

微燃机天然气冷热电三联供系统热力学分析^{*}

秦朝葵¹ 李伟奇¹ 谢卫华² 方建平²
(1. 同济大学机械学院 2. 上海航天能源有限公司)

秦朝葵等. 微燃机天然气冷热电三联供系统热力学分析. 天然气工业, 2008, 28(1): 129-131.

摘 要 天然气冷热电三联供技术(Combined Cooling Heating Power, CCHP)是指用天然气驱动发电机发电,回收余热用于冬季供热、夏季供冷的综合能量系统。同济大学与意大利国土资源部合作,搭建了微型燃气轮机现场实验机组,展开面向用户的微燃机 CCHP 系统应用与优化研究。为此,采用能量平衡、烟平衡等热力学分析方法,对 CCHP 系统进行了分析,得到了能流、烟流平衡情况。与常规能源系统(烟效率 27%~28%)进行了对比,微燃机 CCHP 系统(烟效率 33%~39.6%)不仅在能源利用的经济性方面更为合理,一次能源利用率也高于常规系统。在选择余热制冷设备时,要注意微燃机烟气量较大而温度水平偏低的特点,有针对性地进行合理设计。

主题词 小型 燃气轮机 冷热电三联供 系统 能 烟 热力学平衡

冷热电三联供技术(Combined Cooling Heating Power, CCHP)是指用天然气驱动发电机发电,回收余热用于冬季供热、夏季供冷的综合能量系统,可用于建筑或一个区域的能源供应。CCHP 技术将先功后热的热力学合理性转化为运行上的经济性,在世界范围内获得了成功的应用^[1]。由于微燃机 CCHP 系统发电量较小、建设周期短、占地面积小、运动部件少、安装维护简单、排放量低、启停迅速等优点,一经推出,就引起了广泛的市场关注与推崇。

一、微燃机 CCHP 系统的原理和热力学过程

微燃机 CCHP 系统以微燃机作原动机驱动发电机组,微燃机主要由压气机、透平(膨胀机)、发电机、燃烧室和回热器等组成,配以吸收式制冷机组,在为 用户供电的同时也供热或供冷,构成“微燃机 CCHP 系统”。其运行原理如图 1 所示。

笔者介绍在同济大学汽车学院风洞中心投入运行、测试的微燃机 CCHP 系统,设备组成见表 1。微燃机性能受环境空气温度影响很大,在不同温度下的烟气流量、燃气耗量和发电量均不同,作为对比,表 1 中列出了微燃机在 0℃、15℃和 30℃下的主要参数。

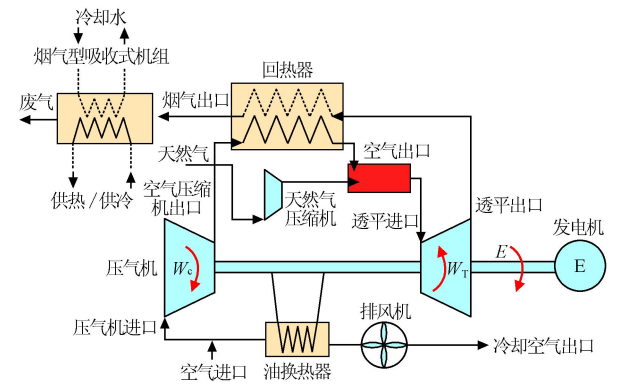


图 1 微燃机 CCHP 系统原理图

表 1 Turbec T100 CCHP 系统的配置与运行参数表

动力系统 ^[2]						废热利用装置
环境 温度 (℃)	烟气 温度 (℃)	烟气质 量流量 (kg/s)	发电量 (kW)	燃气 耗量 (kW)	可利用 废热 (kW)	远大 BDE09IX270-k-15 型单效吸收式机组: 供热量 140 kW(供水 温度 43~50℃);制冷 量 110 kW,供回水温 度 7~14℃
0	267	0.855	129	376	240	
15	277	0.792	109	335	230	
30	287	0.736	91	300	222	

注:动力系统采用 Turbec T100 型微燃机,其润滑油冷却空气流量为 0.9 kg/s,温升 30℃。

二、微燃机 CCHP 系统的能量平衡分析

微燃机 CCHP 系统的能量平衡可用下式^[3]表示:

