

小型燃气轮机 CCHP 系统变工况性能入口加热调控研究

陈 强¹, 韩 巍², 刘润泽¹, 王泽峰²

(1. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 北京 102209;

2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要:提出了一种利用冷热电联产系统(CCHP)低温烟气与环境空气混和加热控制压气机入口温度,提升燃气轮机冷热电系统变工况性能的方法,并以1.9 MW小型燃气轮机OPRA16为例,建立了CCHP系统模型,分析了调控方法的效果、机理。结果表明,入口混和加热可以有效改善冷热电联产系统变工况下系统性能,并扩展系统节能运行范围。与传统燃料流量调控方法相比,新型调控手段下夏季制冷与冬季供热模式下系统节能率分别提升5.7%和21.6%。

关 键 词:小型燃气轮机;冷热电联产系统;变工况性能;入口加热

中图分类号:TK472

文献标志码:A

文章编号:1009-2889(2018)02-0029-08

以小、微型燃气轮机为动力核心的分布式冷热电联供系统(combined cooling heating and power, CCHP)是分布式供能系统的重要形式^[1-5],基于能的梯级利用原理集成了小型动力系统、吸收式制冷、供热、除湿等多种设备及系统^[6-7],具有综合能源利用率高、清洁环保、安全性好等优点。然而由于实际运行中用户负荷千差万别,且变化复杂,造成多数系统不能在设计工况下运行,节能效果并不理想。

分布式冷热电系统变工况性能的研究,主要集中在以下几个方面:变工况下冷热电系统的优化设计^[8-13];冷热电系统在变工况下的运行性能分析,如经济性^[14]、运行策略及模式^[15-16]、实验验证研究^[17]、设备参数及配置的影响等^[18-20];而针对系统变工况调控方式的研究较少。大型燃气轮机及联合循环调控方式由于应用场所、运行要求及设备结构的不同^[21-22],并不适合直接应用于燃气轮机分布式冷热电系统。

分布式冷热电系统常规变工况调控主要通过调控单元设备实现,单元设备调节控制方式一般是为设备自身运行设计,并不考虑对系统其他设备的影响及冷热电联供系统变工况性能。因此,本文提出一种新型的燃气轮机变工况调控方法,通过燃气轮

机运行工况的主动控制,利用系统中不同循环之间的耦合关系及设备间的能量质量交换,提升分布式冷热电联产系统(CCHP)的变工况性能。

1 冷热电联产系统及燃气轮机入口加热

1.1 CCHP 系统流程及新型调控方式

1.1.1 系统介绍

图1所示为典型CCHP系统,燃气轮机驱动发电机发电,满足用户电负荷,吸收式机组供应用户冷、热负荷需求,吸收式机组低温烟气向环境排放,图中虚线框所示为入口混合加热装置。夏季制冷工况下,吸收机组以制冷模式运行,冬季供热工况下,吸收机组以供热模式运行。

1.1.2 入口混合加热主动调控

入口混合加热主动调控的实现方式如下:部分低温排烟(占总烟气比例为 χ)通过阀门被引入一个混合器,环境空气在此与之混和,达到一定温度后(T_{mix})再进入压气机,通过控制压气机入口温度(T_{mix}),主动选择燃气轮机的运行工况,以达到较好的系统变工况性能。阀门开度控制引入的混合烟气比例 χ ,决定入口混合加热温度 T_{mix} , T_{mix} 变化范围初

收稿日期:2018-01-10 改稿日期:2018-02-14

作者简介:陈强(1984—),男,山东人,博士,工程热物理专业,主要从事燃气轮机及先进能源动力系统方向研究,E-mail:workchenqiang@126.com。

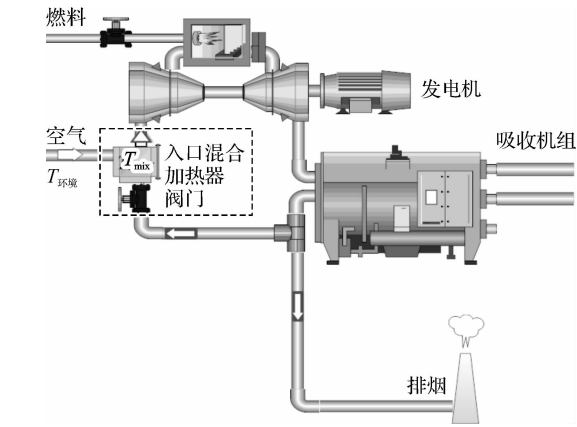


图 1 入口混和加热调控 CCHP 系统示意图
步确定为燃气轮机的适用温度 -30 ~45 ℃。

阀门完全关闭时,环境空气不与低温烟气混合,直接进入压气机,系统以常规方式运行,燃气轮机变工况仅通过控制燃烧室燃料流量实现。

各设备额定工况下参数及分产系统的参数取值见表 1,混合加热器混入的烟气比例 χ 定义如下式所示:

