

# 三轴燃气轮机喷水中间冷循环研究

董 斌 林 枫 ,马正军 李东明

( 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: 分析了某三轴燃气轮机喷水中间冷循环性能, 研究中冷喷水量与进口空气量比在 0% ~ 2% 之间时主要热力参数的变化趋势。在此基础上完成该机组中冷喷水量与进口空气量比为 0.45% 的试验。试验结果显示, 以 0.8 ~ 1.0 Ne 额定工况为基准, 保持低压涡轮排气温度不变, 可以使输出功率增加约 7.5%, 效率升高约 1.8% ( 相对值), 高压轴转速基本恒定, 低压轴转速增加约 1.8%, NO<sub>x</sub> 排放量降低约 10%。可见, 级间喷水中间冷是改善该机组性能的有效手段。

关 键 词: 喷水中间冷却; 功率热效率; 压比; 水气比

中图分类号: TK479<sup>+</sup>. 11 文献标识码: A

## 引 言

通过压气机进口喷水降低进气温度可改善燃气轮机性能, 美国 EPRI 于 1996 年夏季在 Frame7E 机组上采用进气喷水冷却, 中船重工七〇三研究所先后进行了进气雾化喷水冷却原理验证和工程应用<sup>[1~2]</sup> 均效果良好。但是, 进气冷却喷水的应用受大气环境的影响和制约, 通过压气机级间喷水冷却可较大程度上突破该局限, 显著改善燃气轮机的性能。

与传统的压气机中冷技术相比, 中间喷水冷却技术省去了庞大的中冷器及其相关系统, 结构更为简单。由于级间空气温度较高, 喷水后水滴蒸发迅速, 减小了液滴引起的摩擦和可能对叶片造成的损伤。喷水量也可适当增大, 受环境温度的限制较小, 使喷水冷却的应用范围大为扩展。

美国 GE 公司针对其 LM6000 PC/PD 机组首先在高、低压压气机之间采用喷水中间冷技术, 通过在 LM6000 机组的高低压压气机之间采取喷水中间冷措施, 利用安装在高低压压气机之间的 24 只空气雾化喷嘴将水喷入气流, 雾化空气取自高压压气机的第 8 级, 结构如图 1 所示。其喷水中间冷后的参数及性能如表 1 所示。

能如表 1 所示。

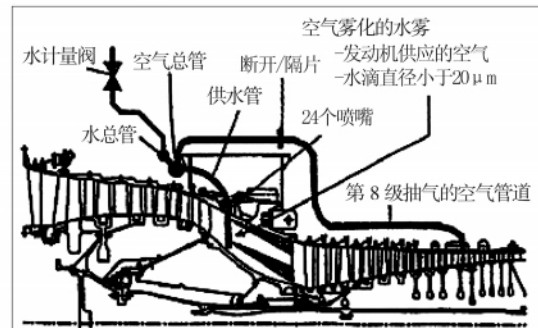


图 1 LM6000 PC/PD 喷水中间冷机组

Fig. 1 LM6000Sprint PC/PD water-spraying inter-cooling unit

表 1 LM6000 机组喷水中间冷性能参数

Tab. 1 Performance parameters of a LM6000 water-spraying inter-cooling unit

		环境温度 / °C			
		7	15	27	32
功率 / MW	无中冷	48.2	43.3	35.2	31.9
	中冷	50.5	47.2	41.1	38.4
热耗率 / kJ · ( kW · h ) <sup>-1</sup>	无中冷	8835	8982	9440	9686
	中冷	8836	8936	9163	9310
排气温度 / °C	无中冷	435	433	438	442
	中冷	438	440	444	453
流量 / kg · s <sup>-1</sup>	无中冷	134	127	114	108
	中冷	137	132	123	118
喷水量 / L · s <sup>-1</sup>		0.25	0.47	0.63	0.69

