

从发电煤耗看热电冷联供系统的热经济性

(清华大学) 付林 江亿

[摘要] 首先引入热电冷联供系统发电煤耗概念,然后从系统整体的角度分析了热电冷联供系统的热经济性

关键词 发电煤耗 热电冷联供 热经济性

中图分类号 TK112

1 引言

对于热电冷联供系统热经济性问题,几年来一直是国内学术界争论的热点。直接以锅炉蒸汽为热源的吸收式制冷机或直燃机一次能耗高于压缩式制冷机,这一点大家的观点是一致的。对于热电冷联供,即以热电厂供热汽轮机抽汽或背压排汽为热源的吸收式制冷机相对于压缩式制冷机的节能性,则在已发表的文章中观点并不致^[1~3]。

本文从能源转换和利用的整体系统出发,以热电冷联供系统发电煤耗为评价指标,对热电冷联供系统的能耗加以分析,并就该系统的节能性与压缩式制冷进行比较。

2 热电冷联供系统发电煤耗

当前一些关于热电冷联供系统的评价指标各有不足之处。例如,对于电能制冷系数这一指标^[4],由于一般压缩式制冷机消耗的是电网电量,而电网中一般电厂的发电效率与热电冷系统中的热电厂发电效率是不同的,用该指标来比较热电冷系统中吸收式制冷机和压缩式制冷的能耗显然没有考虑上述两者的不同,因而作为系统能耗的评价指标是不全面的。而等效发电效率指标^[5]也没能反映有关压缩式制冷电耗的来源,故而亦有其局限性。以当量热力系数^[1]作为吸收式制冷机的能耗指标较为科学,但不适合于电力行业评价热电厂的能源利用程度。为此,本文提出热电冷联供系统发电煤耗的概念。

若仅考虑在夏季空调负荷下运行,则热电冷系

统中一次能源的产出为电和冷。这是两种不同质的产出,在进行分析时,应将其转换成同一种能,即要么是电,要么是冷。为此首先引入吸收式制冷机等效发电效率概念。图 1 为单位时间吸收式制冷机与外界环境间的能量交换。它从外界吸收热量 Q_h 、电量 W , 向外界提供冷量 Q_c 。对于用户所需的这一冷量,如果不是吸收式制冷机提供,则会被压缩式制冷机所代替。若产出同样冷量压缩式制冷电耗为 W_0 , 则吸收机多耗热量 Q_h , 少耗电能 $W_0 - W$ 。因此对于吸收式制冷系统来讲,可认为以 Q_h 大小的热量换来的是电量 $W_0 - W$, 由此可定义溴化锂吸收式制冷机热耗量等效的转化为电的效率 η_c :

$$\eta_c = \frac{(W_0 - W)}{(Q_h \eta_{sp})} \quad (1)$$

表 1 1163 kW 各种机型制冷机能耗比较^[2]

	压缩式机组 (活塞式)	单效溴冷机组 (蒸汽型)	双效溴冷机组 (蒸汽型)
<i>COP</i>	3.34	0.70	1.15
耗水量	281.16	—	—
电耗	32.34	32.34	32.34
量	26.96	63.15	48.58
(kW)	8.25	16.09	12.38
	—	5.0	5.0
	348.7	116.58	98.3
热耗(kW)	—	1661	1011
等效发电效率 η_c	—	0.156	0.276

如表 1 所示,若取单效溴冷机的性能系数 *COP* 为 0.7, 双效机为 1.15, 电网输配效率 η_{gd} 为 0.90, 与活塞式制冷机组相比,溴冷机等效发电效率 η_c 分别为 0.276(双效)和 0.156(单效)。该效率表示溴化锂吸收式制冷机每消耗单位热量而换取的电量。它等效于发电厂中以该热量发电的热效率,故可称之为溴冷机的等效发电效率。当使用离心机或螺杆机时其 *COP* 还高于活塞机,从而使吸收机的 η_c 降低,因此这里所得到的是吸收机最高可能达到的等效发电效率。

