

新型注空气循环燃气轮机技术进展及性能研究

郝吉才, 林 枫, 何 彬

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 燃气轮机注空气循环是指将经过额外压缩机压缩的空气直接或者加湿后, 吸收燃气轮机排气余热, 并注入燃烧室的一种循环方式, 回收了排气余热的同时, 增加了流体的质量流量, 提高了燃气轮机的功率和效率。研究结果表明, 注气量受压气机喘振、燃气发生器转速和排气温度的限制存在最大值; 干空气注入时应首选燃油量不变模式; 湿空气注入时首选注气湿度高的方案。

关 键 词: 燃气轮机; 注空气循环; 分轴气轮燃机; 功率; 效率

中图分类号: TK494

文献标识码: A

引 言

燃气轮机排气温度较高, 利用燃气轮机排气余热增加燃气轮机输出功率和热效率成为一种改善燃气轮机性能有效的手段。原始设备制造商和工程师不断探索利用燃气轮机排温余热提高燃气轮机输出功率和热效率的技术, 目前广泛采用注蒸汽循环、湿空气透平循环等方法来提高燃气轮机性能。注空气循环正是在这样的不断探索下产生的。注空气循环方式的提出使燃机功率和效率提高的同时, 克服了叶片腐蚀、热斑效应等其它方式中燃气轮机运行出现的问题。对燃气进行注空气循环改造时, 若要保持原型燃气轮机改动量小甚至无改动量, 注入空气的质量流量要综合考虑注气量对压气机运行点、燃气发生器转速以及燃气轮机排气温度变化的影响, 必要时需要采取在燃烧室注空气的同时在高压涡轮和动力涡轮之间注入适量空气的多点注入方式。

注空气循环技术由国外首先提出, 目前已经进入应用阶段。国内目前尚无燃气轮机注空气循环的相关报道, 中船重工第七〇三研究所一直关注此项新技术的进展。

ESPC(Energy Storage Power Corporation) 于 1987 年由 Michael Nakhamkin 教授建立, 在改善电站性能、发展革新技术领域方面起着领军作用。Michael Nakhamkin 教授是燃气轮机注空气循环专利和应用许可的持有人, 为推进注空气循环的工程应用做出了突出贡献。

田纳西州河流域管理局(TVA - Tennessee Valley Authority) 联合帕森斯基础设施技术团队(Parsons Infrastructure and Technology Group) 对燃气轮机注湿空气(HAI) 技术和其它增加功率的技术工程应用和耗资方面进行了详细的评估, 研究结果基于 GE7121(EA) 型燃气轮机的循环或由其组成的联合循环。试验研究表明^[1]: 在夏季 32 ℃ 的大气温度下, 将 GE7121(EA) 型燃气轮机改造成注湿空气燃气轮机(CT - HAI) 使输出功率由 75.9 MW 提高到 103 MW, 同时使热耗率由 11 213.9 kJ/(kWh) 降低为 10 138.1 kJ/(kWh)。改造成本平均每增加 180 美元/kW。TVA 进一步将 HAI 技术应用于它在科尔伯特电站正在使用的 PG7661 型燃气轮机。研究结果表明, 大气环境 35 ℃ 下, PG7661 改造成燃气轮机注湿空气循环(CT - HAI) 后, 大约带来 30% 的功率提升和 15% 的热耗率降低。

2001 年, 卡尔派恩(Calpine) 电站从 ESPC 获得了将空气循环(湿空气) 应用到它发电中的系列燃气轮机和燃蒸联合循环的许可^[2]。卡尔派恩将注湿空气循环应用到 PG7241FA 型燃气轮机, 在卡罗莱纳州南部的布罗德河能源中心(Broad River Energy Center) 进行了一系列试验。试验过程中采用了原有的蒸汽产生装置, 注空气位置采用原有注蒸汽位置, 使改造简单, 比对 PG7241FA 型燃气轮机在无

收稿日期: 2013-04-08; 修订日期: 2013-06-21

作者简介: 郝吉才(1987-), 男, 辽宁海城人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所助理工程师。