由表 1 看到, 在 32 °C 环境温度下向高压压气机前注入 0.64% 空气流量的水, 就可使燃气轮机功率增加 20.4%, 热效率从 37.2% 增加到 38.7%, 即效率增加 4% ( 相对值), 效果非常显著。

收稿日期: 2012 - 12 - 07; 修订日期: 2013 - 01 - 09

基金项目: 船舶动力基础科研项目 ( MPRD - GT0501)

作者简介: 董 斌 ( 1972 - ), 男, 黑龙江建三江人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所高级工程师。

英国南方电力公司在英格兰南部二个电站安装了 LM6000Sprint 系统<sup>[3]</sup> 美国得克萨斯州拉博克市 Massengale 电站基于 LM6000Sprint 的联合循环装置于 1999 年投入商业化运行<sup>[4]</sup>。Bagnoli 等人对 7EA 燃气轮机进行了级间中冷喷水的性能研究<sup>[5]</sup>。

为了验证喷水中冷技术的有效性和实用性,七〇三研究所于 2011 年首次在国内针对某高压比三轴燃气轮机进行了过渡段级间喷水试验和分析。

### 1 燃气轮机喷水中冷性能分析

采用仿真计算软件 Gassturb 对某三轴燃气轮机实施过渡段喷水中冷循环的性能进行计算和分析,研究过渡段中间喷水对燃机性能的影响。

#### 1.1 边界条件

大气温度	300 K
大气压力	101.325 kPa
额定功率	24.2 MW
额定效率	34.5%
进口空气流量	85 kg/s
高低压压气机压比	4.57/4.53
低压涡轮排气温度	1 053 K
中冷喷水温度	300 K
喷水量/进口空气量	0% ~ 2%

#### 1.2 计算结果及分析

图 2 是中冷喷水后高压压气机运行点的变化情况。图中反映了工作点随水气比(喷水量/进口空气量)的变化趋势。可以看出,随着水气比的增加,高压压气机运行点向右上移动,折合转速升高,压比升高,折合空气流量增大。中冷后高压压气机进口温度降低,可推得高压压气机物理转速升高,高压压气机实际流量增加较多。

通常,在设计点压气机的效率最高,随着中冷喷水量的增加,高压压气机运行逐渐偏离设计点,向效率较低方向移动。

实际上,中冷喷水后高压压气机效率升高或降低取决于  $T-s$  图上其工作过程线的走向及损失增加情况。将此过程看作一多变过程,中冷喷水冷却空气的同时,摩擦损失同时增加。当多变压缩功的减少超过摩擦损失的增加时,压气机的效率提高,反之则下降。理论与实验分析通常认为向压气机通流部分喷水所引起的能量损失主要包括以下几个方面:(1) 由于蒸发冷却作用,导致压气机的级特别是

后面几级的流量系数严重偏离设计值,出现脱流损失;(2) 空气使水滴加速消耗一部分能量;(3) 水滴与叶片碰撞,产生对工作叶片的制动损失;(4) 液膜沿通道表面运动所消耗的能量;(5) 因冷却不均匀引起气流密度分布不均而造成的二次流损失;(6) 过量喷水时叶轮与壳体之间摩擦增大造成的损失等。其中可以认为流量系数变化(偏离设计点)是引起附加损失最主要的一个因素<sup>[6]</sup>。本研究的性能计算仅考虑效率降低情况。

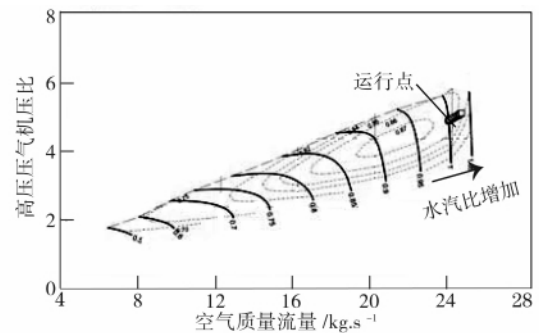


图 2 中冷喷水高压压气机运行点变化

Fig. 2 Change of the operating point of the water spraying inter-cooling HP compressor

