

IT3-65 型一新研制的发电用燃气轮机

吉桂明¹, 吴 穷¹, 高玉祥², 王 冲¹

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036

2. 哈尔滨电力职业技术学院, 黑龙江 哈尔滨 150030)

摘要: 对中等功率 IT3-65 发电用燃气轮机装置研制过程和设计理念, 包括热力系统参数的选择、3 大部套(压气机、燃烧室和涡轮)的设计及其特点、主要部件的模型和试验台试验、应用的可能性和进一步升级改进的途径做了综述。利用已有的研制成果, 使用按比例绘制的方式, 对压气机采用了全模拟设计。按照 DLN 或 DIE 原理, 满足为实现燃料低排放燃烧的一系列条件, 设计了低排放环形燃烧室。通过方案比较, 采用了 4 级涡轮设计。除第四级动叶外, 涡轮所有叶片都是冷却的。IT3-65 是符合当代“F”级技术水准的一型中等功率燃气轮机, 既可用于简单循环燃气轮机电站, 也可用于基于燃气轮机的蒸燃联合循环电站; 既可用于基本负荷运行, 也可用于半峰值和峰值负荷运行。

关键词: 燃气轮机; 发电; 热力系统; 压气机; 燃烧室; 叶片

中图分类号: TK472

文献标识码: A

引言

历史悠久的 JM3(列宁格勒金属工厂)是俄罗斯著名的涡轮机(汽轮机和燃气轮机)制造工厂。在成立 150 周年之际, JM3 建造了相当于世界“F”级技术等级的中等功率 IT3-65 发电用燃气轮机装置。

该装置以单轴双支承涡轮压气机形式按简单热力系统完成, 通过减速器驱动发电机。IT3-65 由 16 级轴流压气机、带有 120 个燃烧喷嘴的环形燃烧室和具有

轴向排气的 4 级轴流涡轮组成。

本研究力图跟踪 IT3-65 燃气轮机的研制过程和设计理念, 包括热力参数的选择、3 大部套(压气机、燃烧室和涡轮)的设计及其特点、主要部件的模型和试验台试验、应用的可能性和进一步升级改进的途径。

1 总体设计和热力参数的选择^[1~2]

在选择 IT3-65 的热力方案和热力参数时, 既考虑到使该装置在世界市场上具有竞争能力, 也考虑到使研制的技术风险减到最小。表 1 列出了 IT3-65 热力参数与国外类似机组的比较。

表 1 中等功率燃气轮机装置的参数

| | JM3 IT3-65 2009年 | Siemens SGT-1000 F 1996年 | GE PG6111 FA 2003年 | ALSTOM GT8C2 1998年 |
|-----------------------------|---------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|
| 轴的转速 / r·min ⁻¹ | 5 441 | 5 413 | 5 254 | 6 219 |
| 出口燃气流量 / kg·s ⁻¹ | 184.4 | 191.6 | 203.8 | 196.6 |
| 第一级导向器喉部质量平均温度 / °C | 1 280 | 1 316 | 1 327 | — |
| 涡轮排气温度 / °C | 555 | 583 | 603 | 508 |
| 压气机压比 | 15.6 | 15.8 | 15.7 | 17.6 |
| 发电机端子上的功率 / MW | | | | |
| 基本功率 | 61.5 | 67.7 | 75.9 | 56.3 |
| 峰值功率 | 65.0 | — | — | — |
| 电效率 / % | 35.2 | 35.1 | 34.5 | 33.9 |
| 蒸燃联合装置的功率 / MW | | | | |
| 单联装置功率 | 90 | 100.8 | 117.7 | — |
| 双联装置功率 | 180 | 201.2 | 238 | 165 |
| 蒸燃联合装置的净效率 / % | | | | |
| 单联装置净效率 | 51.5 | 52.6 | 54.7 | — |
| 双联装置净效率 | 52 | 52.5 | 55.3 | 50.3 |

收稿日期: 2009-02-16 修订日期: 2009-03-03

作者简介: 吉桂明(1938-), 男, 江苏无锡人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所研究员。

采用具有简单热力循环的单轴方案作为 IT Θ -65 的结构原理图,其纵剖面如图 1 所示。

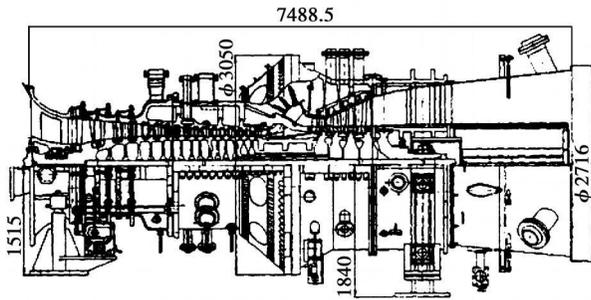


图 1 IT Θ -65 的纵剖面图

1. 1 总体设计

1. 1. 1 简单循环与复杂循环

在同样的燃气初温下,与简单循环比较,复杂循环(中间冷却、中间加热、回热)燃气轮机装置的效率更高,但其结构复杂,会降低它的可靠性。此外,从燃气轮机引出任何热量也都会降低整个蒸燃联合装置的循环性能。

