

燃气机热电冷联供系统技术经济分析

杨 昭 张世钢 童春荣

(天津大学 热能研究所, 天津 300072)

摘 要: 对一种由燃气发动机驱动的热、电、冷三联供总能系统进行了技术经济分析, 结果表明该总能系统在技术上是可行的, 经济上是合理的。

关 键 词: 总能系统; 技术经济; 热泵

中图分类号: TK47; F403.7 文献标识码: A

1 前 言

天然气作为一种清洁能源, 其消费量占能源总消费量的比例较低, 而且供气措施还不够完善。因此开拓其消费的新领域, 缓解供气季节峰谷平衡的矛盾, 解决储气容量不足, 以及减少放散浪费等都成为当前规划研究和解决的重大课题。

夏季空调用电量一般约占总耗电量的 30% 左右, 若专为空调用电配置发电设备, 无论在经济方面还是能源利用方面均是不可取的。为此, 可采用由燃气发动机驱动的热、电、冷三联供总能系统, 即采用燃气发动机驱动压缩机和发电机, 由发电机产生的电量为热泵系统辅机和其它建筑设备供电, 这样既削减了电网的高峰负荷, 又拉平了发电设备的峰谷差^[1~4]。

国内对由燃气发动机驱动的热、电、冷三联供总能系统的研究还处于刚刚起步阶段, 与国外存在较大的差距。本文对此总能系统的原理进行了概略分析, 并与传统电动热泵进行了初步比较, 更深入的研究还有待进行。

2 原 理

图 1 所示为由燃气发动机驱动的热、电、冷三联供总能系统的工作原理图。该系统由两部分组成, 左边为由燃气发动机驱动的蒸汽压缩式热泵系统,

该系统由开启式压缩机、蒸发器、冷凝器、膨胀阀等部件组成。右边部分为由燃气发动机驱动的发电系统, 可向空调系统辅机和建筑物其它设备供电, 从而实现了由燃气发动机驱动的热、电、冷三联供。

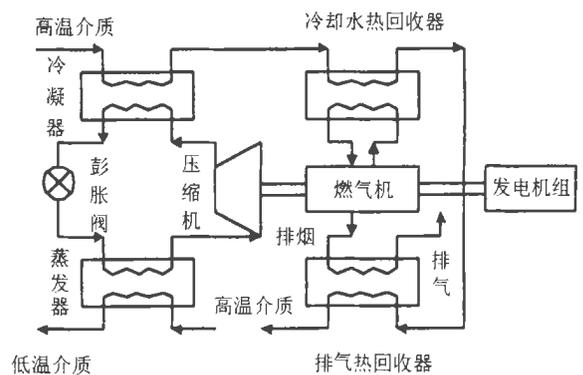


图 1 总能系统工作原理示意图

在供冷运行时, 机组从低温介质吸热, 使之冷却降温后送给冷用户, 而将冷凝器排热及发动机废热排放给环境(在同时需要热水的场合, 发动机废热也可回收); 在供热运行时, 机组通过低温介质(热源)从环境吸热, 并使高温介质先后经过冷凝器、燃气发动机冷却水热回收器(包括发动机机油冷却器)、发动机排烟热回收器吸热升温, 而后送给热用户。无论是供冷运行还是供热运行, 发电机一般都同时运转, 所发电量主要用于驱动空调系统本身辅机及自控设备, 使空调系统完全由天然气一种能源驱动, 无需外界供电。

通过对以上系统原理的分析, 可以看出, 该总能系统与电动热泵相比, 除了具有普通燃气机热泵具有的余热回收、无级调速、供热温度高、制热量大、季节性系数高、除霜容易等优点之外, 还具有完全不

收稿日期: 2001-11-22; 修订日期: 2002-03-25

基金项目: 教育部高等学校中青年骨干教师基金资助项目(2000-2001); 天津科技发展基金资助项目(301014)

作者简介: 杨 昭(1960-), 女, 河北大城人, 天津大学教授, 博士生导师。

需要外界供电, 甚至还可以为建筑物其它设备提供电力的优点。

现在需要进一步明确的是, 该系统与其它空调系统相比, 在能源利用率 and 应用经济性方面是否具有优势, 本文以下部分将就这两方面内容进行探讨。由于现在所用的供热空调系统形式较多, 本文仅选择具有代表性的电动风冷式热泵机组作为对比系统进行讨论。