$$\chi = \frac{m_{\text{mix}}}{m_{\text{gas}}} \tag{1}$$

上式中: m_{mix} 为混合器引入的低温烟气质量流量,kg/s; m_{gas} 为低温排烟总质量流量,kg/s。

表 1 CCHP 系统设备容量及分产系统性能系数		
燃气轮机(OPRA16)		
燃机发电效率 $\eta_{\text{gt}}/\%$	额定功率 W/kW	
26.9	1 908	
吸收制冷机		
吸收式制冷机系数 C_{COPa}	额定制冷量 C/kW	
1.312	4 677	
分产系统		
电网效率 $\eta_{\text{grid}}/\%$	锅炉效率 $\eta_{\text{boiler}}/\%$	电压缩制冷机系数 C_{COPe}
33	80	4.5

1.1.3 冷热模式运行条件

根据 GB 50736-2012 规定,民用建筑舒适性空调室内温度为 24 ~26 ℃,冬季集中采暖室内温度为 16 ~20 ℃。分布式冷热电联供系统在环境温度达到 25 ℃及以上时候,以制冷模式运行;在环境温度低于 15 ℃时候以供暖模式运行。

1.2 小型燃气轮机变工况模型

分布式冷热电系统中,采用小型燃气轮机 OPRA16 作为动力核心,用于驱动发电机发电,燃机以恒转速运行,使用 GateCycle 软件模拟燃气轮机变

工况下热力性能,模型中压气机特性曲线采用文献[23]方法计算,压气机压比、效率与流量、转速的比折合参数关系如下:

$$\dot{\pi}_c = c_1 \cdot \dot{G}_c^2 + c_2 \cdot \dot{G}_c + c_3 \tag{2}$$

$$\dot{\eta}_c = [1 - c_4(1 - \dot{n}_c)^2] \frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c} \left(2 - \frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c} \right) \tag{3}$$

式中: $\dot{\pi}_c$ 、 $\dot{\eta}_c$ 、 $\dot{G}_c$ 、 $\dot{n}_c$ 分别为压气机压比、效率、流量、转速的比折合参数,定义如下:

$$\dot{\pi}_c = \pi_c / \pi_{c0}, \dot{\eta}_c = \eta_c / \eta_{c0} \tag{4}$$

$$\dot{n}_c = \bar{n}_c / \bar{n}_{c0}, \dot{G}_c = \bar{G}_c / \bar{G}_{c0}$$

其中:下标 c0 表示压气机设计工况; $\bar{G}_c$ 、 $\bar{n}_c$ 分别为压气机流量组合参数、转速组合参数,定义如下:

$$\bar{G}_c = G_c \sqrt{T_1 / P_1}, \bar{n}_c = n_c / \sqrt{T_1} \tag{5}$$

式中: T_1 、 P_1 分别为压气机入口温度、压力; n_c 为压气机转速; G_c 为压气机质量流量。

公式(2)、(3)中参数 c_1 、 c_2 、 c_3 均为转速比折合参数 $\dot{n}_c$ 的函数, c_4 为常数,定义如下式:

$$c_1 = \dot{n}_c / [p(1 - m/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - m)^2] \tag{6}$$

$$c_2 = (p - 2m\dot{n}_c^2) / [p(1 - m/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - m)^2] \tag{7}$$

$$c_3 = -(pm\dot{n}_c - m^2\dot{n}_c^3) / [p(1 - m/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - m)^2] \tag{8}$$

$$c_4 = 0.3 \tag{9}$$

式中:常数 p 、 m 、 c_4 为常数,且 p 、 m 满足如下关系式:

$$\sqrt[3]{p} \geq 2m/3 \tag{10}$$

本文中压气机特性线为 $p = 1.6$, $m = 1.8$, $c_4 = 0.3$ 时的情况。

对无量纲压比进行如下变换:

$$\pi_{\text{NPR}} = \frac{\dot{\pi}_c \pi_{c0} - 1}{\pi_{c0} - 1} \tag{11}$$

离散上述特性曲线后如图 2 所示,设计工况下燃气轮机参数如表 2 所示。

1.3 吸收式冷热水机组模型

吸收式冷热水机组回收利用燃气轮机排烟热量,生产冷、热负荷,向环境排放低温烟气,假定制冷与制热模式下的排烟温度为 170 ℃。

夏季以制冷模式运行时,CCHP 系统输出冷负荷由下式表示:

