,2002,6(增):21-24.
- [2] 于泽庭,韩吉田,苏国萍.固体氧化物燃料电池电热冷联供总能系统的分析[J].太阳能学报,2007,28(6):648-653.
- [3] 孙作亮,付林,张世钢,等.吸收式热泵回收烟气冷凝热的实验研究[J].太阳能学报,2008,29(1):13-17.
- [4] 张世钢,付林,李辉,等.BCHP系统中吸收式热泵性能模拟[J].太阳能学报,2007,28(1):1-6.
- [5] FU LN, ZHAO XILING, ZHANG SHIGANG, et al. The performance improvement of an 70 kWe natural gas CHP system // Proceedings of ES2008 Energy Sustainability 2008 [C]. Florida Jacksonville 2008.
- [6] FU LN, ZHAO XILING, ZHANG SHIGANG, et al. The steady and dynamic performance of an innovative natural gas CHP system // Proceedings of ES2008 Energy Sustainability 2008 [C]. Florida Jacksonville 2008.
- [7] 黄兴华,李赞.联供系统设备配置与运行策略集成优化研究[J].太阳能学报,2008,29(1):24-28.

(本文责任编辑 刘伟)

新技术、新材料

## 汽轮机叶片氮化物涂层的耐蚀性

据《Теплоэнергетика》2009年2月号报道,提高汽轮机动叶耐蚀性的有效方法是在其叶型表面上涂氮化物保护层;氮化钛或钛和氮化钛的交替层。

为了改进涂层的保护性能,也涂上由化合物(TiAl)N做成的表面层(TiAl)N涂层与TiN涂层比较具有更大的耐点状腐蚀性,并且在高温下具有良好的耐氧化性。

介绍了TiN和(TiAlZrMo)<sub>x</sub>N多层氮化物涂层在水蒸气内耐停机腐蚀性和耐高温腐蚀性试验的结果。

在俄罗斯ЦКТИ(中央锅炉涡轮机研究所)和НИИУАСТ(乌拉尔航空特种工艺科学研究所)进行的腐蚀试验结果表明,由НИИУАСТ研制并按照该研究所工艺涂敷的TiN和(TiAlZrMo)<sub>x</sub>N涂层用于保护汽轮机叶片免受低温和高温腐蚀是合理的。

(吉桂明 摘译)

sure) No. 1 stage of an ultra-supercritical steam turbine with the flow state in both the cooling path and the main flow passage being investigated. Moreover, the temperature field of the rotating blade surface and blade root surface was also studied. The research results show that corresponding to the given maximum and minimum inlet total pressures, the difference of the areas on the rotating blade suction surface being influenced by the cooling steam is about 10% of a relative blade height, while that of the maximum temperature difference on the blade root surface, only around 0.6 K. The higher the inlet total pressure of the cooling steam, the better the cooling effectiveness. The interference of the cooling steam to the main steam, however, is also stronger, leading to a drop of the flow efficiency. Consequently, the optimum cooling steam inlet total pressure should be chosen by taking a comprehensive consideration of the cooling effectiveness and flow efficiency. Key words: cooling steam, total pressure, rotor, numerical simulation

600 MW 汽轮发电机组轴系标高测试及振动故障治理 = Shafting Elevation Measurement and Vibration Troubleshooting of a 600 MW Turbo-generator Unit [刊, 汉] / TIAN Xin-qi, GAO Wei (National Engineering Research Center for Vibration of Thermal Power Units, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), — 30 ~ 33

There exists a serious hidden trouble capable of causing an unstable vibration in a 600 MW turbo-generator unit of a power plant. During the load carrying period of the unit, a low frequency vibration at 17.5 Hz suddenly occurred to shaft No. 5 and 6 with an amplitude component equaling to  $170 \mu\text{m}$ . A measurement and analysis of the change of the relative elevation, vibration and oil film pressure of the shafting system of the unit have induced one to conclude that the irrational elevation of the shafting system constitutes one of the main causes leading to an unstable vibration of the unit. The authors described the vibration measurement conditions of the unit and the methods for measuring and testing the shafting elevation. In conjunction with the measurements of the elevation, the law governing the change of the shafting elevation with the operating condition was analyzed. The measurement results indicate that from the cold state to the hot one, bearing No. 5 is relatively elevated by 1.180 mm in comparison with bearing No. 4. After a comprehensive analysis, a shafting elevation adjustment version was worked out and implemented in the cold state. Bearing No. 5 was elevated by 0.9 mm relative to bearing No. 4, thereby thoroughly solving the unstable vibration problem of the shafting system. Key words: shafting elevation, measurement, vibration, turbo-generator unit, elevation adjustment