1. 1. 2 单轴结构与双轴结构

采用单轴结构方案要用减速齿轮箱,这使燃气轮机装置的电效率略有降低。原则上可用带动力涡轮的双轴方案,它广泛用于小功率(不大于 30 MW)燃气轮机装置。IT Θ -65 的初步设计中,对单轴和双轴方案做了比较分析,结果表明,虽然借助于舍弃减速齿轮箱提高了燃气轮机装置的效率,但要求消耗部分循环空气用于冷却燃气发生器与动力涡轮间的中间扩压器,对大于 60 MW 功率等级的燃气轮机装置,该中间扩压器具有足够大的面积,这使双轴方案的性能参数与单轴方案相当。这时,由于燃气轮机的尺寸和金属消耗量较小,单轴方案优于双轴方案。此外,单轴方案简化了燃气轮机装置的启动,并具有较好的可维修性。

1. 1. 3 转速的选择

在建造任一种新的燃气轮机装置时必定会利用现有的在通流

部分设计研制方面的成果。对于 IT Θ -65 采用了现有的 3 000 r/min 压气机研制的通流部分作为

起始的基础,并以该通流部分直接确定比例开始基本设计,通过选择转子的转速确定比例尺系数。

借助于增加燃气轮机装置转子的转速,可以得到更紧凑的装置。然而,在燃气轮机装置尺寸减小时,叶片长度也减小,这造成径向间隙与叶片高度之比(相对径向间隙)增加,端部损失增加,导致通流部分效率减小。此外,还存在一个对增加燃气轮机装置转子转速的限制—建造单级减速齿轮箱的可能性。

对于中等功率(50 ~ 80 MW)燃气轮机装置,由于在紧凑性、效率以及现有单级减速器范围之间一定的折衷原因,实际上形成的转子最佳转速范围为 5 200 ~ 6 200 r/min 选择的 IT Θ -65 转子的转速就在这个范围内。

1. 2 热力参数的选择

1. 2. 1 工质流量

涡轮的工质流量是一个最重要的参数,它决定了燃气轮机装置的功率,但在涡轮部件现有的制造工艺和所使用材料的条件下,对增加涡轮的流量存在原则性的强度限制,这些限制在实践中决定了涡轮末级部件,包括动叶和轮盘制造的可能性。

对工质流量存在两种类型的

限制:一是与保证涡轮末级静强度有关的限制;二是与保证末级叶片振动强度有关的限制。为了保证叶片振动强度有一些储备,对于 IT Θ -65 采用比现有同类机组略低的折合流量 115.5。

1. 2. 2 涡轮前燃气温度

涡轮前燃气温度是热力循环效率的决定参数,它标志了具体燃气轮机装置的技术水准。考虑到两个限制因素,保证低排放燃烧室内有足够过量空气以及为保证冷却和涡轮高温部分规定寿命所要求的空气流量,选择第一级导向器喉部的燃气温度为 1 280 °C。这一温度实际上是研究者开发的涡轮叶片毛坯等轴铸件工艺范围内允许保持的燃气极限温度等级。

1. 2. 3 排气温度

对于在蒸燃联合装置组成中工作的燃气轮机装置,其排气温度是一个重要参数。燃气轮机装置的排气温度越高,蒸燃联合装置的效率就越高,这是由于汽轮机装置更高参数的缘故。较高的排气温度对燃气轮机装置排气管提出了特殊的要求,并要求使用于冷却涡轮叶片的空气流量减到最小。

考虑到上述要求,优化了 IT Θ -65 的排气温度,取定为 555 °C。

1. 2. 4 压比

根据涡轮内的膨胀比、燃烧室内的损失和排气系统内的阻力,选取 IT Θ -65 压气机的压比为 15.6。

1. 2. 5 电效率

根据燃气轮机装置主要部件压气机和涡轮的有效参数,在额定工况下,计算得到的压气机耗功、计算的涡轮功率、燃料燃烧结果得到的计算的耗热量,并考虑到减速器和发电机内的损失,IT Θ -65 的电效率为 35.2%。

2 压气机设计和特性^[3~4]

2.1 压气机设计参数

为保证在入口标准条件 ($t=15\text{ }^\circ\text{C}$, $P=0.1013\text{ MPa}$ 和 60% 空气湿度下, 装置额定工况功率为 61.5 MW , 而对压气机和涡轮主要参数优化结果, 得到的压气机设计参数如表 2 所示。

表 2 压气机的设计参数

| | 数 值 |
|--|--------|
| 入口空气流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | 180 88 |
| 压比 | 15.6 |
| 考虑到进气管内损失的效率 / % | 85.7 |
| 设计点稳定工作裕度 / % | 21 |