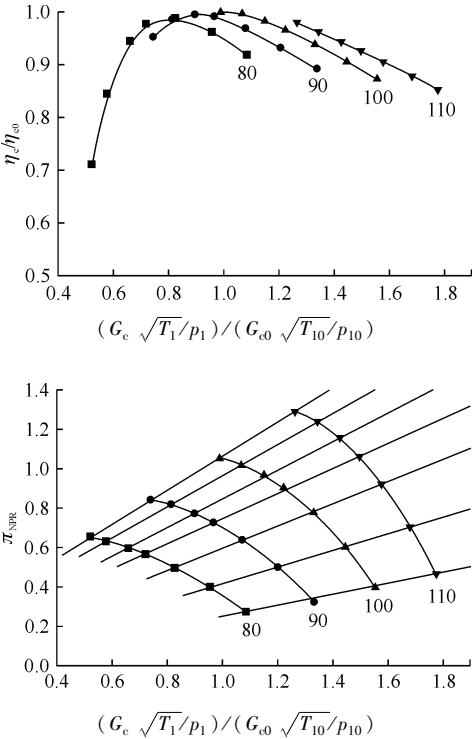


图 2 压气机特性图

表 2 OPRA16 模型额定工况关键参数

压比 π	压气机等熵效率 $\eta_c/\%$	透平入口温度 $T_{TT}/^{\circ}\text{C}$	燃烧室效率 $\eta_{\text{comb}}/\%$
6.7	84	980	99
透平等熵效率 $\eta_t/\%$	空气流量 $G/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	发电功率 E_{gt}/kW	燃气轮机发电效率 $\eta_{\text{gt}}/\%$
90	8	1 908	26.9

$$Q_c = C_{\text{COPa}} \cdot Q_{\text{gas}} \tag{12}$$

式中： C_{COPa} 为溴化锂制冷机性能系数， Q_{gas} 为 170℃以上排烟热量，kW； Q_c 为冷负荷，kW。

冬季以制热模式运行时，CCHP 系统输出热负荷由下式表示：

$$Q_h = \sigma \cdot Q_{\text{gas}} \tag{13}$$

式中： σ 为设备热损失系数，取恒定值 0.9， Q_{gas} 为 170℃以上排烟热量，kW； Q_h 为热负荷，kW。

1.4 CCHP 系统性能评价指标

冷热电联供(CCHP)系统采用一次能源利用率(η_{cchp})、相对节能率(η_{FESR})两个指标评价系统热力学性能。

系统一次能源利用率 η_{cchp} 定义如下：

$$\eta_{\text{cchp}} = \frac{E_{\text{gt}} + Q_c + Q_h}{Q_{\text{cchp}}} = \frac{E_{\text{gt}} + Q_c + Q_h}{m_{\text{fuel}} \cdot \eta_{\text{comb}} \cdot Q_{\text{LHV}}} \tag{14}$$

式中： Q_{cchp} 为 CCHP 系统总能耗，kW； E_{gt} 、 Q_c 、 Q_h 分别为系统的电、冷、热负荷，kW； Q_{LHV} 为燃料低位热值，kJ/kg。

系统相对节能率 η_{FESR} 定义如下：

$$\eta_{\text{FESR}} = \frac{Q_{\text{sp}} - Q_{\text{cchp}}}{Q_{\text{sp}}} = 1 - \frac{m_{\text{fuel}} \cdot \eta_{\text{comb}} \cdot Q_{\text{LHV}}}{E_{\text{gt}}/\eta_{\text{grid}} + Q_c/(C_{\text{COPe}} \cdot \eta_{\text{grid}}) + Q_h/\eta_{\text{boiler}}} \tag{15}$$

式中： Q_{sp} 为对应的分产系统能耗，kW；夏季制冷工况， $Q_h = 0$ ；冬季供暖工况， $Q_c = 0$ ；公式中其他符号定义见表 1。

2 入口混合加热调控 CCHP 性能分析

燃气轮机性能是 CCHP 系统的核心，燃气轮机的运行工况直接决定了系统输出的电负荷，燃气轮机的排烟驱动吸收机组运行。因此，在验证小型燃气轮机模型准确性的基础上，首先分析了入口混合加热对燃气轮机变工况性能的影响，然后根据供暖与制冷两种运行模式，分别分析总结入口混合加热对系统变工况性能的改善程度。

2.1 OPRA16 燃气轮机变工况性能

2.1.1 模型验证

燃气轮机性能模拟结果与厂家数据的对比如图 3~图 4 所示，图中模拟结果分别为入口混和低温排烟与常规运行方式下的燃气轮机性能。可见模拟结果与厂家数据基本一致，功率最大相对误差为 6.9%，效率最大相对误差为 4.6%，考虑到模型做了很多简化，且模拟计算的部件特性并不是实际机组的特性曲线，相对误差可以接受。