燃气轮机热电联供系统性能评估案例 = Performance Evaluation Case of a Gas Turbine-based Heat and Power Cogeneration System [刊, 汉] / LI Feng (Department of Architectural Engineering Science, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), ZHAO Xi-ling, FU Lin (Energy Source Research Institute, Beijing Tsinghua Urban Planning and Designing Institute, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), — 34 ~ 38

A gas turbine heat and power cogeneration system in a heat supply plant was studied and compared comprehensively with a coal-fired and gas-fired cogeneration system. The performance evaluation played an important role in rationally utilizing cooling, heating and power (CHP) energy. Regarding the energy-saving property of the heating and power cogeneration system, when the gas steam combined cycle power plant and the gas-fired boiler serve as a reference for comparison, the annually averaged energy saving rate hits 9%. In a comparison of the operation economy, when the gas turbine system is compared with the coal-fired boiler system, a lump sum of RMB 460,000 Yuan can be saved each year, and an amount of RMB 1.82 million Yuan saved annually in comparison with the gas-fired boiler system. In the meantime, the cost saving will increase with an increase of the kilowatt-hour price and decrease with an increase of the gas price. In addition, when the gas turbine system is compared with the coal-fired boiler one, the cost saving will increase with an increase of the coal price. As regards emissions, when the gas tur-

bine-based cogeneration system is compared with the coal-fired and gas-fired boiler system,  $\text{NO}_x$  emissions are not reduced remarkably but other emissions are lowered conspicuously. The gas turbine system features a definite edge in comparison with the coal-fired and gas-fired boiler system and will enjoy bright prospects in case a rational design is ensured. Key words: gas turbine; heat and power cogeneration; boiler; performance comparison

**有无后冷器的微燃气轮机 HAT循环性能比较** = A Comparison of the HAT (Humid Air Turbine) Cycle Performance of a Micro Gas Turbine With and Without an Aftercooler [刊, 汉] / WANG Bo; ZHANG Shi-jie; XIAO Yun-han, et al (Key Laboratory on Advanced Energy and Power Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —39~42

Compared was the performance of a 80 kW micro gas turbine recuperative cycle after its conversion to a HAT (humid air turbine) cycle with and without an aftercooler. The needed increase in the heat exchanger area is given. The research results show that for the gas turbine under investigation, both the conversion efficiencies and power outputs of the HAT cycle system with and without an aftercooler are nearly the same. Compared with the HAT cycle having an aftercooler, the cycle without an aftercooler is equipped with a humidifier of a greater height and volume. The total heat exchange area (sum of the heat exchange areas of the aftercooler, humidifier and economizer), however, becomes smaller in the absence of the aftercooler. This means that the total investment will be lower and the configuration of the HAT cycle system more simple, thus making the system more compact and its control easier. Key words: HAT (humid air turbine) cycle; micro gas turbine; aftercooler

**新型矩形翼纵向涡发生器流动与换热实验研究** = Experimental Study of the Flow and Heat Exchange in a Longitudinal Vortex Generator With a New Type of Rectangular Wing [刊, 汉] / MN Chun-hua; QI Cheng-ying; XIE Shang-qun, et al (College of Energy Source and Environment Engineering, Hebei Polytechnical University, Tianjin, China, Post Code: 300401) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —43~46

With a small rectangular auxiliary wing being affixed at one side of the rectangular wing, called a combination wing, a new type of rectangular wing longitudinal vortex generator is formed. Under the condition of the pressure loss being identical, the flow and heat exchange characteristics of the combination wing longitudinal vortex generator and the original rectangular wing one in the rectangular passage were compared through experiments. The test results show that for the original rectangular wing, the optimum attack angle is 45 degrees. Compared with the rectangular wing, the combination one has a heat exchange conspicuously intensified with a reduced resistance coefficient. Especially when the auxiliary wing is installed at the upstream of the rectangular wing, there emerges a more conspicuous effectiveness in intensifying the heat exchange and reducing the resistance coefficient. In the range of the present study, the flow and heat exchange effectiveness will be optimum when the attack angle of the auxiliary wing is set at 30 degrees. Key words: longitudinal vortex generator; rectangular passage; intensified heat transfer; pressure loss; combination wing; rectangular wing

**不同粒度煤粉的表面结构与燃烧特性研究** = Study of the Surface Structure and Combustion Characteristics of Pulverized Coal in Various Particle Sizes [刊, 汉] / XU Yuan-gang; ZHANG Cheng; XIA Ji, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —47~50

Four particle sizes of Pingshan originated and Dayou originated coal were prepared. The surface structure and combustion characteristics of the pulverized coal in different particle sizes were investigated by using respectively the