收稿日期 1997-11-28 收修改稿 1998-10-15

本文联系人 付林 男 1968 年生 博士研究生 100084 北京清华大学 1#楼 381 室

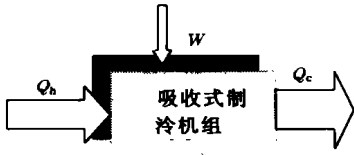


图 1 吸收机能量平衡图

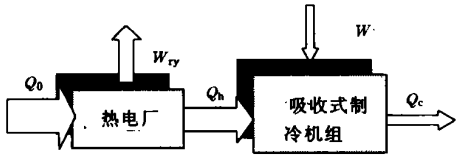


图 2 热电冷联供系统的能量平衡图

对于热电冷联供系统,若仅考虑系统的发电和制冷而不研究供热,能源输入与产出如图

2. 设所代替的压缩式制冷机电耗由发电效率为 η_{dw} 的电厂供给,则吸收式制冷机节省电量 $W_0 - W$ 所对应的一次能耗 Q_1 为:

$$Q_1 = \frac{W_0 - W}{\eta_{sp} \eta_{dw}} = \frac{Q_c \eta_c}{\eta_{dw}} \quad (2)$$

故而系统发电量 W_{ry} 所消耗的热量应为 $Q_0 - Q_1$, 于是热电冷联供系统发电效率的定义如下:

$$\eta = \frac{W_{ry}}{Q_0 - Q_1} = \frac{W_{ry}}{Q_0 - Q_h \eta_c / \eta_{dw}} \quad (3)$$

而热电冷联供系统的发电煤耗(以标准煤计)为:

$$b = \frac{123}{\eta} = 123 \left[\frac{1}{\eta_E} - \frac{\alpha \eta_c}{\eta_{dw}} \right] \quad (4)$$

其中,热电冷系统的热电比 $\alpha = Q_h / W_{ry}$, 热电厂发电效率 $\eta_E = W_{ry} / Q_0$

评价热电冷系统是否节能,可判断该系统发电煤耗是否大于作为比较对象的参考电厂发电煤耗即可。

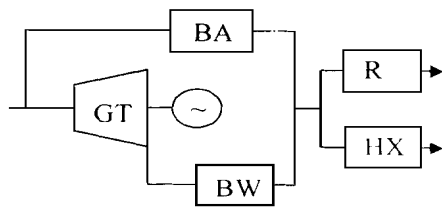
3 系统能耗和节能性分析

根据热电冷联供系统发电煤耗的定义和原理,以下分别对燃油、燃气热电冷联产系统和燃煤热电冷联产系统的能耗和节能性加以分析。

3.1 燃油、燃气热电冷联产系统

燃料先在原动机中燃烧做功发电,而排烟作为吸收式制冷机热源(如图 3)。为分析问题的方便,不考虑备用锅炉运行及系统对外供热,并忽略管道热损失,则式(4)中有关项表达式为:

$$\alpha = [\eta_b / \eta_E - 1] \quad (5)$$



GT—原动机 BA—备用锅炉 BW—余热锅炉
R—溴冷机 HX—换热器

图 3 以燃油、燃气的热电冷联产系统示意图

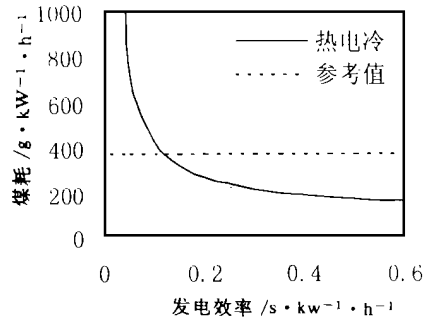


图 4 燃油、燃气热电冷联产煤耗随原动机发电效率的变化情况。系统煤耗随原动机发电效率 η_E 的增大而降低。当原动机发电效率大于 0.122 时,燃油、燃气热电冷联产系统煤耗低于全国平均水平发电煤耗(图中的参考值)。而一般内燃机、燃气轮机等原动机发电效率均在 0.2 以上,故以油,燃气为燃料的热电冷联产系统具有较理想的节能性。

图 4 给出燃油、燃气热电冷联产系统煤耗随原动机发电效率的变化情况。系统煤耗随原动机发电效率 η_E 的增大而降低。当原动机发电效率大于 0.122 时,燃油、燃气热电冷联产系统煤耗低于全国平均水平发电煤耗(图中的参考值)。而一般内燃机、燃气轮机等原动机发电效率均在 0.2 以上,故以油,燃气为燃料的热电冷联产系统具有较理想的节能性。

3.2 燃煤热电冷联产系统

以煤为燃料的热电冷联产系统由热电厂、输送系统及冷暖站等组成。其中热电厂由燃煤锅炉及抽凝或背压汽轮发电机组组成。随着初蒸汽参数、抽汽或背压排气参数、溴冷机组型式以及系统的运行工况等诸多因素的不同,系统的能耗也会不一样。下面着重分析这些因素对系统能耗的影响。