图 3 所示为小型燃气轮机发电功率随燃机入口温度的变化曲线。燃气轮机输出功率随环境温度升高而降低，模拟值变化趋势与厂家数据保持一致。

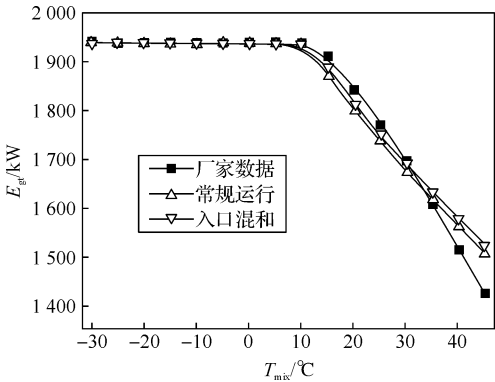


图 3 燃气轮机发电功率变化曲线

在 $-30 \sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内,燃气轮机发电功率随入口温度降低而增加,在达到约 $1\,940\text{ kW}$ 后,设备厂家对燃机输出功率做了限制,故环境温度继续降低时,燃气轮机输出功率不变。

图 4 所示为燃气轮机发电效率随环境温度的变化曲线,可见在整个环境温度变化范围,燃气轮机发电效率随环境温度降低而增加,计算值与厂家数据变化趋势保持一致。

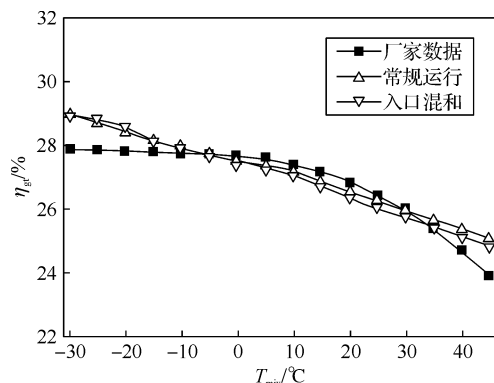


图 4 燃气轮机发电效率变化曲线

2.1.2 入口加热燃气轮机变工况性能分析

图 5 为不同入口混和加热温度对燃气轮机发电效率的影响。随着燃气轮机入口混合温度 T_{mix} 增加,燃气轮机变负荷效率曲线变得平缓。另外当 T_{mix} 在 $-30 \sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间时,燃气轮机最大输出负荷不变(图 3);在 $10 \sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,燃气轮机最大输出负荷随 T_{mix} 增加而降低,但是不同入口温度下的发电效率曲线基本重合。比较不同入口混合温度下部分负荷效率曲线可见,冬季工况时,随着入口混合温度的升高,部分负荷工况效率得到改善;夏季工况时,入口加热对燃气轮机发电效率影响不大。

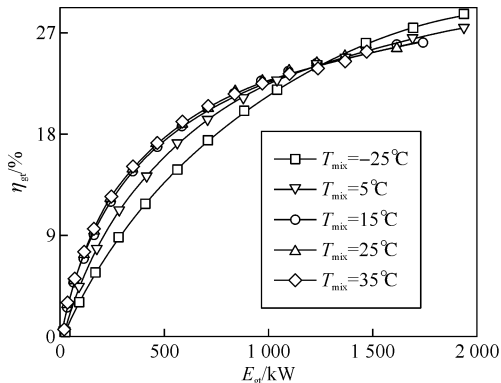


图 5 入口混和加热调控对燃气轮机效率的影响

图 6 所示为不同环境温度条件下,入口加热需要的低温烟气比例 χ 随温度 T_{mix} 的变化趋势。环境温度越低,达到入口加热所需烟气量越多。如在

$-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下,入口加热所需低温烟气流量占全部烟气流量的范围是 $0.0 \sim 0.355$,在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下,入口加热温度变化为 $0 \sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$,相应的烟气流量变化范围是 $0.0 \sim 0.25$,在 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下,入口温度达到最大,不能进行入口加热调控。

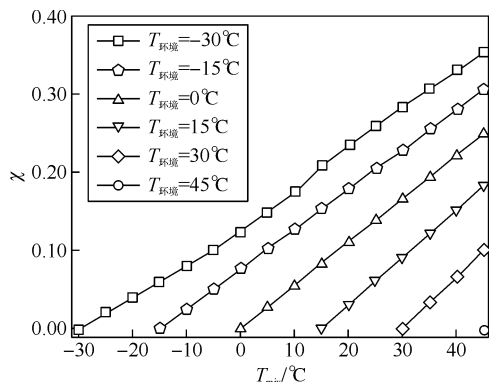


图 6 入口混合加热引入的低温烟气比例

图 7 所示为环境温度 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下烟气混和对燃烧室燃料空气比的影响。由图中结果可以看出,随着压气机入口温度的提高,入口气流烟气比例提高,随之燃烧室燃料空气比提高。在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,入口混和后燃烧室燃料空气比例提高较小,在入口温度 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,混和燃气比例最大,燃烧室燃料空气比达到最大,由正常运行的 $0.017\,83$ 提高到 $0.019\,96$,仍在燃气轮机燃烧室燃料空气比范围($0.012\,5 \sim 0.033\,3$)之内^[24]。