注入、注干空气、和注湿空气 3 种情况下在大气温度为 35 °C 的输出功率和热耗率。文献 [3] 指出: 燃气轮机工作在无注入输出功率为 150.4 MW; 注干空气输出功率为 166.4 MW, 输出功率提高了约 10%; 注湿空气(注入水蒸气占燃气轮机空气流量质量分数 3.5%) 输出功率 168.7 MW, 功率提高 12.2%。功率增加量随着水蒸气质量分数的增大而增大。注入湿空气后燃气轮机从满负荷到部分负荷热耗率降低分别为 8%, 15%。湿空气的注入使得排气中 NO_x 的含量降低 15%。文献 [4] 进一步对注空气循环与进口气体冷却方式燃气轮机输出功率进行了对比, 大气环境温度 35 °C 时燃气轮机效率下降到 150 MW, 此时热耗率为 10 301.4 kJ/(kWh)。分别采用进口空气冷却、注干空气、注湿空气(7.5% 湿度) 方式提高功率时, 功率分别为 169、172、184 MW, 热耗率分别为 10 393.5、10 234.4、9 727.9 kJ/(kWh)。可见注空气循环带来最大的功率提升和明显的热耗率的降低。进口气体冷却方式虽然提升了功率却也造成了热耗率的提高, 带来了额外的燃料消耗成本。

希尔能源和 PB 动力(Hill Energy Systems and PB Power) 将旧蒸汽电站的 4 台 GE Fr 7B 系列调峰机组改造为注湿空气燃气轮机^[5]。在大气温度 35 °C 条件下, 实际运行结果表明这样的改造使得每台燃气轮机功率从 45 MW 提高到 57.5 MW, 给整个电站带来了额外 50 MW 的发电能力。通过改善了热耗率(13 721.2 kJ/(kWh) 降低为 11 820.8 kJ/(kWh)) 使燃料费用减少了 15%, 同时测量出排气中 NO_x 的含量由 100 mg/kg 降到少于 50 mg/kg。从而保证 GE Fr 7B 系列这样应用在 20 世纪 70 年代早期的机组能够在现有的排放标准下运行。

西门子公司的 V94.2 型燃气轮机在标准环境下设计输出功率 116 MW, 改造成 HAI 后, 燃气轮机发出相同的功率需要更少的燃料, 工作在更低的燃烧温度和排气温度, 有效地节约了燃料成本并降低了排气的 NO_x 含量^[6]。文献 [6] 同时对相同功率的 V94.2 和改造后的 HAI 机组的经济性进行了分析, 分析结果表明: 虽然在成本和水资源上产生了额外的投资, 但是由于昂贵燃料的节省使得机组净收益提高, 缩短了投资回收年限。建设原 V94.2 型需要 3.04 年回收成本, 改造成相同功率 HAI 型时只

需 2.70 年回收成本。

除了对以上的单轴型燃气轮机进行注空气循环的改造之外, ESPC 与 Struthers Wells Corporation 合作对 Rolls Royce Allison (RRA) KC7 小型分轴燃气轮机进行了注空气循环的改造^[7], 用于带动天然气增压站压气机组。为了解决空气注入压气机燃烧室之间位置造成的燃气发生器转子超速现象, 对系统进行了最优化研究, 研究结果表明, 采用不同于单轴一个注入点的注入形式, 而采用两处注入点, 适当调整流量可以解决超速问题。这两处注入点分别为燃烧室上游与压气机之间和高压涡轮和动力涡轮之间。文献 [7] 阐述了 KC7 - DAI 和 KC7 - HAI 技术时燃气轮机输出功率的变化。KC7 - DAI 循环时, 功率从 5 MW 提高到 6.3 MW, 扣除压气机耗功 0.65 MW, 净功率提升 0.77 MW, 功率提升约 15%, 功率提升带来的天然气产出量增加 12%; KC7 - HAI 循环时, 功率从 5 MW 提高到 6.39 MW, 扣除压气机耗功 0.3 MW, 净功率提升 1.09 MW, 功率提升约 22%, 功率提升带来的天然气产出量增加 15%, 注空气循环的应用提高了增压站的经济效益。