2.2 压气机设计

严格的技术要求和紧迫的研制期限决定了压气机设计采用全模拟方法。

全模拟方法的核心在于选择实物轴流压气机 (设计原型) 它能够最充分地满足设计要求 (压气机入口空气流量、压气机总压比、压气机效率), 并具有足够稳定的工作裕度。为了实施这种方法, 依据相似理论, 借助于几何尺寸和转子旋转角速度成比例的转换进行压气机的模拟, 以此达到设计的要求。

从使技术风险减到最低程度条件出发, 采用列宁格勒金属工

厂、ЦИАМ (中央航空发动机研究所) 和 ЦКТИ (中央锅炉涡轮机研究所) 共同研制的用于 3000 r/min 转速压气机按比例绘制的通流部分作为建造 ГТЭ -65 压气机的基础。14 级压气机模型在 ЦКТИ 试验台上试验时, 空气动力学及其振动可靠性方面取得了满意的结果。

为了达到规定的压比, 在高压侧给基准的通流部分增加了两个补充的级; 为了提高前 3 级的气体动力学效率, 制定了专门的成型 (为第一级动叶设计了超音速叶型)。ГТЭ -65 压气机的演化如图 2 所示。

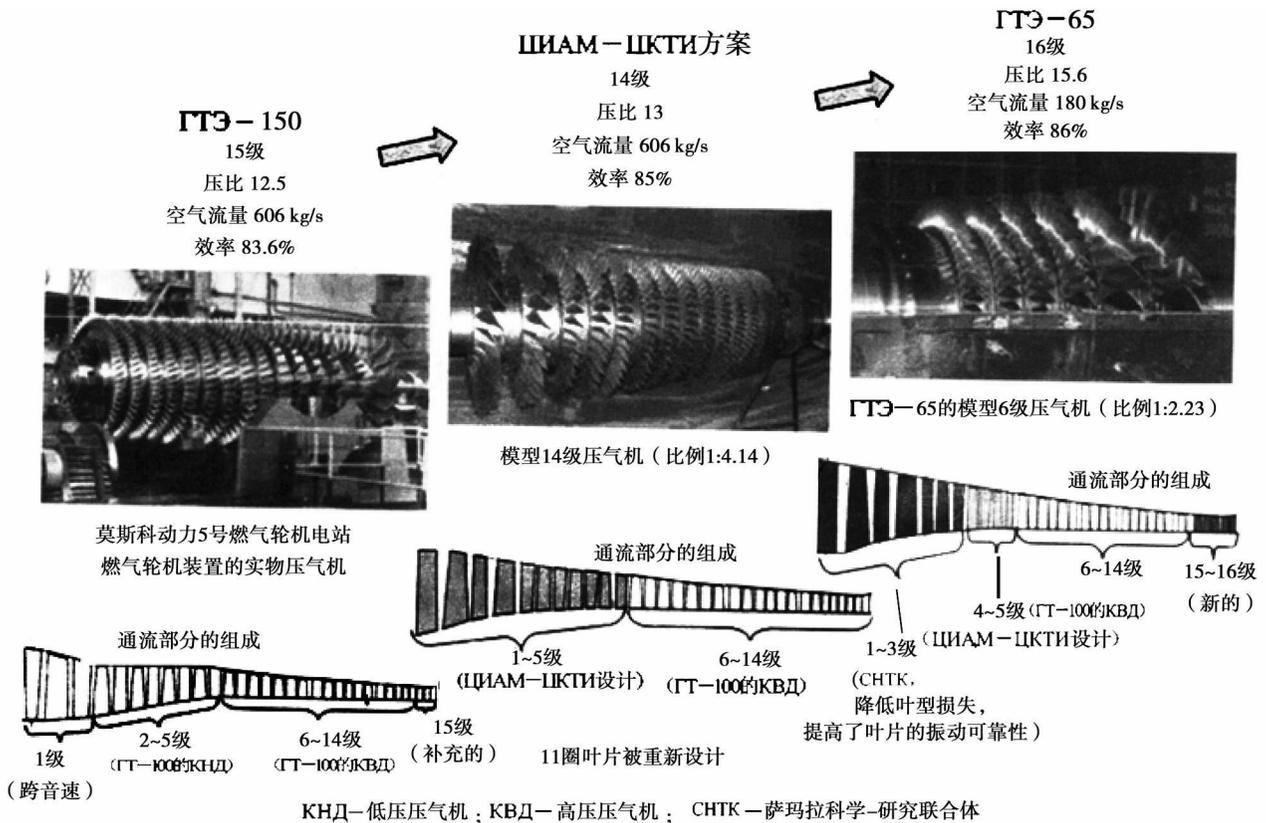


图 2 ГТЭ -65 压气机改进的通流部分的形成

压气机前三列导叶 (进口导叶、第一级导叶和二级导叶) 是可转导叶, 在机组启动和蒸燃联合装置工况时可使空气流量改变范围达到 30% , 从而便于启动并可以防止压气机喘振。

3 燃烧室设计和特性^[5~6]