图 3 是压气机总压比、高压压气机压比、高低压压气机比功随水气比的变化曲线。可以看出,随着水气比的增加,压气机总压比、高压压气机压比均上升,总压比比高压压气机压比增长略快,表明低压压气机压比也平缓增加,同时由于高压压气机质量流量增加,低压压气机的空气质量相应有所增加,则低压压气机的运行点也向转速升高的方向移动,相应的,低压压气机的运行点偏离设计点。

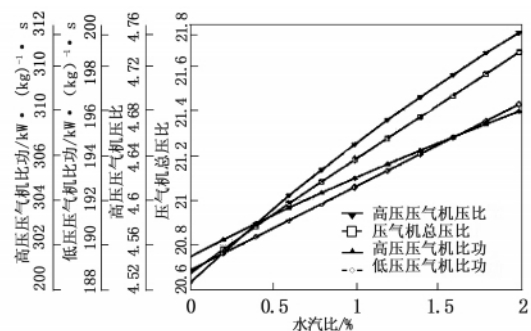


图 3 比功、压比 - 水气比变化曲线

Fig. 3 Variation curves of the specific work with the pressure ratio and water/air ratio

高、低压压气机比功和整机的总比功随水气比

的增加而增加。对于低压压气机,由于压比平缓增加,相应出口压力上升,同时考虑到效率的些许降低,因此消耗的比功上升;对于高压压气机,压比增加较多,工质比热有所上升,虽然排气温度因中冷降低很多,但考虑到其效率降低,因此消耗的比功依然少许上升。对于整机,尽管高、低压压气机消耗的比功增加,但由于高压压气机出口温度低,在燃烧室内相应加入的燃料量增加较多,含水燃气工质比热增加,推动涡轮做功能力增加,最终装置输出的比功增加。

图4是高压压气机、高压涡轮、低压涡轮3个截面的排气压力随水气比的变化曲线。图5是高压涡轮、低压涡轮和动力涡轮膨胀比以及总压比等随水气比的变化曲线。

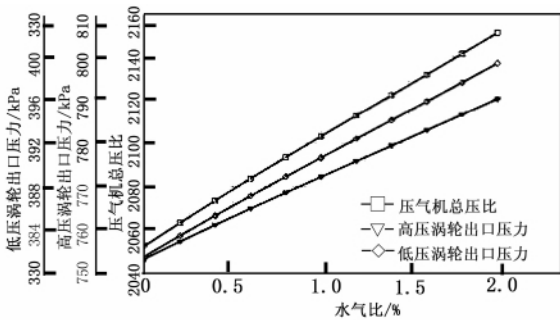


图4 排气压力 - 水/气比变化曲线  
Fig. 4 Variation curves of the exhaust gas pressure with water/air ratio

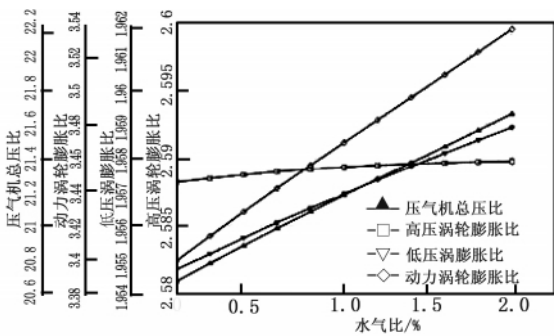


图5 涡轮各膨胀比及总压比 - 水气比变化曲线  
Fig. 5 Variation curves of the expansion ratios, total pressure ratios and water/air ratios of various turbines

从图4和图5可以看出,随着水气比的增加,高压压气机排气压力升高即总压比升高,高压涡轮、低压涡轮排气压力升高。相应地,高压涡轮、低压涡轮和动力涡轮膨胀比升高,根据涡轮变工况时压比重