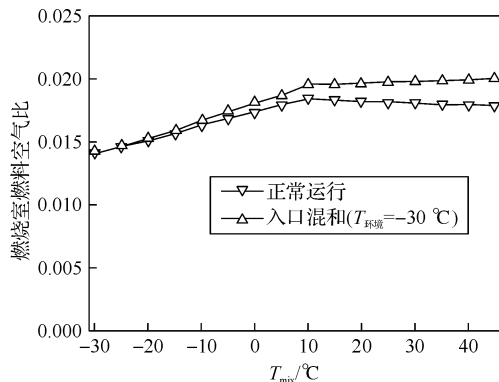


图 7 燃烧室燃料空气比变化

如图 8 所示为入口混和加热对燃气轮机燃烧室出口温度的影响。可以注意到,入口温度 T_{mix} 取不同数值时,满负荷至空转工况对应的燃烧室出口温度变化曲线存在相交现象。如入口混合温度 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,燃烧室出口温度变化范围是 $377 \sim 980\text{ }^{\circ}\text{C}$;入口混合温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,相对应的燃烧室出口温度变化范围是 $500 \sim 797\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。对于满负荷工况,当燃气轮机入口温度提高时,燃烧室出口温度增加,达到设计

T_{TIT} 温度 980 ℃ 后保持不变。

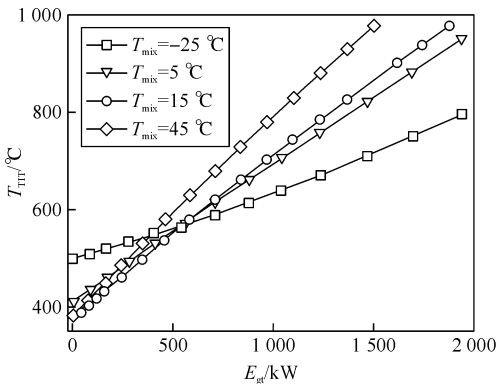


图8 燃烧室出口温度变化

2.2 CCHP 系统供暖工况性能

图9所示为在环境温度-25℃入口混和加热调控对供暖工况下CCHP系统相对节能率的影响。可见,入口加热一方面提升了系统的相对节能率,另一方面扩展了CCHP系统节能运行的范围。

相同燃气轮机功率下,纵坐标相对节能率变化趋势表明了入口混和加热可以显著提高系统变工况下相对节能率。如在-25℃环境温度条件下,燃气轮机发电功率1231kW,入口加热至45℃时,CCHP系统相对节能率由11%提高到26%;在燃气轮机发电功率950kW时,入口加热将CCHP系统相对节能率由0%提高到约21.6%。

相同相对节能率时,横坐标燃气轮机发电功率变化趋势,表明了入口混和加热可以扩大CCHP系统供暖工况变工况运行范围。如在-25℃环境温度下,燃气轮机负荷约940kW时,相对节能率为0;当入口混和加热调控至45℃时,相对节能率为0工况燃气轮机负荷降至约450kW。

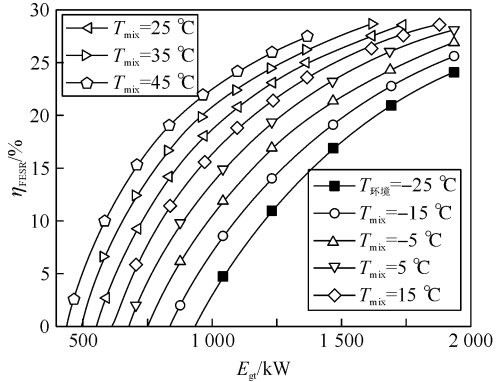


图9 入口加热调控供暖工况下相对节能率变化

图10所示为入口混和加热调控供暖工况运行时对CCHP系统一次能源利用率随负荷变化的影响。可见,在系统节能运行范围(约450kW以上),

CCHP 一次能源利用率在系统高负荷运行时随入口温度升高而增加。CCHP 系统一次能源利用率的这种变化特点,是由于入口加热调控对燃气轮机性能的影响(图5、图8)及对系统烟气余热的调控(图11)两种效果叠加造成的。