1 研究对象

本研究的注空气循环基于某型分轴燃气轮机, 对分轴燃气轮机进行注空气循环的系统改造。在注干空气循环中, 燃气轮机发出的功带动额外的压气机压缩空气, 压缩空气经回热后注入燃烧室, 连续不断发出功率, 如图 1(a)。注湿空气循环系统选择经国外工程应用证明经济性最好的组成形式。软化水经过除氧后进入部分蒸汽产生器, 给水吸收燃气轮机排气余热产生蒸汽, 蒸汽随后进入汽水分离器, 液态水从分离器下部流出, 水蒸气经过除雾器进一步消除液态水滴后进入掺混器。额外压气机压缩的空气进入掺混器与水蒸气混合加湿形成湿空气后, 经过过热器进一步吸收燃气轮机排气余热后注入燃烧室参与循环, 系统组成如图 1(b)。

2 仿真结果与分析

对某分轴燃气轮机在 3 种大气温度(15、25、35 °C) 下进行注空气循环的性能进行探索。仿真模型

的建立基于以下假设条件:

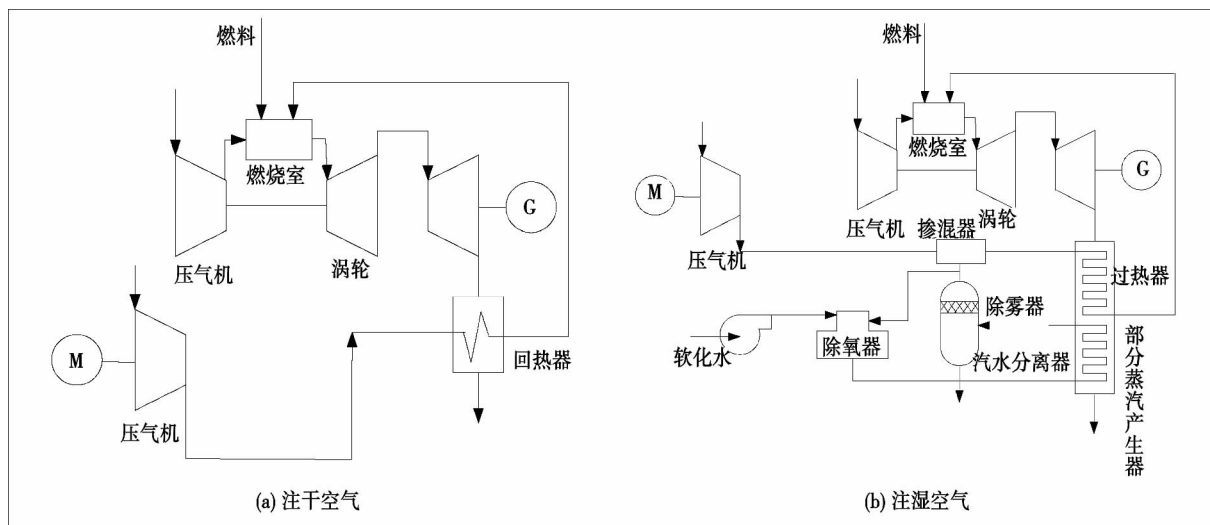


图1 注空气循环的系统组成

Fig. 1 Composition of an air-injected circulation system

(1) 注气压力与压气机出口压力相比大得不多,认为对于燃气轮机工作影响不大;

(2) 当地空气湿度不高,空气中水分含量忽略不计;

(3) 压气机效率 0.84, 高压涡轮效率 0.865, 动力涡轮效率 0.9, 回热器回热度 0.85, 6.9% 的抽气冷却空气流量, 额外压缩机效率 0.88, 压比 19。部分蒸汽产生器产生 250 °C 的水蒸气;

(4) 燃气轮机带动恒速负载, 负载转速 3 600 r/min。

2.1 最大注气量的选定

注空气燃气轮机最大注气量的选定要综合考虑注气量对压气机运行点、燃气发生器转速^[8]、动力涡轮膨胀比以及燃气轮机排气温度的影响。本章节通过分析以上参数随注气量的变化情况, 确定所选分轴燃气轮机带动 3 600 r/min 的恒速负载时采用注空气循环允许的最大注气量。注空气燃气轮机分别工作在 15、25、35 °C 大气温度下, 保持各温度下额定工况供油量不变进行注空气, 燃气轮机各性能参数随注气量的变化情况如图 2 ~ 图 4 所示。