新分配的理论,涡轮后部级(如本研究中的动力涡轮)压比升高最多,最终表现为机组的输出的比功增加。

图6是高压压气机、高压涡轮、低压涡轮导叶和动力涡轮排气温度随水气比变化曲线。可以看出,随着水气比的增加,高压压气机排气温度大幅下降;由于工质比热增加,做功能力增加,经与压气机匹配,高压涡轮和低压涡轮排气温度均略有升高;动力涡轮排气温度降低,是由于机组总压比增加、燃烧室出口温度保持恒定两因素共同作用的结果。

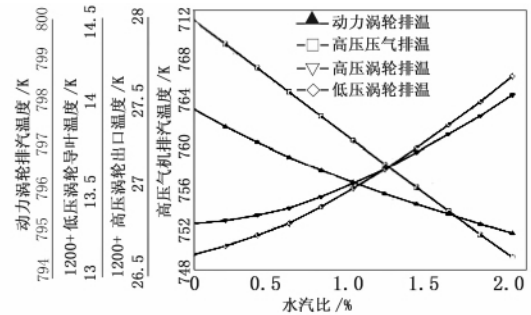


图6 排气温度 - 水气比变化曲线  
Fig. 6 Variation curves of the exhaust gas temperature and water/air ratio

图7为燃气轮机的空气流量、燃料流量、功率和热效率随水气比变化曲线。由图7可以看出,随着水/气比的增加,空气流量小幅增加,机组输出功率提高较多,计算中压气机的效率按朝降低进行估算,因此图中机组效率缓慢降低,燃料增加同功率增长近似同步。

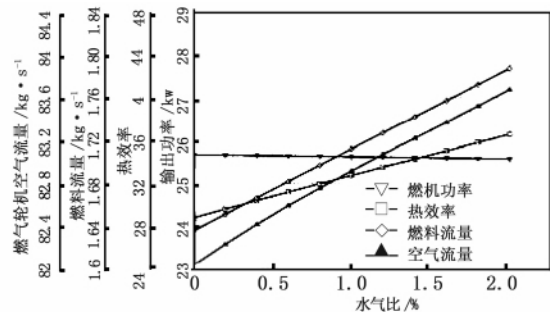


图7 空气流量、燃料流量、功率、热效率 - 水气比变化曲线  
Fig. 7 Variation curves of the air flow rate, fuel flow rate, power and thermal efficiency with the water/air ratio

综上所述,在所讨论的水/气比范围内,保持燃烧室出口温度恒定,燃气轮机功率的提高主要依靠燃料量的增加、总压比的增加和质量流量的增加,而燃气轮机效率的变化取决于压气机性能偏离设计点的程度以及总压比增加程度的共同作用。这一点对于单轴/分轴燃气轮机采用喷水冷循环时同样适用。

## 2 燃气轮机喷水冷试验验证

### 2.1 试验条件

在该燃气轮机上安装了喷水冷装置,其过渡段上设有 18 个定制的空气雾化喷嘴。冷却水采用除盐软化水,满足中温中压锅炉用水水质要求。压缩空气采用外部气源,供气压力 700 kPa。

由于预测燃气轮机中冷喷水后功率增加,考虑到安全因素,未进行 1.0 Ne(全工况)中冷喷水,而以 0.8 Ne 工况为基准进行了中冷喷水试验,水气比设为三组:0.15%、0.3%、0.45%,分别进行了等油门控制和等低压涡轮排气温度控制的试验。试验过程中,大气温度为 12 °C。

### 2.2 试验结果整理

图 8 为燃气轮机功率变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,燃气轮机功率基本保持不变;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,功率大幅上升,在水/气比为 0.45% 时燃气轮机功率增加约 7.5%。