3.1 管环式燃烧室与环形燃烧室

管环式燃烧室的优点是: 具有高度的可维修性, 在试验台修整方面提供广泛的可能性; 其缺

点是比环形燃烧室需要更大的冷却表面积和更大的金属消耗量。

与管环式燃烧室比较, 在同样的轴向尺寸下, 环形燃烧室具有更大的体积、更小的质量和更小的冷却表面积、燃烧室出口温

度场更小的周向不均匀性, 并且不需要联焰管。

环形燃烧室的缺点是: 可维修性低, 在试验台试验时必须制造真

实燃烧室一部分的模型, 这降低了试验台试验的可靠性, 以及在水平接合面内变形补偿的复杂性。

对于 ITЭ-65 燃气轮机装置, 管环式和环形燃烧室主要参数的比较如表 3 所示。

表 3 两型燃烧室主要参数的比较

| | 管环式燃烧室 | 环形燃烧室 |
|---|----------|-----------|
| 被冷却表面积 /m ² | 15.4 | 4.1 |
| 工质的预热 /°C | 967 | 967 |
| 燃烧室内平均的压力损失 /% | 4.8 | 3.5 |
| 温度场径向/周向不均匀度值 $(T_{max} - T_{av}) / (T_{av} - T_c)$ | 0.13/0.3 | 0.13/0.25 |
| 质量 /kg | 3.500 | 700 |

注: T_{max} 、 T_{av} 分别为燃烧室后的最大温度和质量平均温度; T_c —压气机后温度。

3.2 低排放燃烧室设计

为了实现燃料低排放燃烧, 必须满足一系列定性的条件:

(1) 必须把足够量的能降低火焰温度的“稀释剂”供入燃烧区域(这种“稀释剂”通常是不参加燃烧反应的物质: 过量空气、水或水蒸气);

(2) 要求增加空气沿燃烧室通道流动的速度, 以便减少燃烧产物在燃烧室内滞留的时间;

(3) 贫、预混和分级燃烧, 以便降低燃烧温度;

(4) 采取有关减少燃料未燃尽量的措施;

(5) 在燃料供入燃烧区之前, 燃料与空气需充分地混合。

在按 DLN(干式低 NO_x)或 DLE(干式低排放)原理设计的燃烧室实现了这些要求。

这种方法所具有的优点为: 允许达到很低的 NO_x排放级, 燃烧区内比较低的温度保证燃烧室长的寿命。

3.3 低排放环形燃烧室

根据技术—经济指标分析的结果, 并考虑到 ITЭ-150和 ITЭ-180 环形燃烧室的设计经验, 选择环形燃烧室用于 ITЭ-65 装置。

鉴于“Ивченко Про Песк”国营企业在建造用于天然气泵送机组燃气轮机的低排放燃烧室方面积累了丰富的经验, 列宁格勒金属工厂与“Ивченко Про Песк”合

作, 完成了 ITЭ-65 低排放燃烧室的设计和研制, 如图 3 所示。

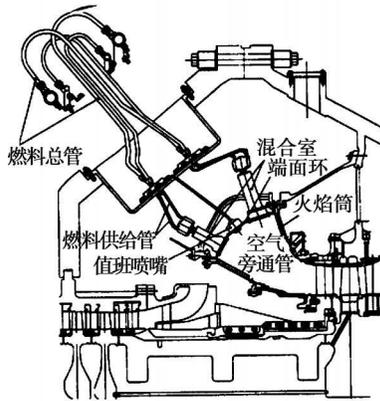


图 3 ITЭ-65 环形燃烧室的纵剖面图

ITЭ-65 的燃烧室由下列部件组成:

- (1) 火焰筒, 具有外壁、内壁、在它上面布置有混合室的端面环;
- (2) 带有传动装置的空气旁通管;
- (3) 联合成组的喷嘴;
- (4) 燃料总管;
- (5) 总管转接部件, 用于实现燃烧室在试验台上经过修整的点火和加载算法;
- (6) 点火系统;
- (7) 传感器, 用于保证控制定算法控制燃烧器的反馈。

燃烧室包含成二排布置的 120 个燃烧喷嘴, 每排喷嘴分成 4 组, 其中每一组利用隔断阀单独

地供给燃料, 每个喷嘴都有两个燃料回路。

为了保证稳定的点火和转子加速到额定转速, 提高部分负荷工况时燃料烧尽完全程度, 规定有空气的旁路。在启动和过渡工况时, 部分空气绕过一次区域被旁通入二次区域, 以便达到燃烧的稳定性。

4 涡轮设计和特性^[7-8]

4.1 气动力参数的选择

考虑到下列限制, 选择并优化涡轮主要的气动力参数, 如表 4 所示。

- (1) 关于流量的限制;
- (2) 对涡轮动叶反动度的限制, 平均反动度在 0.2~0.46 范围内, 第一级动叶根部为零反动度;
- (3) 关于排气温度的限制。