2.1.1 注气量对压气机运行点的影响

由于所选压气机特性线缺少喘振边界, 为分析问题而引入一条辅助线, 使得在设计点附近辅助线上的点与压气机设计点之间留有 11% 裕度, 注空气

后压气机的平衡运行点不应超过辅助线, 以此来确定注气量的最大值。从图 2 中可以看出, 注空气量由 0% 变化到 30.7% 的过程中, 平衡运行点逐渐靠近并超过喘振裕度辅助线, 从计算结果可知, 在考虑压气机喘振的情况下, 燃气轮机允许的最大注空气量约为 15.4%。

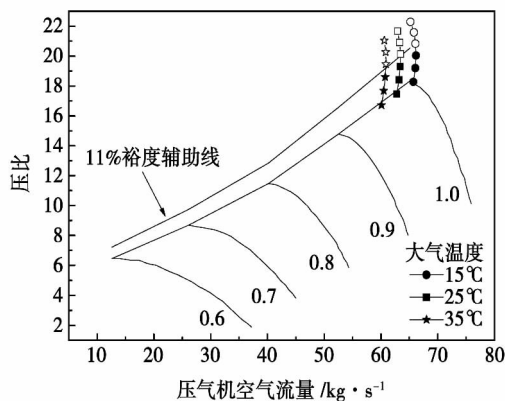


图2 压气机运行点变化

Fig. 2 Changes of the operating point of the compressor

2.1.2 注气量对燃气发生器转速的影响

燃气发生器转速随注气量变化情况如图 3 所示。随着注气量的增大, 燃气发生器转速不断升高, 但燃气发生器转速仍然保持在最大允许转速以下。

同一注气量下,大气温度低时的燃气发生器转速高于大气温度高的转速。因此考虑注气量对燃气发生器转速的影响时,大气温度高时能够注入更多空气量。

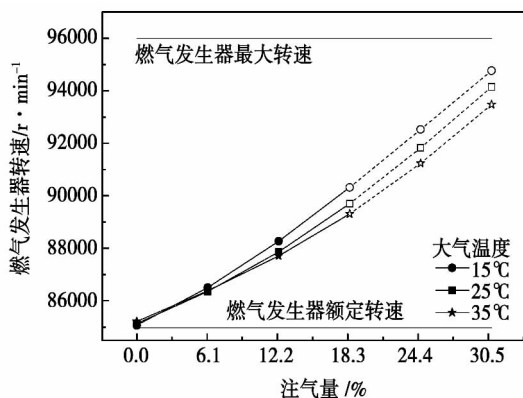


图3 燃气发生器转速变化

Fig. 3 Changes of the rotating speed of the gas generator

2.1.3 注气量对排气温度的影响

当额外压缩机压比一定时,压缩空气的温度一定。随着注气量的增大,燃气轮机排气温度降低,考虑到冷热流体温差对回热器工作的影响,注气量的选择要保证燃气轮机排气温度高于压缩后空气温度。燃气轮机排气温度随注气量的变化情况如图4所示。随着大气温度升高,压缩空气温度升高,考虑排气温度变化时燃机允许注入的最大空气量降低。

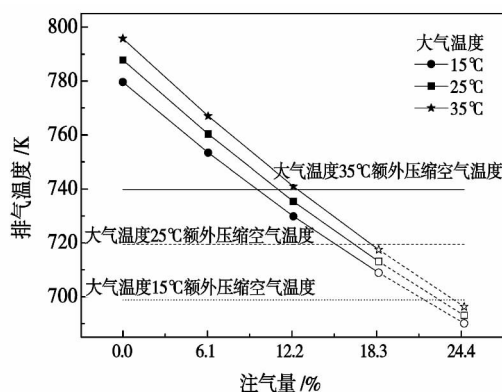


图4 排气温度变化

Fig. 4 Changes of the exhaust gas temperature

综合考虑注气量对压气机运行点、燃气发生器转速、动力涡轮膨胀比以及燃气轮机排气温度变化

的影响,确定大气温度15、25、35℃时燃气轮机允许的最大注空气量约为15.4%、15.4%、12.3%。

2.2 注空气燃气轮机性能曲线

利用仿真模型计算15℃大气温度条件下,注空气燃气轮机不同燃气初温下,功率和效率随注气量的变化情况,并绘制如图5所示的性能曲线。从图中可以看出,喘振裕度对注气量限制的影响大于最大压比,燃气初温仍是影响注空气燃机性能的重要参数。