首先作以下简化处理:在反映燃煤热电冷联产系统煤耗的式(4)中,对于抽凝机组,仅考虑提供吸收式制冷机热量的抽汽份额。于是,式(4)的有关项可由以下各式表示:

η_b 为系统的一次能转换效率,即 $\eta_b = \frac{W_{ry} + Q_h}{Q_0}$ (6)

原动机有内燃机、燃气轮机等形式。若 η_c 按双效溴冷机取值,向压缩式制冷机供电的电厂发电效率按全国平均

水平发电

$$\eta_E = \frac{(h_0 - h_2) \eta_m \eta_y / (1 + K_{zy})}{[h_0 - t_3] / \eta_b \eta_h} \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{[h_2 - t_3] \eta_{gd}}{(h_0 - h_2) \eta_m \eta_y / (1 + K_{zy})} \quad (8)$$

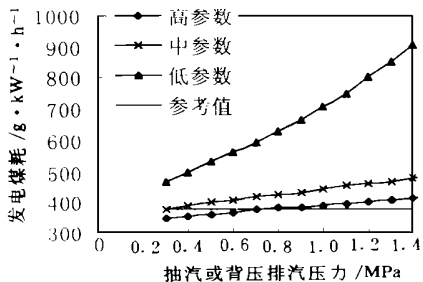


图 5 采用双效机的热电冷系统发电煤耗

由式 (4) (7) (8) 可以看出, 影响热电冷联供系统发电煤耗的因素主要是新汽焓, 抽汽焓, 回水焓以及溴冷机等发电效率等。图 5 给出了采用双效机的热电冷系统煤耗, 图 6 则给出采用单效机的热电冷系统煤耗。在计算系统煤耗时, 汽机相对内效率取为 0.82, 向压缩式制冷机供电的电厂发电效率按全国平均水平发电效率取值, 即 $\eta_{dw} = 0.325$ 。其它各参数取值分别为: $\eta_b = 0.90$, $\eta_m = 0.95$, $\eta_h = 0.90$, $\eta_y = 0.90$, $\eta_{rw} = 0.95$, $\eta_{sp} = 0.90$ 。三种不同型式的供热机组新蒸汽参数值见表 2。

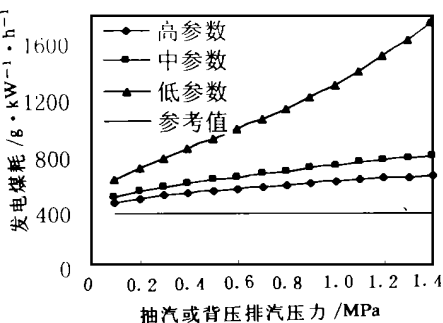


图 6 采用单效机的热电冷系统发电煤耗

表 2 三种供热机组的新蒸汽参数值

	高参数	中参数	低参数
新蒸汽压力(M Pa)	13.73	8.93	2.94
新蒸汽温度(°C)	565	480	400

从图 5 和图 6 可看出, 系统发电煤耗随汽轮机背压排气或抽汽压力的升高而增大。从热力学第二定律看, 汽轮机背压排气或抽汽压力的提高, 会使蒸汽在汽轮机中作功的损失减小, 热电厂的效率增加, 有使热电冷系统煤耗减小的趋势。但是, 制冷侧的效率却以更大幅度减小。随蒸汽压力的改

变, 制冷机出力变化较为显著, 而其热力系数的变化并不十分明显, 可近似以常数处理。随蒸汽压力的增大, 制冷机传热传质的不可逆程度增大, 甚至为避免溴化锂溶液结晶, 要对蒸汽进行减温减压处理, 从而进一步加大了系统的不可逆损失。然而, 如果减小汽机抽汽或背压排气压力, 虽然系统的能耗降低了, 但制冷机的出力会下降。因此从经济上讲, 汽轮机抽汽或背压排气压力的选择存在一个优化问题。

众所周知, 对于一般电厂而言, 高参数的机组发电效率也高。同样, 由以上两图可看到, 热电冷系统的发电煤耗是随着新汽参数的升高而降低的。这是由于新汽参数升高使锅炉中不可逆传热减小, 从而降低了系统能耗。