3 能源利用率比较

3.1 供热运行

图 2 所示为总能系统的能流示意图。

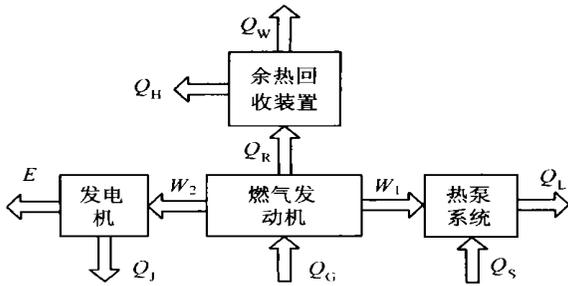


图 2 能流示意图

根据热力学第一定律, 对发动机有:

$$Q_G = Q_R + W \quad (1)$$

式中, Q_G 为发动机消耗的燃气总能量, Q_R 为发动机排出的余热, W 为发动机输出的轴功,

$$W = W_1 + W_2 = \eta_g \times Q_G \quad (2)$$

W_1 为发动机输出给压缩机的轴功, W_2 为发动机输出给发电机的轴功, η_g 为发动机效率。

对余热回收装置有:

$$Q_R = Q_H + Q_W \quad (3)$$

式中, Q_H 为回收的用于供热的能量, Q_W 为发动机最终排掉的废热。

$$Q_H = \xi \times Q_R \quad (4)$$

ξ 为余热回收率。

对热泵系统有:

$$Q_L = W_1 \times COP_h \quad (5)$$

Q_L 为由热泵冷凝器提供的热量, COP_h 为热泵的制热系数。

总能系统的总供热量 Q 为:

$$Q = Q_L + Q_H \quad (6)$$

对发电机有:

$$E = \eta_e \times W_2 \quad (7)$$

E 为发电机的发电量, η_e 为发电机效率。由式(2)、式(5)和式(7)得:

$$Q_G = \frac{W_1 + W_2}{\eta_g} = \frac{\frac{Q_L}{COP_h} + \frac{E}{\eta_e}}{\eta_g} \quad (8)$$

由式(1)、式(2)、式(4)和式(6)得:

$$Q_G = \frac{Q_H}{(1 - \eta_g)\xi} = \frac{Q - Q_L}{(1 - \eta_g)\xi} \quad (9)$$

根据一次能源利用率的定义:

一次能源利用率等于可用能量除以输入能量

由式(8)和式(9)可得:

$$\omega_h = \frac{Q + E}{Q_G} = \frac{(1 + \frac{E}{Q})[(1 - \eta_g)\xi + COP_h \eta_g] \eta_e}{\eta_e + \frac{E}{Q} \times COP_h} \quad (10)$$

ω_h 为供热运行时的一次能源利用率。

另外, 图 2 中的 Q_S 是热泵蒸发器的吸热量, Q_D 是发电机向环境的散热量。

3.2 供冷运行

假定供冷运行时发动机余热直接排放到环境中, 没有回收, 则供冷运行时系统的一次能源利用率为(推导过程类似于上述供热过程, 此处略):

$$\omega_r = \frac{Q_S + E}{Q_G} = \frac{(1 + \frac{E}{Q_S}) \times COP_r \eta_e \eta_g}{\eta_e + \frac{E}{Q_S} \times COP_r} \quad (11)$$

ω_r 为供冷运行时的一次能源利用率, COP_r 为热泵的制冷系数。

3.3 结果与讨论

根据文献[3 ~ 4]提供的资料, 取 $\eta_g = 0.35$, $\eta_e = 0.9$, $\xi = 0.6$, $COP_h = 3.6$, $COP_r = 3.3$, $E/Q = E/Q_S = 0.1$, 可算得 $\omega_h = 129.6\%$, $\omega_r = 93.0\%$ 。电动风冷式热泵机组由于受电机效率的影响, COP 略低于燃气机热泵, 分别取 $COP_h = 3.4$, $COP_r = 3.1$, 电热(冷)比仍然取 $E/Q = E/Q_S = 0.1$, 按我国目前的供电效率 30.4% 计算^[3], 其一次能源利用率为: $\omega_h = 84.8\%$, $\omega_r = 79.1\%$ 。