表 4 涡轮的参数

| | 数值 |
|----------------------------|--------|
| 涡轮前总压 /MPa | 1.5028 |
| 第一级导向器喉部质量 | 1280 |
| 平均温度 /°C | |
| 涡轮入口流量 /kg·s ⁻¹ | 157.2 |
| 涡轮内膨胀比 | 14.18 |
| 根据全参数的涡轮效率 /% | 95.2 |
| 涡轮功率 /MPa | 133.9 |

4.2 3级涡轮与 4级涡轮

对于中等功率的 ITЭ-65 装置, 经过方案优化, 选择了 4 级涡

轮。在同样的膨胀比、涡轮前压力和温度的条件下, 与 3 级涡轮方案比较, 4 级涡轮允许得到负荷沿各级更均匀的分布、更高的效率、在被冷却的第四级动叶上和排气扩压器内更适中的温度, 如表 5 所示。

表 5 4 级涡轮与 3 级涡轮性能的比较

| | 4 级 涡轮 | 3 级 涡轮 |
|--|-----------|-----------|
| 涡轮入口流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ | 157.2 | 165.6 |
| 用于冷却的空气消耗量与压气机入口空气流量比 / % | 23.4 | 19.2 |
| 涡轮功率 / MW | 133.9 | 132.5 |
| 排气温度 / $^{\circ}\text{C}$ | 555 | 603 |
| 根据全参数的涡轮效率 / % | 95.2 | 90.4 |
| 涡轮内效率 / % | 88.73 | 83.8 |

4.3 冷却叶片设计

为了保证热燃气通路受最大热应力部件的寿命, 应用了空气冷却系统。从 5、8、10、13 和 16 级压气机导向器后抽取冷却空气。

高燃气初温决定了应用先进的涡轮叶片冷却系统的必要性。除了第四级动叶外, IT9-65 涡轮的所有叶片都是被冷却的。第一级静叶和动叶制成具有对流-气膜冷却系统, 如图 4 和图 5 所示。第二级和第三级叶片只具有对流的内部冷却, 如图 6 所示。冷却

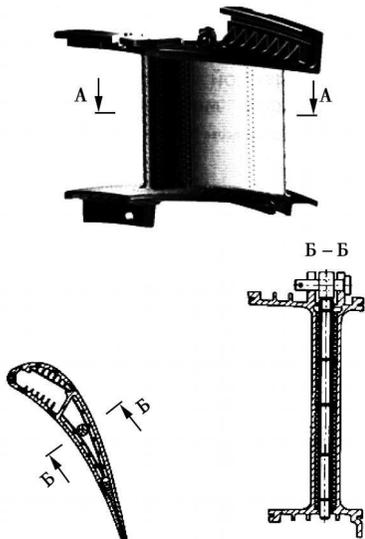


图 4 涡轮第一级被冷却的静叶

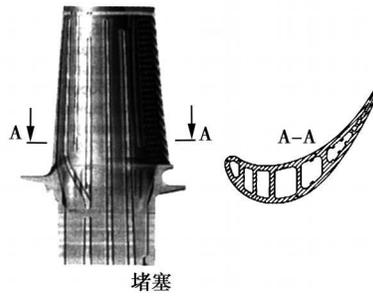


图 5 涡轮第一级被冷却的动叶
空气通过对流冷却的第四级静叶进入轮盘之间的空间。

研究中还得知, 利用安装在由叶根和相邻叶片缘板形成的封

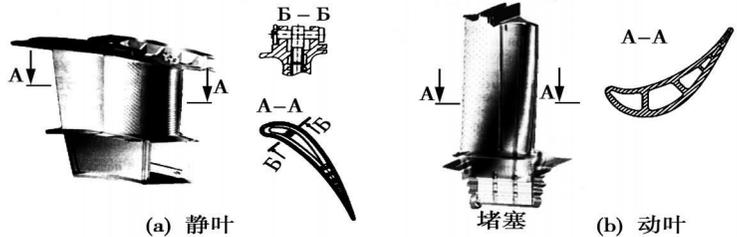


图 6 涡轮第二级被冷却的静叶和动叶

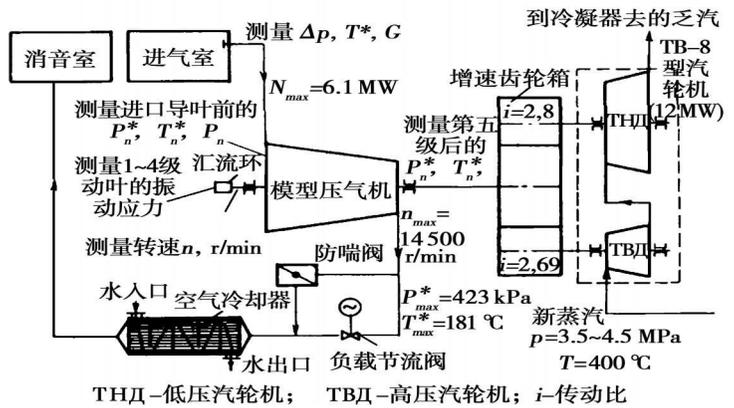


图 7 用于模型压气机试验的试验台的工艺系统图

用于模型压气机试验的试验台的工艺系统如图 7 所示。

在模型压气机上进行气动试验, 并测定动叶内的振动应力, 同时确定在 5 000 ~ 12 500 r / min 转速范围内的共振和不稳定振动。

5.2 环形燃烧室试验段的试验

试验段 (模型) 是 IT9-65 环形燃烧室的 1/12 部分, 如图 8 所示。

低第一级动叶的振动应力。

5 主要部件的模型试验和试验台试验^[9]