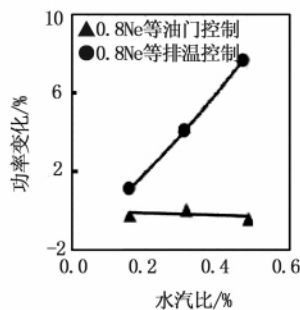


图 8 功率变化 - 水气比曲线  
Fig. 8 Variation curves of the power with the water/air ratio

图 9 为燃气轮机效率变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,燃气轮机效率基本保持不变;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,燃气轮机效率有所上升,在水气比为 0.45% 时效率增加约 1.8%。

图 10 为高压轴转速变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,高压轴转速降低,在水气比为 0.45% 时高压轴转速降低约 0.7%;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,高压轴转速基本保持稳定。

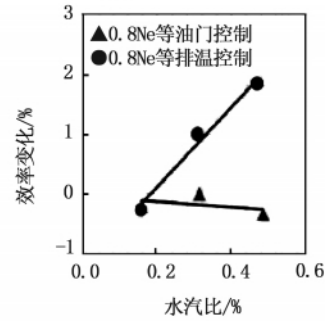


图 9 效率变化 - 水气比曲线  
Fig. 9 Variation curves of the thermal efficiency with the water/air ratio

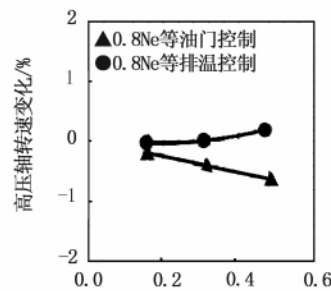


图 10 高压轴转速变化 - 水气比曲线  
Fig. 10 Variation curves of the HP shaft rotating speed with the water/air ratio

图 11 为低压轴转速变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,低压轴转速基本保持稳定;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,低压轴转速升高,在水气比为 0.45% 时低压轴转速升高约 1.8%。

图 12 为高压压气机压比变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,高压压气机压比基本保持稳定;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,高压压气机压比增加,在水气比为 0.45% 时

高压压气机压比增加约 1.4%。

图 13 为低压压气机压比变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,随着水气比的增加,低压压气机压比基本保持稳定;按等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,低压压气机压比增加,在水气比为 0.45% 时,低压压气机压比增加约 2.8%。即低压压比的增加高于高压压比的增加。

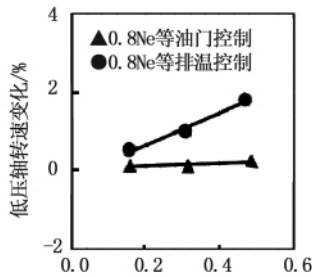


图 11 低压轴转速变化 - 水气比曲线

Fig. 11 Variation curves of the LP shaft rotating speed with the water/air ratio

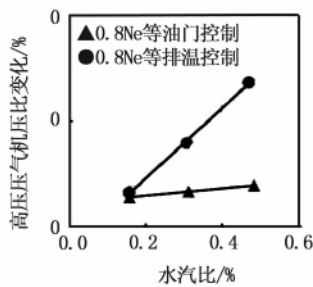


图 12 高压压气机压比变化 - 水气比曲线

Fig. 12 Variation curves of the pressure ratio with the water/air ratio of the HP compressor

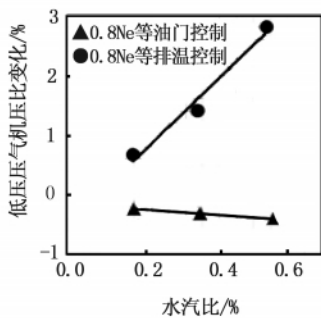


图 13 低压压气机压比变化 - 水气比曲线

Fig. 13 Variation curves of the pressure ratio with the water/air ratio of the LP compressor

图 14 为压气机总压比变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% - 0.45% 范围内,保持等油门控制,随着水气比的增加,压气机总压比基本保持不变;保持等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,压气机总压比升高,在水气比为 0.45% 时,压气机总压比升高超过 4%。