可以看出, 实现热、电、冷三联供后, 总能系统在供热和供冷运行时的能源利用率均高于采用电动风冷式热泵机组的空调系统, 其中供热时约提高了 52.8%, 供冷时约提高了 17.6%。

现在对总能系统的几种极端情况进行计算讨

论:

(1) 总能系统不对外界供电(燃气机热泵), 即 $E = 0$, 此时:

$$\omega_h = (1 - \eta_g)\xi + COP_h \times \eta_g$$

$$\omega_r = COP_r \times \eta_g,$$

可算得: $\omega_h = 165\%$, $\omega_r = 116\%$ 。

而对电动风冷式热泵机组可算得:

$$\omega_h = 103.4\%$$

$$\omega_r = 94.2\%$$

总能系统优势明显。

(2) 总能系统只对外界供电(燃气发电机组), 即 $Q = Q_s = 0$, 此时:

$$\omega_h = \omega_r = \eta_g \eta_e$$

可算得: $\omega_h = \omega_r = 31.5\%$ 。稍高于 30.4% 的供电效率。

(3) 总能系统不考虑热泵系统的供冷与供热, 但考虑供热时的发动机余热回收部分(燃气发电机组加余热回收), 即 $Q_L = Q_s = 0$, 此时:

$$\omega_h = \eta_g \eta_e + (1 - \eta_g)\xi$$

$$\omega_r = \eta_e \eta_g$$

可算得: $\omega_h = 70.5\%$, $\omega_r = 31.5\%$, 远远高于 30.4% 的供电效率。

从以上计算可以看出, 即使在某些极端情况下, 总能系统的一次能源利用率仍然具有较大优势。

4 经济性比较

4.1 单位发电量运行成本

4.1.1 供热运行时单位发电量运行成本

单位发电量(kWh)的燃气消耗总能量为:

$$Q_1 = \frac{3\ 600}{\eta_e \eta_g} \text{ kJ} \quad (12)$$

余热回收部分的能量为:

$$Q_2 = (1 - \eta_g) \times \xi \times Q_1 \text{ kJ} \quad (13)$$

故实际用于发电的燃气消耗能量为:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = \frac{3\ 600}{\eta_e \eta_g} [1 - (1 - \eta_g) \times \xi] \text{ kJ} \quad (14)$$

从而可得单位发电量运行成本为:

$$C_h = \frac{Q_3}{Q_d} \times C_g = \frac{3\ 600}{Q_d \eta_e \eta_g} C_g [1 - (1 - \eta_g) \times \xi] \text{ 元 / (kWh)} \quad (15)$$

C_g 为天然气单价, 元/ m^3 ; Q_d 为天然气低位发热量,

kJ/m^3 。

4.1.2 供冷运行时单位发电量运行成本

总能系统供冷运行时单位发电量运行成本为(不考虑发动机余热回收):

$$C_r = \frac{Q_l}{Q_d} \times C_g = \frac{3\ 600}{Q_d \eta_e \eta_g} \times C_g \text{ 元 / kWh} \quad (16)$$

4.1.3 年平均单位发电量运行成本

假设供热和供冷运行时, 空调系统辅机及自控设备的总耗电量相同, 并且基本不随空调负荷的变化而变化, 即冷、热负荷变化时发电机输入功与发电量均不变, 则总能系统年平均单位发电量运行成本为:

$$C_a = \frac{C_h t_h E + C_r t_r E}{t_h E + t_r E} = \frac{C_h t_h + C_r t_r}{t_h + t_r} = \frac{\varepsilon C_h + C_r}{\varepsilon + 1} \text{ 元 / kWh} \quad (17)$$