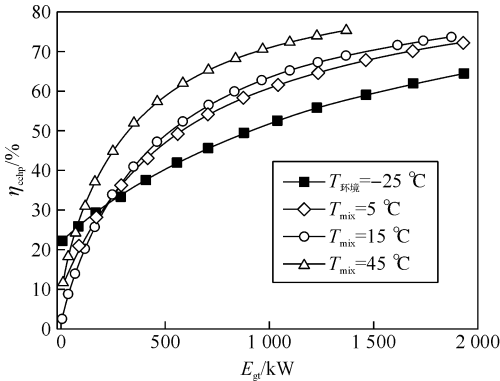


图10 入口加热调控供暖工况一次能源利用率变化

图11为入口混和加热对系统余热回收量变化的影响。在燃气轮机发电功率大于450kW情况下,入口加热显著提高170℃以上烟气余热所占百分比(Q_{gas}/Q_{echp}),例如在燃气轮机发电功率1231kW时,入口调控将(Q_{gas}/Q_{echp})由35.3%提高到55.5%,相应的一次能源利用率(η_{echp})由55.8%提高到75.5%(图10)。然而,燃气轮机发电功率小于450kW时候,情况恰恰相反。

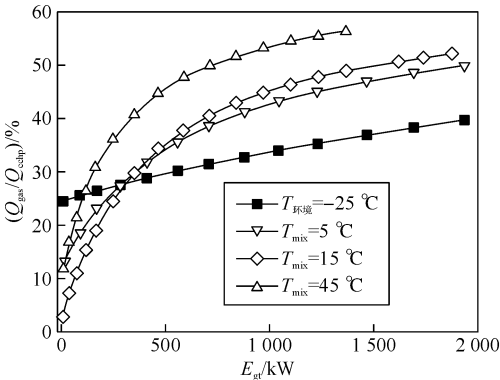


图11 冬季供暖工况下燃机烟气余热回收量变化

2.3 CCHP 系统制冷工况性能

图12所示为入口混和加热调控下CCHP系统相对节能率变化曲线。入口混和加热调控方式不仅增强了系统变工况下的相对节能率,而且扩展了CCHP系统可以保持节能运行的变工况范围。如发电负荷1369kW时,相对节能率由17.4%提高到19.6%;在发电负荷为710kW时,相对节能率由0.0%提高到5.7%,系统负荷越低强化效果越明显。通过入口混合加热调控,系统节能运行的下限

由 700 kW 下降至 600 kW。

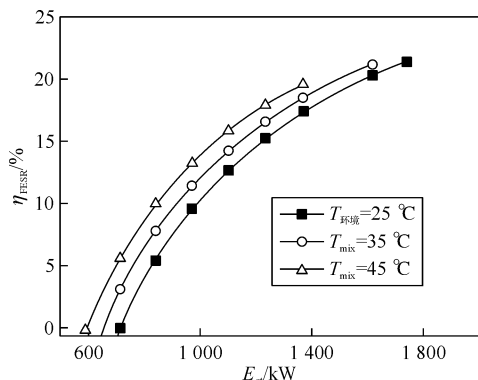


图 12 入口混和调控对 CCHP 相对节能率的影响

图 13 为燃气轮机入口混和加热调控对 CCHP 系统一次能源利用率的影响。图中结果所示,在部分负荷下,燃气轮机入口混和加热能够提高 CCHP 系统一次能源利用率。如发电负荷 1 369 kW 下,一次能源利用率由 92.6% 提高到 98.6%;负荷 710 kW 条件下,一次能源利用率由 77.2% 提高到 86.1%。

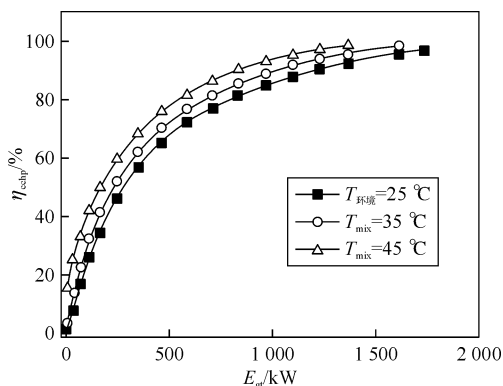


图 13 入口混和调控对 CCHP 一次能源利用率的影响

由上述分析知道,入口混和加热调控可以显著提升夏季制冷工况下的变工况性能。入口加热调控能够提升 CCHP 系统变工况性能的原因在于,新调控方式通过改变输出相同功率下的燃气轮机运行状态,改善了系统余热利用情况,如图 14 所示。