5.1 模型压气机试验

压气机模型被设计成 6 级方案, 它是 IT9-65 压气机的一个区段。导向器的结构规定有在压气机工作时转动进口导叶、第一级导叶和第二级导叶的可能性, 这对于加速调整通流部分是特别重要的。

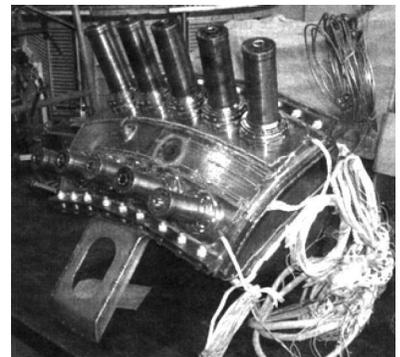
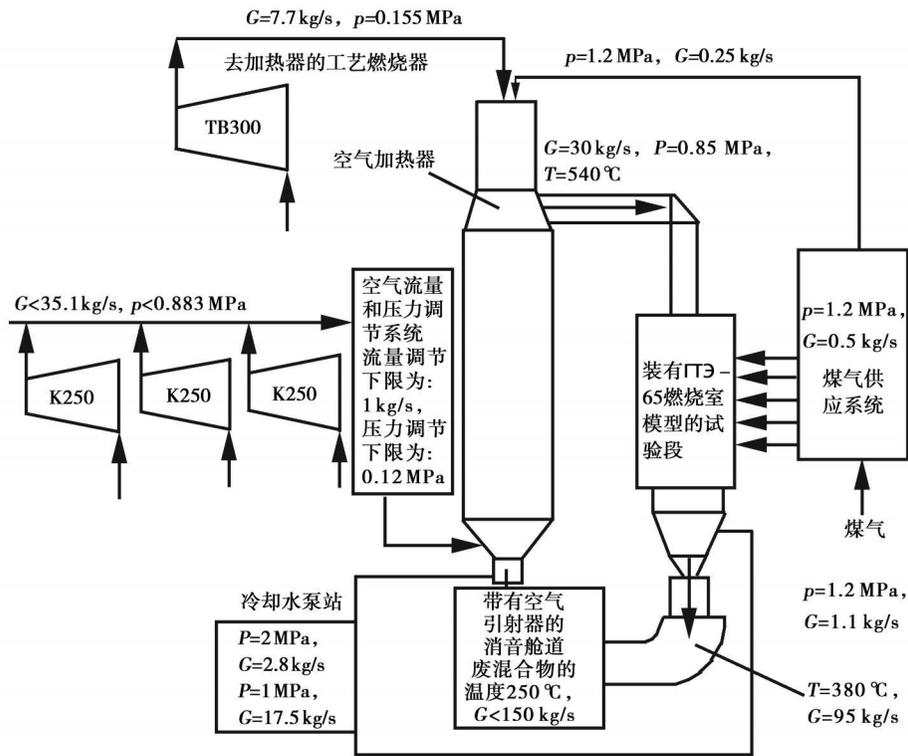


图 8 试验模型 (1/12 实物 环形燃烧室)



TB-300 K-250-工业压气机
图 9 燃烧室燃烧试验台的原理图

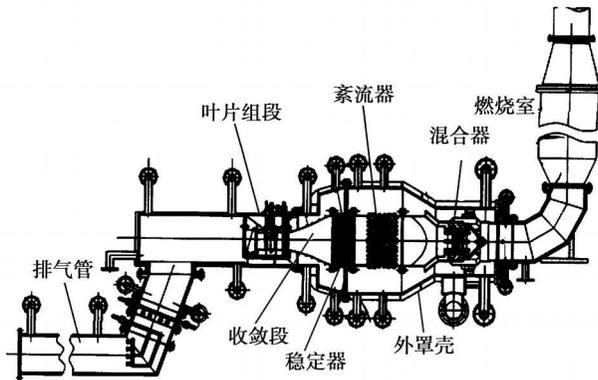


图 10 冷却涡轮叶片热流体试验的试验台

燃烧室燃烧试验台的原理如图 9 所示。

在试验台上试验时, 测量火焰筒的温度、燃烧室出口的温度场、 NO_x 的排放量, 并调整燃料供给的工作算法。

5.3 涡轮冷却叶片的试验

具有对流和对流-气膜冷却系统的涡轮静叶和动叶的热流体试验在叶片组试验的试验台上进行, 如图 10 所示。

图 11 为热电偶在动叶上的布置简图以及试验的涡轮叶片组。

在试验过程中得到的关于冷却系统流量特性和叶片热力状态的数据用于叶片设计模型的检验、叶片寿命的估算和拟定有关提高叶片寿命的建议。

6 进一步改进的途径^[9~12]