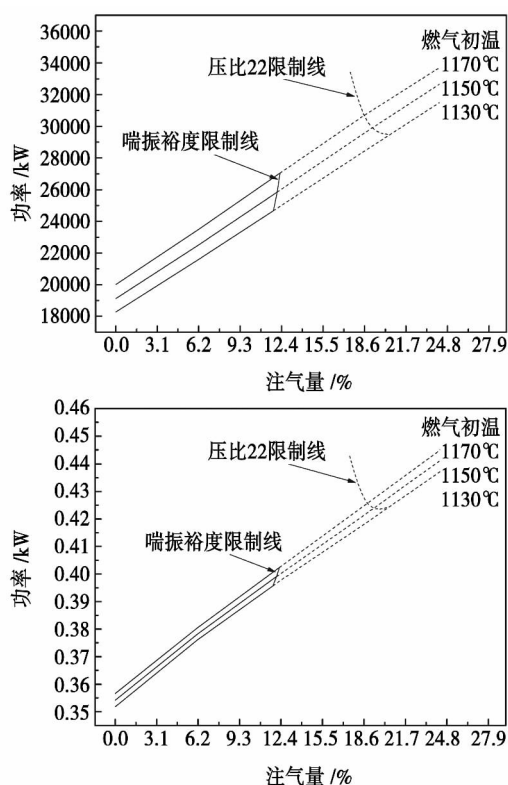


图5 注空气燃气轮机性能曲线

Fig. 5 Performance curves of the air-injected gas turbine

2.3 注空气燃气轮机最佳工作方式的选取

若原燃气轮机改造成注空气循环燃气轮机时,保持原机组供油量不变的情况下进行注空气,此时燃气轮机的性能也能够得到改善,但此时并未达到注空气循环燃气轮机的最大做功能力。采取注气措施后,逐渐提高燃油量,使燃烧室出口温度达到设计点温度,此时燃气轮机发出最大功率。本章节对保持原供油量不变情况及发出最大功率两种情况下,注气量对燃气轮机性能的影响进行仿真计算。

2.3.1 注干空气时方案的选取

以大气温度 15 °C 为例来说明注干空气循环燃气轮机两种模式下最佳方案的选取。由图 6 可以看出, 注空气循环燃气轮机达到某一功率时, 应优先选择燃油量不变的模式, 虽然需要注入更多空气, 但是此时发出相同功率时, 燃油量不变模式具有更高的效率; 若是功率高于燃油量不变模式能够达到的最大功率, 此时选择最大功率模式。

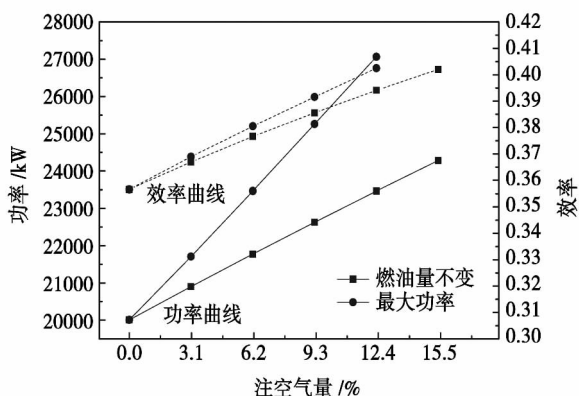


图6 注气量对燃气轮机功率和效率的影响

Fig. 6 Influence of the air quantity injected on the power and efficiency of the gas turbine

2.3.2 注湿空气时方案选择

若机组所处地域具有改造注湿空气循环燃气轮机的自然和资金条件, 此时最佳方案的选择应考虑加湿对机组性能的影响。若机组要求输出 24 000 kW 功率, 此时注空气可以采取表 1 的 3 种方案。