图 14 所示为入口混和加热调控对燃气轮机排烟余热的影响。图中结果表示,在不同的燃气轮机输出功率下,入口加热调控可以显著提高可利用余热量的比例。如在发电量 1 369 kW 下,170 °C 以上烟气可利用热量比($Q_{\text{gas}}/Q_{\text{echp}}$)由 51% 提高到 56%,在发电量 710 kW 条件下, $Q_{\text{gas}}/Q_{\text{echp}}$ 由 43% 提高到 50%。

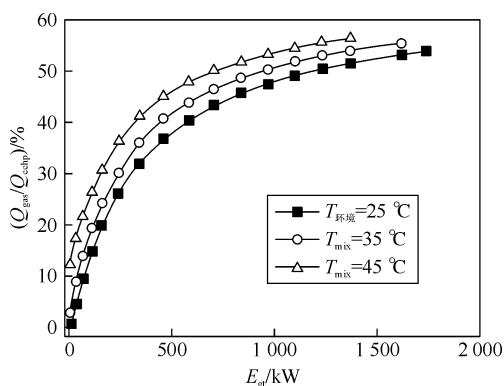


图 14 入口混和调控下烟气余热回收量变化

3 结论

本文提出了一种提升燃气轮机冷热电联供系统(CCHP)变工况性能的主动调控方法,以兆瓦级燃气轮机冷热电系统变工况热力特性为例进行了数值模拟并分析了主动调控的效果,探讨了主动调控的调控机理。主要结论如下:

(1) 入口混合加热调控,通过在混合器中引入 CCHP 系统低温排烟,控制压机入口温度,从而改变了小型燃气轮机的变工况运行状态,进而提升了系统的变工况性能。

(2) CCHP 系统性能的提升体现在两方面,一是提高了部分工况时系统的相对节能率和系统节能运行范围内的一次能源利用率;二是扩展了系统能够节能运行的变工况范围。系统性能提升的原因在于两方面:一是新调控方式改善了燃气轮机变工况性能,二是新调控方式改善了 CCHP 系统烟气余热利用。

(3) CCHP 系统冬季供暖运行时,入口混合加热调控对燃气轮机运行状态影响较大,相对节能率为 0 时,在 -25 °C 环境温度下,相对节能率由原调控方式下的 0% 提高到 21.6%;燃气轮机最低输出负荷由约 940 kW 扩展至约 450 kW。在全工况范围内对 CCHP 系统一次能源利用率的影响不一致,大于 450 kW 时提高系统一次能源利用率。

(4) CCHP 系统夏季以制冷模式运行时,入口加热调控对燃气轮机发电效率基本没有影响,对系统余热利用影响较大。在全工况范围内提高了 CCHP 系统一次能源利用率,将 CCHP 系统能够节能运行的范围由 700 kW 扩展至 600 kW,并提高了 CCHP 系统相对节能率数值。

参考文献:

- [1] H AL MOUSSAWI, F FARDOUN, H. LOUAHLIA-GUALOUS. Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach[J]. Energy Conversion and Management, 2016,120: 157-196.
- [2] S MURUGAN, B HORÁK. Tri and polygeneration systems a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016,60: 1032-1051.
- [3] F A AL-SULAIMAN, F HAMDULLAHPUR, I DINCER. Trigeneration: A comprehensive review based on prime movers[J]. International Journal of Energy Research, 2011, 35(3): 233-258.
- [4] M S ISMAIL, M MOGHAVVEMI, T M I MAHLIA. Current utilization of microturbines as a part of a hybrid system in distributed generation technology [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 21: 142-152.
- [5] WU D W, WANG R Z. Combined cooling, heating and power: A review[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2006, 32 (5-6): 459-495.
- [6] 林汝谋, 郭栋, 金红光, 隋军. 分布式冷热电联产系统的能量梯级利用率新准则[J]. 燃气轮机技术, 2010 (1): 1-10.
- [7] 张娜, 林汝谋. 先进分布式供能系统的关键技术与核心科学问题[J]. 燃气轮机技术, 2017 (3): 8-17,69.
- [8] P ARCURI, G FLORIO, P FIRAGIACOMO. A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex[J]. Energy, 2007, 32(8): 1430-1447.
- [9] A Y RONG, R LAHDELMA. An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration[J]. Applied Energy, 2005, 82(1): 40-63.
- [10] ZHOU Z, LIU P, LI Z, et al. An engineering approach to the optimal design of distributed energy systems in China[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 53 (2): 387-396.
- [11] E D MEHLER, H SARIMVEIS, N C MARKATOS, et al. A mathematical programming approach for optimal design of distributed energy systems at the neighbourhood level[J]. Energy, 2012,44(1):96-104.
- [12] 刘浩, 徐聪, 隋军, 等. 楼宇型分布式冷热电联产系统互联互通节能优化[J]. 科学通报, 2017(32): 3703-3710.
- [13] YANG C, WANG X, HUANG M, et al. Design and simulation of gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage in a hotel building [J]. Energy and Buildings, 2017, 153: 412-420.
- [14] A PIACENTINO, F CARDONA. On thermoeconomics of energy systems at variable load conditions: Integrated optimization of plant design and operation [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(8): 2341-2355.
- [15] A SMITH, R LUCK, P J MAGO. Analysis of a combined cooling, heating, and power system model under different operating strategies with input and model data uncertainty [J]. Energy and Buildings, 2010, 42 (11): 2231-2240.
- [16] WANG J J, JING Y Y, ZHANG C F, et al. Performance comparison of combined cooling heating and power system in different operation modes[J]. Applied Energy, 2011, 88 (12): 4621-4631.
- [17] SUN Z G, XIE N L. Experimental studying of a small combined cold and power system driven by a micro gas turbine[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30 (10): 1242-1246.
- [18] A HUICOCHEA, W RIVERA, G GUTIÉRREZ-URUETA, et al. Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31 (16): 3347-3353.
- [19] P J MAGO, A K HUEFFED. Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies [J]. Energy and Buildings, 2010(10):1628-1636.
- [20] 刘凤强, 张时飞, 潘卫国, 等. 楼宇冷热电联供系统的变工况及热力学分析[J]. 动力工程, 2002(5): 2005-2010,1958.
- [21] S M CAMPOREALE, B FORTUNATO, M TORRESI, et al. Part load performance and operating strategies of a natural gas—biomass dual fueled microturbine for combined heat and power generation [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137:1214011-121401113.
- [22] G BARIGOZZI, A PERDICHIZZI, C GRITTI, et al. Techno-economic analysis of gas turbine inlet air cooling for combined cycle power plant for different climatic conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 82: 57-67.
- [23] ZHANG N, CAI R X. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration, Energy Conversion and Management, 2002, 43: 1323-1337.
- [24] 沈炳正, 黄希城. 燃气轮机装置[M]. 北京:机械工业出版社, 1990.

Effect of the Inlet Air Heating on Part Load Performance of a Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) System Driven by the Small Scale Gas Turbine

CHEN Qiang¹, HAN Wei², LIU Runze¹, WANG Zefeng²

(1. China United Gas Turbine Technology Corporation, Beijing 102209, China;

2. Insititute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China)

Abstract: The combined cooling, heating and power (CCHP) system driven by a small scale gas turbine is a booming new technology for efficient and clean production of energy. However, because of the fluctuations in the energy demand, the CCHP system frequently runs under off design points, especially under part load conditions, which results in performance deterioration. This paper presents a novel power regulation method of compressor inlet air heating for the part load operation of the CCHP system. The novel method is performed by recirculating a fraction of the low temperature exhaust gas to the inlet of the gas turbine and thereby adjusting the inlet air temperature. A mathematical model of the CCHP system was set up, of which the small scale gas turbine OPRA16 simulation was implemented using the GateCycle software and calibrated by the real gas turbine data. The part load performance of the CCHP system by the novel power reduction method was compared with the conventional fuel flow method systematical implemented on most engines. Analysis results show that the Fuel Energy Saving Ratio (FESR) was enhanced by 5.1% point in summer and 21.6% point in winter. The conclusion can be drawn that the CCHP system in both summer and winter under the novel method achieves more energy saving than the conventional power reduction method.

Key words: small scale gas turbine; combined cooling, heating and power system (CCHP); off design performance; inlet air heating

(上接第 22 页)

Gas Turbine Lubricating Oil System Fault Diagnosis Based on Improved D-S Evidence Theory

LIANG Maozong¹, ZHOU Dengji¹, ZHANG Huisheng¹, WEI Fang^{2,3}

(1. Gas Turbine Research Institute, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China;

2. Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., AECC, Shanghai 201108, China;

3. Shanghai Commercial Aircraft Engine Engineering Research Center, Shanghai, 201108, China)

Abstract: In this paper, D-S evidence theory decision-making fusion structure is used to fusion the results diagnosed by four classical information fusion algorithms for lubricating system fault. In order to solve the problem of evidence conflict, this paper improves the D-S evidence theory and verifies the fusion effect of the improved formula at the feature level and the decision level. The conclusion shows that the improved DS evidence theory proposed in this paper can solve the problems brought by evidence conflicts and improve the accuracy of diagnosis. Evidence theory has obvious advantages in decision level fusion. Using decision fusion structure to fusion diagnosis results of multiple methods can improve the fault tolerance.

Key words: fault diagnosis; improved D-S evidence theory; Bayesian network; neural network; fuzzy logic