借助于下列措施, 可以使

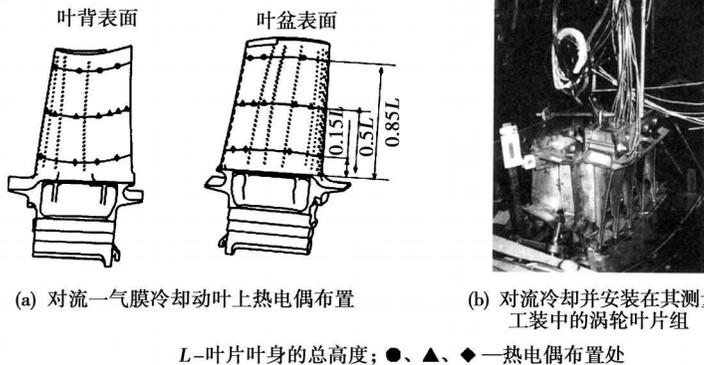


图 11 在具有对流-气膜冷却的动叶上热电偶布置以及所研究的具有对流冷却并安装在其测量工装中的涡轮叶片组

GT-65 的技术—经济指标得到进一步的改进:

(1) 增加工质的流量, 可以使它的输出功率提高到 70 MW;

(2) 排气温度提高到 575 ~ 580 °C, 允许使基于 GT-65 的蒸燃联合装置的效率提高到 54% ~ 55%。

(3) 升级改进压气机, 包括在提高流量和保持 (或略微增加) 压比条件下增加轮毂半径并减少级数;

(4) 涡轮的升级改进和空间成型, 以便通过增加了的流量、提高功率, 并保证冷却空气消耗量减到最小;

(5) 过渡到单晶涡轮叶片和具有定向结晶的涡轮叶片。

7 结 论

(1) GT-65 首制样机参数确定: 一方面要允许该燃气轮机在国内市场上与国外类似装置相竞争; 另一方面要最大限度地降低首制样机建造时的技术风险。

(2) 为了使在订货方运行对象上不可避免的实物试验工作量减到最少, GT-65 的主要部件均在试验台上进行了模型试验。

(3) 主要部件——压气机、燃烧室和涡轮的设计中, 利用了全模拟方法、方案比较、优化设计, 以便设计出效率高、寿命长、性能可靠的燃气轮机。

(4) GT-65 是一型中等功率的现代固定式燃气轮机装置, 既可独立地、也可作为蒸燃联合装置中的组成部分用于驱动发电

机, 并能够承担基本负荷、半峰值负荷和峰值负荷运行。GT-65 燃气轮机装置可以用于各种类型的蒸燃联合装置, 既可用于老电站 (汽轮机电站) 的现代化改造, 也可用于建造新的蒸燃联合循环电站^[12~13]。GT-65 是符合当代“F”级技术水准的一型中等功率燃气轮机。

(5) GT-65 燃气轮机的研制过程和设计理念, 对于我国开发、研制、设计、建造燃气轮机具有极好的参考价值。

致谢: 本文在修改过程中, 闻雪友院士提出了一些宝贵的建议, 对此表示诚挚的谢意。

参考文献:

- [1] FARMER R. Simple cycle OEM design ratings [J]. Gas Turbine World 2008 26: 60—70.
- [2] ЛЕБЕДЕВ А С, СИМИН Н О. Проектирование энергетической азотурбинной установки GT-65 [J]. Теплоэнергетика, 2008 55 (1): 46—51.
- [3] ЛЕБЕДЕВ А С, ЛАТЫНОВ Г Г. Выбор параметров, разработка и модельные испытания компрессора энергетической установки GT-65 среднего класса мощности [J]. Тяжелое машиностроение, 2007 53(1): 2—6.
- [4] ЛЕБЕДЕВ А С, ВАРЛАМОВ И С. Энергетическая азотурбинная установка среднего класса мощности GT-65 [J]. Электрические Станции, 2007 78(1): 19—22.
- [5] ЛЕБЕДЕВ А С, ЛЕСИЯК О Б. Разработка низкоэмиссионной камеры сгорания энергетической азотурбинной установки среднего класса мощности

GT-65 [J]. Тяжелое машиностроение 2007 53(11): 12—18.