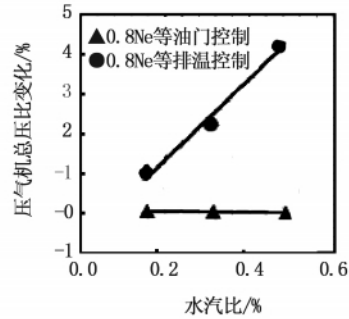


图 14 压气机总压比变化 - 水气比曲线

Fig. 14 Variation curves of the total pressure ratio with the water/air ratio of the compressor

图 15 为动力涡轮膨胀比变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,保持等油门控制,随着水气比的增加,动力涡轮膨胀比基本保持不变;保持等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,动力涡轮膨胀比升高,在水气比为 0.45% 时,动力涡轮膨胀比升高约 3.7%。

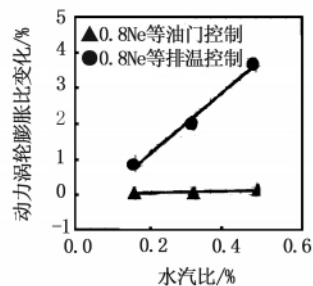


图 15 动力涡轮膨胀比变化 - 水气比曲线

Fig. 15 Variation curves of the expansion ratio with the water/air ratio of the power turbine

图 16 为动力涡轮温比变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,保持等油门控制,随着水气比的增加,动力涡轮温比基本保持不变;保持等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加,压气机总压比略升高,意味着排气温度有所降低,在水气比为 0.45% 时,动力涡轮温比升高约 1.2%。

图 17 为喷水冷循环  $NO_x$  变化 - 水气比曲线。可以看出,在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,保持等油门控制,随着水气比的增加  $NO_x$  排放降低幅度越大,向燃气轮机中间级喷入 0.45% 水,  $NO_x$  排放量可减少 20%; 保持等低压涡轮排气温度控制,随着水气比的增加  $NO_x$  排放量降低幅度减小,明显小于保持等油门控制的情况。差异主要是燃烧温度的不同所致,如同向燃烧室喷水或蒸汽,中冷喷水同样可以改善机组  $NO_x$  排放性能。

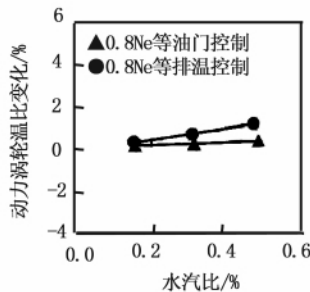


图 16 动力涡轮温比变化 - 水气比曲线  
Fig. 16 Variation curves of the temperature ratio with the water/air ratio of the power turbine

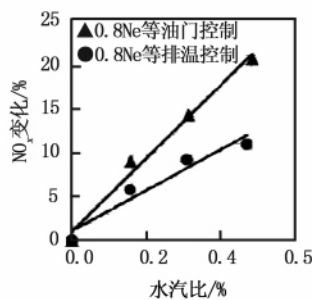


图 17 喷水冷循环  $NO_x$  变化 - 水气比曲线  
Fig. 17 Variation curves of the  $NO_x$  emissions with the water/air ratio of the water spraying inter-cooling cycle

试验过程中振动值处于正常范围之内,对比未喷水状况,低压涡轮后排汽温度分布不均匀性没有明显变化,情况良好。

### 2.3 试验结果讨论

在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等油门控制,燃气轮机的功率、燃气轮机的效率、高低压压气机压比、低压压气机转速、动力涡轮膨胀比、动力涡轮温比等变化小。由于中冷后高压压气机出口温度降低,保持等油门控制意味着加入的燃料基本恒定,

同时,由于水的加入,工质的比热有所增加,燃烧室内燃烧温度相应有所降低,因此  $NO_x$  排放量能够大幅降低。即保持等油门控制方式,对性能的改善效果甚微,但在环保上颇具意义;又因相应降低了热通道的温度,对于热通道部件的寿命应有益。