^{*} 本文为同济大学与意大利环境与国土资源部合作项目。

作者简介: 秦朝葵,1968 年生,教授,博士;主要从事燃气应用技术及热能利用技术领域的研究工作,曾承担上海市科委燃气发动机制冷空调课题。地址:(201804)上海市嘉定区曹安公路 4800 号。电话:13601664501。E-mail:chkqir@mail.tongji.edu.cn

$$Q_a + Q_g + V_g H_1 = E + Q_{h/c} + Q_{ex} + Q_v + Q_{err} \quad (1)$$

式中: Q_g 为燃气的物理热, kW; Q_a 为空气的物理热, kW; H_1 为燃气低热值, kJ/m^3 ; V_g 为燃气流量, m^3/s ; E 为发电量, kW; $Q_{h/c}$ 为供热量或者供冷量, kW; Q_{ex} 为排烟带走的热量, kW; Q_v 为机组的冷却散热量, kW; Q_{err} 为其他热损失及误差, kW。

系统的热效率为:

$$\eta = \frac{E + Q_{h/c}}{V_g H_1} \quad (2)$$

按照表 1 中的运行参数, 可计算得到供热和供冷时的热平衡情况, 见表 2。

显然, 该 CCHP 系统供热时的能量利用率 (71.5%) 要比供冷时 (62.2%) 高, 这是由吸收式机组的性质所决定的。从设备成本和国外的微燃机 CCHP 系统实践经验来看, 单效吸收式制冷机组使用最多, 其制冷 COP (能效系数) 本身就较低; 另外微燃机的过剩空气系数高达 7.4, 排烟量很大, 但温度较低。而通常吸收式机组希望烟气温度水平较高 (如天然气发动机), 应用在微燃机 CCHP 系统中其 COP 会更低^[4]。

三、微燃机的焓平衡和焓经济性

焓为能量品质提供了热力学第二定律意义上的度量, 数量相同、形式不同的能量, 焓越大则其品质越高。对一个热力学系统进行评价时, 仅关注于能量的利用效率往往会得到片面的结论, 作为对能量利用合理性和热力学完善程度的评价, 焓效率显得尤其重要。

微燃机 CCHP 系统是一个复合能量系统, 其焓平衡可以用下式来表示:

$$\psi_a + \psi_g + V_g H_1 = E_\psi + \psi_{h/c} + \psi_{om} + \psi_s + \psi + \psi_{err} \quad (3)$$

式中: ψ 为空气物理焓, kW; ψ_g 为燃气物理焓, kW; E_ψ 为发电焓, kW; $\psi_{h/c}$ 为冷量或热量对应的焓, kW; ψ_s 为微燃机燃烧过程的焓损失, kW; ψ 为冷却通风空气的焓损失, kW; ψ_s 为排烟的焓, kW; ψ_{err} 为误差与其他焓损失, kW。

系统的焓效率为:

$$\eta = \frac{E_\psi + \psi_{h/c}}{V_g H_1} \quad (4)$$

式 (3) 中各项的计算方法如下。

(1) 热量或冷量的焓:

$$\begin{aligned} \psi &= (H - T_0 S) - (H_0 - T_0 S_0) \\ &= \dot{m} c_p (t - t_0) - \dot{m} T_0 c_p \ln \frac{T}{T_0} \end{aligned}$$

式中: H 、 H_0 分别为工质 (水或空气、燃气、烟气) 在 $T(t)$ 、 $T_0(t_0)$ 下的焓, kW; S 、 S_0 分别为工质 (水或空气、燃气、烟气) 在 $T(t)$ 、 $T_0(t_0)$ 下的熵, $\text{kJ}/^\circ\text{C}$; c_p 为工质 (水或空气、燃气、烟气) 的定压比热, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$; $\dot{m}$ 为工质 (水或空气、燃气、烟气) 的质量流量, kg/s 。

(2) 燃烧室内定压燃烧的焓损失按参考文献 [5] 中的方法计算:

$$\begin{aligned} \psi_{om} &= V_g H_1 - (H_4 - H_3) \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \\ &= V_g H_1 - \dot{m} c_{p,ex} (T_4 - T_3) \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

式中: T_m 为燃烧室进出口的平均热力学温度 (其中 T_3 为燃烧室进口温度, T_4 为燃烧室出口温度), K。

按上述公式可计算微燃机 CCHP 的焓平衡情况 (见表 3)。燃烧不可逆造成的焓损失最大, 其他还有通风散热、管道散热、回热器换热不可逆等焓损失。这里主要分析焓效率, 所以这一部分不再分别计算, 而归于其他焓损失一项, 通过焓平衡计算得到。

设传统的供热、供冷和供电系统模式为: 供热采用燃气锅炉, 效率 $\eta = 0.85$; 供冷采用电制冷机, $COP_c = 4$; 供电为效率较高的燃气轮机发电厂, $\eta = 0.4$, 输