表1 24 000 kW 输出功率方案

Tab. 1 24 000 kW output power version

方案	湿空气注入质量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	注气湿度 /%
方案一	9.3	0
方案二	9	9.3
方案三	8	44.5

采取以上 3 种方案均可以达到 24 000 kW 的功率, 不同方案下压气机运行点位置如图 7 所示。从图中可以看出, 方案三压气机喘振裕度大于前两种方案。

3 种方案下燃气轮机的其它性能参数如表 2 所

示, 方案三燃气发生器转速、燃气初温低于前两种方案, 转动部件和热部件的工作寿命相对提高, 同时方案三具有最高的效率。

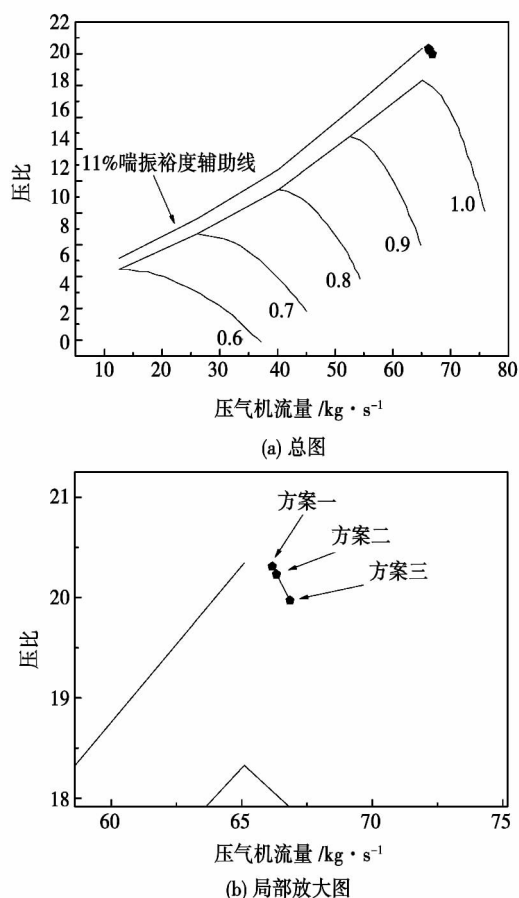


Fig. 7 Operating points of the compressor under various versions

表2 24 000 kW 输出功率各方案参数对比

Tab. 2 Contrast of the parameters of various output power versions at 24 000 kW

方案	燃气发生器转速 / $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	燃气初温 / $^{\circ}\text{C}$	效率
方案一	8 892	1 090	0.399 3
方案二	8 875	1 084	0.402 7
方案三	8 822	1 064	0.413 7

以上的分析对比表明, 燃气轮机发出特定功率时应首先考虑注入湿度较大的湿空气, 此时燃气轮机转动部件和热部件的工作条件得到改善, 同时机组具有较大的效率。

3 结 论

(1) 采用注空气循环能够有效提高燃气轮机的性能,注气量受到压气机运行点、燃气发生器转速以及燃气轮机排气温度变化的影响,存在最大值。在最大允许注气量的范围内,燃气轮机功率和效率随着注气量的增大而增大;

(2) 喘振裕度对注气量限制的影响大于压气机最大压比,燃气初温仍是影响注空气燃气轮机性能的重要参数;

(3) 注干空气循环燃气轮机达到某一功率时,应优先选择燃油量不变的模式,此时机组具有更高的效率;若是功率高于燃油量不变模式能够达到的最大功率,此时选择最大功率模式。

(4) 注湿空气循环燃气轮机发出特定功率时应首先考虑注入湿度较大的湿空气,此时燃气轮机转动部件和热部件的工作条件得到改善,同时机组具有较高的效率。

参考文献:

[1] Nakhamkin M, Potashnik B, Wolk R H. Humidified air injection

raises peak turbine output [J]. Power Engineering, 1999(11): 82-86.

[2] Nakhamkin M, Pelini R, Patel M I. Humid air injection power augmentation technology has arrived [R]. Land Sea and Air, 2003: 1-6.

[3] Victor de Biasi. Air Injected power augmentation validated by Fr7FA peaker tests [J]. Gas Turbine World, 2002(3/4): 12-15.