上式中, t_h 为系统冬季供热累计运行时间, h/a; t_r 为夏季供冷累计运行时间, h/a; ε 为系统供热与供冷累计运行时间比,

$$\varepsilon = t_h / t_r$$

以上分析仅考虑了运行时能耗费用, 为了全面评价燃气发动机驱动热电冷三联供总能系统经济性, 根据某一工程的具体情况, 对该系统与对比系统进行详细地分析比较。

4.2 系统年度总费用

以北京地区某一宾馆为例, 该宾馆建筑面积为 $10\ 000 \text{ m}^2$, 设计制冷量为 800 kW , 设计供热量为 700 kW , 空调系统辅机总电耗为 70 kW 。冬季供热累计运行时间 $2\ 880 \text{ h/a}$, 当量满负荷运行时间 $1\ 050 \text{ h/a}$; 夏季供冷累计运行时间 $2\ 160 \text{ h/a}$, 当量满负荷运行时间 $1\ 300 \text{ h/a}$ ^[9]。假设总能系统的发电量恰能满足辅机的需求, 总能系统及电动风冷热泵的性能数据同上。经济性比较见表 1。

表中的系统初投资年度化成本等于系统初投资总费用与资金回收系数的乘积, 即: $C = CRF(i, n) \times C_0$

其中: C_0 为系统初投资总费用; $CRF(i, n)$ 称为资金回收系数, 它由下式算得:

$$CRF(i, n) = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}}$$

其中 i 为年利率, n 为使用寿命。

从表中可以看出, 虽然总能系统的初投资费用较大, 但其年度总费用却对比系统的年度总费用

节省 7.5 万元, 说明总能系统在经济上也具有一定优势。

表 1 经济性比较结果

	对比系统	总能系统
制冷量/kW	800	800
制热量/kW	700	700
辅机电耗/kW	70	70(由系统自供)
年能耗量	电/kWh	904 452
	天然气/m ³	0
年能耗费用/万元	54.3	38.0
设备总价/万元	100	150
设备安装费/万元	15	22.5
附件材料及其施工费/万元	30	45
天然气增容费/万元	0	52
电力增容费/万元	15	0
初投资总费用/万元	160	269.5
初投资年度化成本/万元·a ⁻¹	12.8	21.6
年度总费用/万元·a ⁻¹	67.1	59.6

注: 1. 天然气价格 1.8 元/m³

2. 电价 0.6 元/kWh

3. 电力增容及配电设施费 450 元/kW

4. 天然气增容费 450 元/(m³·d⁻¹)

5. 年利率 $i = 5\%$

6. 寿命 $n = 20$ 年

7. 附件材料及其施工费按设备价的 30%^[7]

8. 设备安装费按设备总价的 15%

5 结 论

(1) 热、电、冷三联供总能系统不仅具有普通燃气机热泵的所有优点, 而且能够通过燃气发动机驱动发电机发电, 实现向空调系统自身供电, 从而可以在完全脱离外界供电的情况下实现供热、供冷与供电。

(2) 热、电、冷三联供总能系统在供热运行和供

冷运行时的能源利用率均高于常用的电动风冷式热泵供热空调系统。

(3) 热、电、冷三联供总能系统的单位发电量运行成本较低, 按目前能源价格计算, 在不考虑初投资的情况下, 供冷运行时, 单位发电量运行成本 0.50 元/kWh, 供热运行时仅为 0.31 元/kWh, 年平均单位发电量运行成本低于一般商业用电电价。

(4) 热、电、冷三联供总能系统的年度总费用与相同供热量、供冷量的对比系统相比也具有一定优势。

(5) 根据本文计算可知, 总能系统运行费用低而初投资高, 因此建议在实际应用中应该采用总能系统与电动热泵机组搭配的组合式方案, 总能系统满足基本负荷, 电动热泵负担峰值负荷, 这样可以加大总能系统的利用率, 同时也提高了供热空调系统能源利用的灵活性, 达到最佳的经济效果。

参考文献:

- [1] 王飞波. 燃气机热泵的实验研究和节能效果分析[D]. 天津: 天津大学, 1987.
- [2] 李先瑞, 刘笑. 燃气供热的现状与展望[J]. 北京节能, 2000(2): 8-11.
- [3] 基恩 H, 哈登费尔特 A. 热泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- [4] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [5] 中国电力信息中心. 1998 年电力工业统计摘要(之五)[J]. 中国电力, 1990(9): 83.
- [6] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993.
- [7] 潘云钢. 高层民用建筑空调设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999.