在水气比为 0% ~ 0.45% 范围内,按等低压涡轮排气温度控制:

(1) 燃气轮机的功率、燃气轮机的效率,性能获得了改善,效果明显。同表 1 中 LM6000 在 15℃ 时的性能变化相比,该三轴机组效率改善程度上要好,而功率改善程度略逊。

(2) 高压压气机转速基本保持恒定,低压压气机转速上升。低压轴转速升高需控制在运行安全范围内,应合理选择适当的喷水量,或者同时采用相应的措施(如在燃气轮机进口喷水等)抑制低压轴转速升高幅度。此外,高低压轴转速差是三轴燃气轮机运行中重要的参数,无论哪种运行控制方式,随着水气比的增加,高低压轴转速差均呈下降趋势,实际工程应用中应予充分考虑。

(3) 高低压压气机压比、压气机总压比、动力涡轮膨胀比、动力涡轮温比等均上升。仔细比较图 14 和图 15,可以看出,增加的压气机总压比主要表现在增加动力涡轮膨胀比。

(4) 低压压气机转速、压比均增加,空气流量相应增加,在动力涡轮处最终体现为膨胀比、温比、流量均增加,因此装置的功率获得改善。

### 3 结 论

(1) 仿真计算和试验结果均表明,按等低压涡轮排气温度控制,可显著提高燃气轮机的性能。试验结果显示,在水气比为 0.45% 时,功率增加约 7.5%,效率增加约 1.8%,高压轴转速基本保持稳定,低压轴转速升高约 1.8%,高压压气机压比增加约 1.4%,低压压气机压比增加约 2.8%,动力涡轮膨胀比升高约 3.7%,动力涡轮温比升高约 1.2%;

(2) 按等低压涡轮排气温度控制,在所讨论的水气比范围,燃气轮机性能的改善主要依靠燃料量的增加、总压比的增加和质量流量增加;

(3) 按等油门控制,水气比在 0% ~ 0.45% 范围内,对燃气轮机性能的影响甚微,有利于延长热通道部件的使用寿命同时降低  $NO_x$  排放值,对改善环境污染效果显著;

(4) 实施过渡段喷水后,低压涡轮后温度场不均

匀性正常 机组振动参数正常燃气轮机可靠和稳定地工作。

参考文献:

[1] 董 斌 林 枫. S-S 循环燃气轮机进口喷水试验研究 [J]. 舰船科学技术 2010, 32(8): 85-88.  
DONG Bin, LIN Feng. Experimental study of a S-S cycle with water sprayed into the gas turbine at its inlet [J]. Warship Science and Technology 2010, 32(8): 85-88.

[2] 董 斌 齐宏伟. 济南钢厂燃气轮机进气雾化冷却及湿压缩竣工报告 [R]. 哈尔滨: 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 2008.  
DONG Bin, QI Hong-wei. Completion report on an inlet gas atomization cooling and wet compression project of Jinan Steel Works

[R]. Harbin: CSIC No. 703 Research Institute 2008.

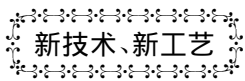
[3] Anon. LM6000 sprint in service with british REC [J]. Turbomachinery International, 1998, 39(5): 24-28.

[4] Johnson L, Thompson P. LP&L begins the LM6000 sprint [J]. Power Engineering, 1998, 102(11): 42-44.

[5] Bagnoli M. A parametric study of interstage injection on ge frame 7EA gas turbine [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land Sea and Air. GT2004-53042.

[6] 林 枫. 改善进气条件提高燃气轮机性能的新技术研究 [D]. 北京: 中国舰船研究院, 1999.  
LIN Feng. Study of new technologies for better making the inlet gas conditions and enhancing the performance of a gas turbine [D]. Beijing: China Warship Academy, 1999.