[4] Jubeh N M, Najjar Y S H. Power Augmentation with CAES(compressed air energy storage) by air injection or supercharging makes environment greener [J]. Energy, 2012, 38(1): 228-235.

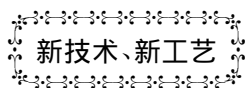
[5] Victor de Biasi. Fr7B peakers are prime prospects for humid air injection technology [J]. Gas Turbine World, 2003(3/4): 40-43.

[6] Rodney R Gay, Septimus van der Linden. Power augmentation using air injection: an alternative solution to peak power demands—using the large installed base of existing GT&CC power plants [C]//Suite A Solvang: Electric Power, 2007. Conference, 2007.

[7] Nakhamkin M, Pelini R, Patel M I, et al. Power augmentation of heavy duty and two-shaft small and medium capacity combustion turbines with application of humid air injection and dry air injection technologies [R]. Paper No Power, 2004-52095.

[8] Nakhamkin M, Wolk R. Compressed air inflates gas turbine output [J]. Power Engineering, 1999(3): 38-40.

(辉 编辑)



利用冷却系统冷却高压缸和中压缸受热应力部分延长汽轮机的寿命

据《Теплоэнергетика》2012年3月刊报道,俄罗斯一些汽轮机厂已建造、采用并研究了功率为100~800 MW汽轮机转子强制蒸汽冷却系统,该系统已在一些功率为300 MW的汽轮机上长时间运行,超过20年。

在长时间的运行过程中,已经证实了所研制的并已应用于60多台功率为200~800 MW汽轮机的强制蒸汽冷却系统的可靠性和效果。

由于减少了因热应力和金属蠕变的作用而造成的损坏,冷却能保证汽轮机的使用寿命延长1~2倍。这时,防止了导致转子渐增挠曲的产生和发展亦阻止了静子部件(座圈和隔板)的变形。

对于已达使用寿命的汽轮机,冷却可以是代替高压和中压转子更换的选择方案。

(吉桂明 摘译)

新型注空气循环燃气轮机技术进展及性能研究 = **Recent Advances and Performance Study of the Novel Type Air – injected Cycle Gas Turbine Technology** [刊 汉] HAO Ji-cai , LIN Feng , HE Bin (CSIC No. 703 Research Institute , Harbin , China , Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(6) . – 559 ~ 564

The gas turbine air injection cycle denotes one in which after directly entering a cycle or having been humidified , the air compressed by an additionally installed compressor will absorb the waste heat from the exhaust gas outgoing from a gas turbine and then will be injected into the combustor. Such a cycle can absorb the waste heat and at the same time can increase the mass flow rate of the working medium and enhance the power and efficiency of the gas turbine. It has been found that the air quantity injected has a maximum value due to the limitation of the surge of the compressor , the rotating speed of the gas generator and the temperature of the exhaust gas. When the dry air injection is chosen , the best choice will be the mode keeping fuel oil quantity constant and when the wet air injection is chosen , the best choice will be the version having a highest humidity of the air injected. **Key words:** gas turbine , air injection cycle , shaft-split gas turbine , power , efficiency

某台 600 MW 汽轮机组轴承载荷分配测试与分析 = **Testing and Analysis of the Load Distribution Among Bearings in a 600 MW Steam Turbine Unit** [刊 汉] LI Yan-yong , DONG Chuan (Electric Power Research Institute , Yunnan Electric Power Test Research Institute (Group) Co. Ltd. , Kunming , China , Post Code: 650217) , YANG Jian-gang , ZHANG Shi-dong (Research Center for Thermal Power Generator Unit Vibration National Projects , Southeast University , Nanjing , China , Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(6) . – 565 ~ 568

Established was a mathematical model for solving the load distribution among bearings in a steam turbine. A group of strain gauges was arranged at both sides of the couplings of the turbine rotor and the whole bridge mode was adopted to measure and test the bending strain values at multiple sections of the rotor , thus obtaining the loads on bearings by using the strain values actually measured. The method in question was used to develop a strain system for testing the loads on bearings of a steam turbine. An experimental study was performed of a 600 MW steam turbine unit and the loads distribution among bearings of a high pressure rotor and two low pressure rotors were obtained with the alignment of the shafting system of the unit being analyzed. The test results show that the method un-