- [6] FARMER R. DLE combustion being extended to variable load compressor sets [J]. Gas Turbine World 2008 38 (2): 26—30.
- [7] ЛЕБЕДЕВ А С, ФУНДУКОВ Ю М. Охлаждаемый лопаточный аппарат первых трех ступеней высокотемпературной турбины энергетической азотурбинной установки GT-65 среднего класса мощности [J]. Теплоэнергетика, 2007 54(10): 57—60.
- [8] ХОМЕНЮК Л А, ЗОЛОТОГОРОВ М, С. Экспериментально-расчетные исследования охлаждаемых лопаток GT-65 [J]. Теплоэнергетика, 2008 55 (1): 42—45.
- [9] 王冲, 吉桂明, 金洁敏, 等. 不断升级改进的 IM2500 燃气轮机 [J]. 热能动力工程, 2007 22(2): 138—141.
- [10] FARMER R. IM6000 rated to 52.3 MW output and 42% efficiency [J]. Gas Turbine World 2008 38(4): 15—16.
- [11] ЛЕБЕДЕВ А С, КОСПЕННИКОВ С В. Тенденции повышения эффективности ГТУ [J]. Теплоэнергетика, 2008 55 (6): 11—18.
- [12] ЛЕБЕДЕВ А С, СИМИН Н О. Газотурбинная установка GT-65: стандартные испытания основных узлов, возможности использования и пути дальнейшего совершенствования [J]. Теплоэнергетика, 2008 55(4): 42—47.
- [13] ЛЕБЕДЕВ А С, КОВАЛЕВСКИЙ В П. Использование GT-65 в тепловых схемах ПГУ для перевооружения действующих ТЭС [J]. Электрические Станции, 2008 79(6): 15—25.

(本文责任编辑 何静芳)

IT Θ -65型—新研制的发电用燃气轮机 = Newly-developed IT Θ -65 Type Power-generation Gas Turbine 刊, 汉] / JIGUIMING WU QIONG WANG CHONG (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code 150036), GAO YUXIANG (Harbin Electric Power Vocational Technical College, Harbin, China, Post Code 150030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(1). — 1 ~ 7

An overview was given of the development process and design philosophy of a newly-developed IT Θ -65 type power generation gas turbine, including the choice of the parameters for the thermodynamic system, design and features of the three major components: compressor, combustor and turbine models and test rig tests for the main components, possibility of their applications as well as further upgrading approaches. By making use of the currently available achievements and employing a plotting mode at a proportional range, a full scale simulation design was adopted for the compressor. According to DLN (dry low NO_x) or DLE (dry low emissions) theory and by meeting various conditions for achieving low emission combustion of the fuel, designed was a low emission annular combustor. Through a comparison of various versions, the four-stage turbine design was finalized. Apart from the rotating blades in stage No. 4, all the turbine blades were cooled. The IT Θ -65 type gas turbine is regarded as a medium power one meeting modern P class technical level and can be used for both simple cycle gas turbine power plants and gas turbine-based steam-gas combined ones, applicable for not only basic load operation but also semi-peak and peak load one.

Key words: gas turbine, power generation, thermodynamic system, compressor, combustion chamber, blade

微型燃气轮机燃油燃烧室燃烧特性的模化试验研究 = Experimental Study of the Modeling of the Combustion Characteristics of a Micro Gas Turbine Oil-fired Combustor 刊, 汉] / WANG Feng-shan, KONG Wen-jun, WANG Bao-ru, et al (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(1). — 8 ~ 11

On the basis of modeling test methods, a study was conducted of the performance of a 100 kW class micro gas turbine oil-fired combustor at the rated operating condition. Also the influence of the inlet air temperature change on the combustion characteristics of the combustor was studied under the condition of maintaining its outlet exhaust temperature unchanged. It has been found that the combustion efficiency of the combustor can reach more than 99%, and the total pressure recovery coefficient will amount to 94.5% with the maximal unevenness of the outlet temperature being less than 20% and NO_x emission index being below 9 g/kg. The burner liner wall surface temperature will assume a uniform distribution. In addition, with an increase of the inlet temperature of the combustor and enhancement of the combustion efficiency, the maximal outlet temperature non-uniformity will decrease and the emission indexes of CO and UHC (unburned hydrogen carbon), conspicuously drop. The total pressure recovery coefficient, however, will somewhat decrease and the NO_x emission index somehow increase.

Key words: micro gas turbine, combustor, inlet temperature, combustion characteristics, pollutant emissions

湍流燃烧模型在燃气轮机燃烧室模拟中的运用与对比 = Application and Contrast of Turbulent-flow Combustion Models for Simulating a Gas Turbine Combustor 刊, 汉] / ZHENG Hong-tao, MU Yong, LI Zhiming, et al (College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(1). — 12 ~ 16

By using commercial software Fluent, numerically simulated was the C₁₆H₃₂ non-premixed combustion flow field of a gas turbine combustor. At the rated operating condition of the combustor, a contrast numerical analysis was conducted of the above flow field by adopting the two-step reaction process and five-step one of a simple probability density function (PDF) model, eddy dissipation (ED) model and eddy dissipation concept (EDC) model respectively. In the meantime, the thermal and prompt NO_x emission performance of the combustor was also investigated. Through a comparison, it has been found that the temperature in the combustion zone resulting from an endothermic reaction