(丛敏 编辑)



### Siemens 双轴的 SGT-300MD 燃气轮机

据《Gas Turbine World》2012 年 11-12 月刊报道, Siemens Oil & Gas 最近推出其机械传动工程用 SGT-300 MD 型燃气轮机。

这是一型轴流压气机、具有 6 个逆流式干低排放燃烧室、二级空气冷却的压气机涡轮和气动联轴的二级自由动力涡轮的双轴燃气轮机。

设计和运行特性包括:

◇设计额定参数

11 500 r/min 动力涡轮转速下的额定输出功率为 8.2 MW, 在 6 000 r/min 转速(50% 额定转速下)输出功率降低到 6.0 MW。

◇动力涡轮输出功率

可以优化和调整动力涡轮喷嘴, 以便在炎热和寒冷环境温度下轴输出功率达到最大。

◇保护

发动机和辅助设备均用防腐蚀材料和涂层保护, 以便适应海上、沙漠和含硫现场的工作条件。

天然气用作为燃料, 在 15℃ 海平面 ISO 条件下, SGT-300 MD 机械装置额定性能:

设计参数	额定参数
ISO 轴输出功率	8 200 kW
热耗率(LHV)	10 400 kJ/(kWh)
轴效率	34.6%
压比	13.3:1
动力涡轮转速	最大 12 000 r/min
排气流量	29 kg/s
排气温度	498℃

该燃气轮机的应用领域包括海上油/气田、天然气输送管线、石油化工厂、液化天然气终端、海上钻井/生产平台和浮动储油船等。

(吉桂明 摘译)

was verified. It has further proven that the analytic method is feasible ,thus laying a foundation for improving the methods for designing the oil turbine and its kind. **Key words:** steam turbine unit ,oil turbine geometrical parameter ,performance prediction

三轴燃气轮机喷水冷循环研究 = **Study of a Three-shaft Gas Turbine-based Water-spraying Inter-cooling Cycle** [刊 汉] DONG Bin ,LIN Feng ,MA Zheng-jun ,LI Dong-ming ( CSIC No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 3) . - 234 ~ 240

Calculated was the performance of a three-shaft gas turbine-based water spraying inter-cooling cycle and studied was the variation tendency of the main parameters when the ratio of the inter-cooling water quantity sprayed and the inlet air quantity was between 0% to 2% . On this basis ,a test of which the ratio of the inter-cooling water quantity sprayed and the inlet air quantity was 0.45% was conducted. The test results show that with 0.8 to 1.0 Ne of the rated load serving as the reference ,when the exhaust gas temperature of the LP turbine is kept unchanged ,the output power will increase by about 7.5% ,the efficiency will go up by around 1.8% ( relative value) ,the rotating speed of the HP shaft will be basically constant while that of the LP shaft will increase about 1.8% ,the NO<sub>x</sub> emissions will decrease by about 10% and the non-uniformity of the temperature field at the tail portion of the turbine and the vibration parameter of the unit will be normal. It can be seen that the inter-stage water spraying and inter-cooling will become an effective means for improving the performance of a unit. **Key words:** gas turbine ,water-spraying inter-cooling ,test

烟气热源有机朗肯循环系统工质选择 = **Working Medium Selection for Flue Gas Heat Source Organic Rankine Cycle Systems** [刊 汉] LIU Guang-lin ,CHEN Qi-cheng ,ZHANG Bing( National Key Laboratory on New Energy Source Power Systems ,Beijing City Key Laboratory on Low Grade Energy Sources Multi-phase Flow and Heat Transfer ,North China University of Electric Power ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 3) . - 241 ~ 245

Under the condition of the heat source of flue gases being at different temperatures ,studied was the relationship between the thermal efficiency and the organic working medium of a subcritical organic Rankine cycle power generation system and applications of the organic working medium thus optimized in a recuperator system. It has been found that for a subcritical organic Rankine cycle system ,at given heat source parameters ,when the temperature of the organic working medium at the inlet of the expander is kept constant ,the system will attain its maximal efficien-