(何静芳 编辑)

节能技术

400 MW CHP 装置效率超过 80%

据《Gas Turbine World》2001 年 5—6 月号报道, 位于德国美因茨市的 400 MW 美因茨—维塞巴顿 V94.3A 联合循环 CHP(分区供热和电力联产)装置已于 2001 年 3 月投入运行。

新的烧天然气的 CHP 装置作为由西门子公司全套承包项目建造, 以便取代三台老的烧煤机组。该装置额定的电力生产效率高于 58%。

以 CHP 方式工作, 通过同时抽出过程蒸汽和分区供热, 该联合循环的燃料利用率将超过 80%。

(思娟 供稿)

静电旋风分离器的流场分析= **Flow Field Analysis of an Electrostatic Cyclone Separator** [刊, 汉] / ZHANG Ji-guang, SHEN Heng-gen (East China University, Shanghai, China, Post Code: 200051), LI Hua (Qingdao Architectural Engineering Institute, Qingdao, China, Post Code: 266033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(5). — 499 ~ 501

A three-dimensional speed distribution was tested respectively for two versions of CLT type (C - dust remover, L - centrifuge, T - cylinder) of electrostatic cyclone-separator, i. e., with and without a corona electrode being installed. The above-cited distribution was compared with that of two versions of XCY type (X - cyclone, C - long cone, Y - flue gas) of electrostatic cyclone separator, i. e., with and without a corona electrode being installed. After an analysis of the effect of corona electrode installation on the three-dimensional speed distribution the authors made the following observations. With the rational selection of a cyclone separator and the installation of a corona electrode at a specified location the favorable speed distribution in the cyclone separator will be conducive to enhancing the separation function of a centrifugal force and lowering the resistance in the electrostatic cyclone separator. The authors also discussed how to achieve a rational configuration of the electrostatic cyclone separator. **Key words:** electrostatic cyclone separator, separation effect, pressure loss, flow field

燃气机热电冷联供系统技术经济分析= **Technical and Economic Analysis of a Gas Engine-based process heat, electricity and cooling energy Cogeneration System** [刊, 汉] / YANG Zhao, ZHANG Shi-gang, TONG Chun-rong (Thermal Energy Research Institute under the Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(5). — 502 ~ 505

In an effort to seek a rational approach of energy utilization, the authors have made a technical and economic analysis with regard to a gas engine-driven total energy system incorporating the triple supply of process heat, electricity and cooling energy. Its comparison with a motor-driven air-cooled heat pump shows that the recommended total energy system is technically feasible and economically rational. **Key words:** total energy system, technico-economics, heat pump

MSF 多级闪蒸海水淡化系统的建模与仿真= **Modeling and Simulation of a Multi-stage Flash (MSF) Seawater Desalination System** [刊, 汉] / ZHOU Shao-xiang, HU San-gao, SONG Zhi-ping (North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(5). — 506 ~ 509

Through the mechanism analysis of a multi-stage flash (MSF) process a comprehensive and dynamic mathematical model was set up for a MSF seawater desalination system. The model is different from those as reported in current literature in that it has taken into account the influence of steam density and flow rate changes of interstage-flash brine-water. The results of simulation calculations truthfully reflect the nonlinearity characteristics of the MSF system dynamic process. **Key words:** dynamic process, modeling, simulation, multi-stage flash, seawater desalination

方形截面弯管二次流数值模拟= **Numerical Simulation of the Secondary Flow in a Curved Duct of Square-shaped Cross-section** [刊, 汉] / FAN Hong-ming, LI Xian-ting, JIANG Yi (Department of Architectural Science, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), HE Zhong-yi (Department of Architectural and Thermal Energy Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(5). — 510 ~ 513

With the help of a large eddy simulation (LES) method for turbulent flows a numerical simulation was performed of the secondary flow in ninety degree curved ducts of a square-shaped cross-section with and without flow-guide blades. Meanwhile, presented is a Taylor-Galerkin finite-element discrete scheme. Two pairs of secondary flow were formed after the