对比图 5 和图 6 还可看出, 采用单效机的热电冷系统煤耗明显大于双效机, 这是因为单效机的热力系数远低于双效机所造成的。因此, 优先采用双效机, 是降低热电冷联供系统的有效措施。这对制冷站设在热电厂或热量输送系统为蒸汽网的热电冷联供形式是容易实现的。但热电冷联供形式之一是热电厂提供的热量通过热水网输送到各建筑物, 提供吸收式制冷机所需热量。对不宜修建蒸汽热网的市区, 这是可行的方案之一。由于目前普通的直埋热水管道所允许的最高供水温度不超过 130 °C, 这种情况下只能采用单效机, 其代价是增大了热电冷系统的能耗。

那么, 燃煤热电冷系统是否节能呢? 事实上, 节能是相对的。在获得系统能耗后, 节能与否就比较对象有关了。不同情况下的热电冷系统可选取不同的比较对象。

(1) 对于在原有抽凝式供热机组基础上扩建的热电冷联供系统, 若供热机组的抽汽不是供给吸收式制冷机, 则将会在汽轮机中以凝汽方式做功发电, 故可选择该机组纯凝汽发电煤耗作为比较热电冷系统节能的对象。若表 2 中三种机组的凝汽器压力均为 4.9 kPa, 则对应于高、中、低参数的抽凝机组, 纯凝汽发电煤耗分别为 439 g/(kW·h)、469 g/(kW·h) 和 535 g/(kW·h)。由图 5 看出, 当采用双效机制冷时, 对于高参数的热电冷系统, 即使抽汽压力较高, 也是节能的。中参数的热电冷系统在抽汽压力低于 1.3 MPa 时是节能的。而对于低参数的系统, 只有抽汽压力小于 0.5 MPa 才具有节能效果。如果采用单效机, 则这三种热电冷联供系统均不节能(见图 6)。

(2) 对于新建抽凝机组的热电冷联供系统以及

由背压式供热机组构成的热电冷联供系统, 可选择全国平均发电煤耗或当地电网的发电煤耗作为比较对象。如果以全国平均发电煤耗为比较对象, 则当采用双效机时, 高参数系统在抽汽或背压排汽压力小于 0.8 MPa 时是节能的, 中参数系统在抽汽或背压排汽压力低于 0.32 MPa 时才具有节能效果。显然, 这种蒸汽参数已远低于一般双效溴冷机所要求的 0.6 MPa 设计蒸汽压力了。对于低参数的热电冷系统, 则其煤耗远高于全国平均发电水平。

4 结论

热电冷联供系统的能耗可用发电煤耗指标衡量。而热电冷联供系统发电煤耗受初蒸汽参数、汽机抽汽或背压排汽参数以及制冷机的热力系数等多方面因素的影响。

节能性是一个相对的概念。一个热电冷联供系统是否节能, 不仅与以上各因素有关, 而且取决于比较对象。图 3 所示的燃油、气热电冷系统能耗低, 与全国平均发电水平相比具有较大的节能优势。采用单效机的燃煤热电冷系统发电煤耗高, 无论与全国平均发电水平相比还是与抽凝机组的纯凝汽发电煤耗相比都是不节能的。当采用双效机时, 燃煤热电冷系统的节能是有条件的。与抽凝机组的纯凝汽发电煤耗相比, 高参数系统有较大的节能优势, 中低参数系统只有在汽轮机抽汽压力较低时才是节能的。当与全国平均发电水平相比时, 高参数热电冷系统在汽机抽汽或背压排汽压力足够低时才具有节能效果, 而中低参数的热电冷系统则无节能优势可言。

符号说明

- a —— 热电冷系统的热电比
 b —— 热电冷联供系统的发电煤耗 $g/(kW \cdot h)$
 h_0 —— 新汽焓 kJ/kg
 h_2 —— 抽汽或背压排汽焓 kJ/kg

- K_{zy} —— 电厂自用电率
 Q_0 —— 热电冷联供系统输入的一次能源热量 kW
 Q_1 —— 代替压缩式制冷机所耗电能的一次能耗 kW
 Q_c —— 制冷量 kW
 Q_h —— 吸收式制冷机热耗 kW
 W —— 吸收式制冷机电耗 kW
 W_0 —— 压缩式制冷机电耗 kW
 W_{ry} —— 热电冷联供系统发电量 (扣除自用电) kW
 η_m —— 汽轮发电机组机电效率
 η_c —— 吸收式制冷机的等效发电效率
 η_E —— 热电冷联供系统发电热效率
 η_{dw} —— 向压缩式制冷机供电的电厂发电效率
 η_{sp} —— 电网输配效率
 η_y —— 汽机轴封漏气及回热情况的折合效率
 η_b —— 系统的一次能转换效率
 t_3 —— 抽汽或背压排汽回水焓 kJ/kg
 η_{dg} —— 热网输送效率
 η_t —— 整个系统的汽水损失的效率及汽机进汽前一段的管道效率之积