表 2 Turbec T100 CCHP 系统的热平衡表

输入热量	供 热		供 冷		输出热量	供 热		供 冷	
	(kW)	(%)	(kW)	(%)		(kW)	(%)	(kW)	(%)
燃气燃烧热 ($V_g H_1$)	376	99.907	300	92.797	发电量 (E)	129	34.28	91	28.15
燃气物理热 (Q_g)	0.35	0.093	0.285	0.090	吸收式机组输出 ($Q_{h/c}$)	140	37.20	110	34.03
空气物理热 (Q_a)	0	0	23.00	7.113	排烟带走能量 (Q_{ex})	71.82	19.08	82.14	25.41
					通风冷却散热量 (Q_v)	13	3.45	13	4.02
					未计热损失及误差 (Q_{err})	22.53	5.99	27.145	8.40
合 计	376.35	100	323.285	100	合 计	376.35	100	323.285	100

注: 供热环境温度为 0°C ; 供冷环境温度为 30°C 。

表 3 微燃机 CCHP 系统焓平衡分析表

输入焓	供热时		供冷时		输出焓	供热时		供冷时	
	(kW)	(%)	(kW)	(%)		(kW)	(%)	(kW)	(%)
燃气焓	376	100	300	100	电焓	129	34.31	91	30.33
空气焓	0	0	0	0	吸收式机组输出焓($\phi_{\text{A/C}}$)	20	5.32	7.87	2.62
					燃烧焓损失	127.06	33.79	108.72	36.24
					通风带走的焓	0.37	0.10	0.33	0.11
					排烟带走的焓	8.83	2.35	6.37	2.12
					其他焓损失	90.74	24.13	85.71	28.57
合 计	376	100	300	100	合 计	376	100.00	300	100.00

电效率 $\eta_e=0.9^{[6]}$ 。比较结果见表 4。传统供能模式有着较高的发电效率,并且供冷焓效率较高,特别是当电制冷机组的 COP 更高时电制冷体现出更为合理的焓效率。但由于这种系统供电、供热、供冷是相互独立的,一次能源只得到了一次利用就以废热的形式排放掉了,造成虽然各自焓效率较高但组成系统后焓效率反而降低。而 CCHP 系统是现场发电,输电损失小,并且基于能量的梯级利用——供冷/供热的能量来源于供电的废热,所以供冷综合焓效率要比独立系统的高^[6]。

表 4 CCHP 系统与传统系统的焓效率比较表

燃气锅炉+电制冷 +电厂供电		微燃机 CCHP 系统
供电焓效率(%)	36	25.53~30
供热焓效率(%)	8.21	5.32
供冷焓效率(%)	29	2.62
综合焓 效率(%)	供热	27.05
	供冷	39.63
		28.02
		32.96

四、结论与分析

微燃机 CCHP 系统是一个综合能量系统,在“以电定热”的政策指导下,根据设备的负荷特性和工艺过程的用能要求,选用合适的微燃机来满足对废热量和废热温度的需求,才能达到较好的能源利用效果。在配套 CCHP 系统时,要注意不同废热利用设备对废热温度的要求,以免不合适的配套使其无法工作在额定工况。

微燃机 CCHP 系统的焓效率比传统供能方式高,表明该系统在能源利用的经济性方面是合理的。能量的梯级利用体现了“物尽其用”的原则,用高品质的燃气转化为高品质的电能,用低品质的废气来产生热量或冷量。

在过渡季节(春季、秋季)微燃机 CCHP 系统只提供电力,无需供冷或供热,不能体现其优越的节能性。所以在过渡季节可采用电网供电的形式,以进一步提高全年的能量利用率。

目前的烟气型吸收式机组并不完全适用于烟气体量大、温度水平低的微燃机 CCHP 系统,应针对微燃机烟气的特点开发出更为合适的产品,以提高废热的利用率。

参 考 文 献

[1] 朱成章.美国冷热电联产纲领及启示[J].中国电力, 2000,33(9):91-94.

[2] TURBE A B. Turbec T100 technical description manual [R]. Turbec Company. Italy. Turbe A B.2005.

[3] 秦朝葵,吴念劬,章成骏.燃气节能技术[M].上海:同济大学出版社,1998.

[4] 赖元楷.天然气高效利用途径分析[J].天然气工业, 2005,25(9):125-128.

[5] 王志伟,魏兵,蒋露,等.燃气透平简单循环的正反焓平衡分析[J].水利电力机械,2006.

[6] 苏磊,张红.住宅小区天然气热电冷联产方案性能分析[J].天然气工业,2005,25(11):129-131.

(修改回稿日期 2007-11-28 编辑 赵 勤)