参考文献

- 1 杨思文. 大力推广吸收式制冷机, 发展热电冷联合生产系统. 工厂动力 1993(2).
- 2 严德隆等. 热电冷三联产综合节能条件. 中国能源, 1996, (4).
- 3 叶长春. 溴化锂吸收制冷能耗分析. 中国能源, 1992, (12).
- 4 钟史明. 评价制冷机的性能指标与选用溴化锂制冷机的热源顺序. 热电冷联产学术交流会论文集, 1997, 8.
- 5 付 林等. 等效发电效率与热电冷联产系统的能耗分析. 热电冷联产学术交流会论文集, 1998, 5.
- 6 电力生产指标完成情况. 中国电力, 1997, (3).

(复编)

更 正

本刊 1998 年第 5 期“一种新的热力循环性能的估算方法和 HAT 循环的性能估算公式”(345 ~ 347)中式 (13a)

$$r = \frac{127\epsilon^{0.125}}{(60+100\chi)(1-1/\epsilon^{0.125})\tau} - 0.025 \quad \text{应作者要求更正为: } r = \frac{127\epsilon^{0.125} - 122}{(60+100\chi)(1-1/\epsilon^{0.25})\tau} - 0.025.$$

在此特向读者致歉。

(本刊编辑部)

WR-21——新一代的船用燃气轮机=WR-21——A New Generation of Marine Gas Turbines[刊,中]/Wen Xueyou, et al(Harbin No. 703 Research Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —1~6

WR-21 pertains to a new generation of marine gas turbines of the twenty first century. The adoption of inter-cooling and regeneration technology enables WR-1 to have an outstanding off-design performance. This paper gives a comprehensive description of the WR-21 research and development history, engine performance as well as the design and maintenance features of its main components. **Key words:** IC R gas turbine, marine gas turbine, gas turbine

具有热阻、热漏和内不可逆性的联合热机性能=The Performance of a Combined Heat Engine Featuring Heat Resistance, Heat Leak and Internal Irreversibility[刊,中]/Chen Lingen, Sun Fengrui, Ni Ning(Naval Engineering Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —7~9

A steady flow combined heat engine cycle model involving heat resistance, heat leakage and internal irreversibility was set up and the performance optimization of the model studied. Derived are the optimization relation between power output and efficiency, the variation of maximum power output with its corresponding efficiency, as well as the variation of maximum efficiency with its corresponding power output. **Key words:** combined cycle, heat engine, optimization

从发电煤耗看热电冷联供系统的热经济性=Thermodynamic Economic Analysis of Heating, Electricity and Refrigeration Triple-generation System from the Viewpoint of a Gross Coal Consumption Rate[刊,中]/Fu Lin, Jiang Yi(Qinghua University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —10~13

The conception of gross coal consumption rate(GCCR)of heating, electricity and refrigeration triple-generation(HERT)system is first introduced. Then, from the viewpoint of the system as a whole, a thermodynamic economic analysis is given of the HECT system. **Key words:** gross coal consumption rate, heating/electricity/refrigeration triple-generation system, thermodynamic economy

进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究=A Study of the In-tube Resistance and Heat Exchange of an Inlet Axial Vane Swirler[刊,中]/Wu Huiying, Cheng Hui, et al(Shanghai Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —14~16

An experimental study is conducted of the in-tube friction and heat exchange characteristics of an inlet axial vane swirler. By analyzing the influence of in-tube Re number, test-section length-to-diameter ratio and swirler construction parameter on the in-tube resistance and heat exchange obtained is the in-tube resistance and heat exchange criterion correlation. In addition, a quantitative analysis is performed of the thermodynamic performance of the swirler intensified in-tube heat exchange. **Key words:** inlet axial vane swirler, in-tube intensified heat transfer, thermodynamic performance

等截面钉肋的熵产优化研究=The Entropy Generation Optimization Study of Cylindrical Fins[刊,中]/Su Ya-xin, Luo Zhongyang, Cen Kefa(Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —17~19

Based on the entropy generation concept of thermodynamics, the authors has with a minimum entropy generation serving as an end objective set up a theoretical model for the analysis of entropy generation of fins. Moreover, a