

# 不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统焓分析

许益霖, 黄跃武

( 东华大学 环境科学与工程学院, 上海 201620)

摘 要: 运用热力学焓分析的方法, 分别考虑了高低温侧换热器、热回收装置侧换热器和中冷器的热阻损失, 以及压缩机和涡轮机中的内不可逆损失, 以无因次总输出焓和焓效率为目标函数, 借助数值分析的方法, 研究了恒温热源条件下不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统的焓性能, 分析了主要特征参数对无因次总输出焓及焓效率的影响。分析结果表明, 当中间压比不变而总压比变化时, 存在一组最佳运行参数, 使无因次总输出焓达到最大, 还存在最大的总输出焓和焓效率以及相对应的一组最佳运行参数。提高中冷器换热有效度可以增加无因次总输出焓和焓效率。

关 键 词: 功热并供; 中冷系统; 总输出焓; 焓效率

中图分类号: TK123 文献标识码: A

## 引 言

近年来, 有关燃气轮机布雷顿循环的研究<sup>[1~4]</sup>, 特别是在热电联供和废热利用等功热并供方面, 得到了许多有实用价值的理论模型<sup>[5]</sup>。文献[1~4]以功率、功率密度为目标, 对焦耳—布雷顿循环系统进行了热力学分析和优化。这是基于热力学第一定律而做出的能量分析, 与焓分析不同的是: 能量分析中的功量、热量等是不同质的, 其次能量分析仅能反映出控制体输出外部的能量损失。因此, 存在许多不足, 相反焓分析能描述控制体内外两部分的能量损失, 而且所分析的能量和热量均为同质, 所以焓分析比能量分析更科学、合理。Yilmaz 以焓输出率和焓效率为目标<sup>[6]</sup>, 对内可逆简单布雷顿热电联产装置进行了优化, 并研究了循环热源温比、用户侧温度对循环性能的影响; Hao 和 Zhang 基于内可逆简单布雷顿循环构成的热电联产装置模型<sup>[7]</sup>, 以焓输出率为目标, 优化了压比, 并分析了功热比、循环热源温比、用户侧温度对循环最优性能的影响; 陶桂生等人对恒温热源内可逆和不可逆、简单和回热式燃气轮机热电联产装置的有限时间焓经济性能进

行了研究<sup>[8~12]</sup>, 优化了压比和热导率分配。王俊华等人建立了内可逆等温加热修正的布雷顿热电联产装置模型<sup>[13]</sup>, 用有限时间焓经济分析法研究了其性能, 讨论了循环各参数对焓经济性能的影响。本研究以系统无因次总输出焓和焓效率为目标函数, 利用数值计算, 对恒温热源条件下不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统( 以下简称中冷系统) 进行了焓分析研究。确定了系统总压比在一定范围内, 提高中冷器换热有效度可以增加无因次总输出焓和焓效率, 系统在具体工况下具有最佳运行参数。

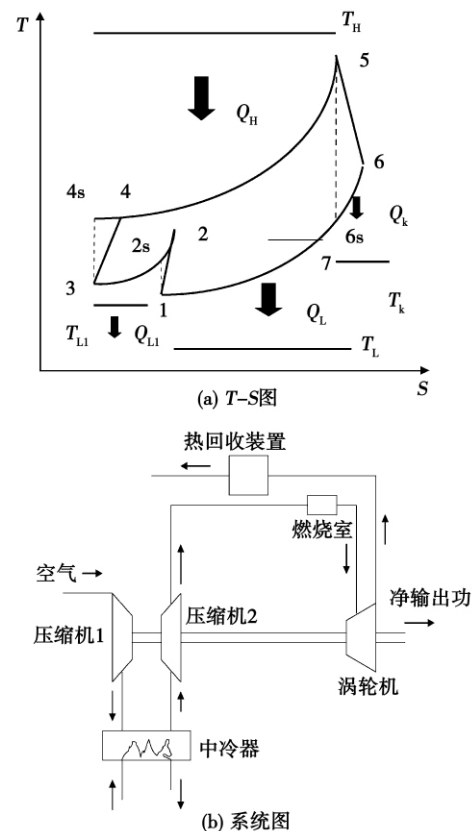


图 1 不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统

收稿日期: 2010 - 04 - 09; 修订日期: 2010 - 06 - 24

基金项目: 上海市自然科学基金资助项目( 10ZR1401300); 国家自然科学基金资助项目( 51078068)

作者简介: 许益霖( 1986 - ) 男, 湖南株洲人, 东华大学硕士研究生。

### 1 循环模型

图 1 (a) 所示的是工作于热源  $T_H$  和  $T_L$  间的中冷系统由 1-2-3-4-5-6-7-1 的循环温熵图。图 1 (b) 为对应的系统图。设中冷系统内工质为理想气体, 其比热  $C_p$  和比热比  $k$  都不随气体的温度和压力变化。热容率 (定义为质量流率  $\dot{m}$  与定压比热  $C_p$  之积) 为  $C_{wf}$ , 高低温侧换热器、中冷器和热回收装置侧换热器均为逆流式, 其热导率 (传热系数与传热面积之积) 分别为  $U_H$ 、 $U_L$ 、 $U_{L1}$  和  $U_K$ 。压缩和膨胀过程都是绝热的, 且不考虑燃烧室和管道内的压力损失。由工质性质、热源与工质间的传热和换热器理论可知循环吸热流率  $Q_H$ 、放热流率  $Q_L$ 、中冷流率  $Q_{L1}$  和热回收流率  $Q_K$  分别为:

$$Q_H = C_{wf}(T_5 - T_4) = C_{wf}\varepsilon_H(T_H - T_4) \quad (1)$$

$$Q_L = C_{wf}(T_7 - T_1) = C_{wf}\varepsilon_L(T_7 - T_L) \quad (2)$$

$$Q_{L1} = C_{wf}(T_2 - T_3) = C_{wf}\varepsilon_{L1}(T_2 - T_{L1}) \quad (3)$$

$$Q_K = C_{wf}(T_6 - T_7) = C_{wf}\varepsilon_K(T_6 - T_K) \quad (4)$$

式中:  $\varepsilon_H$ 、 $\varepsilon_L$ 、 $\varepsilon_{L1}$ 、 $\varepsilon_K$ —高低温侧换热器、中冷器和热回收装置侧换热器的有效度, 即:

$$\varepsilon_H = 1 - \exp(-N_H) \quad \varepsilon_L = 1 - \exp(-N_L)$$

$$\varepsilon_{L1} = 1 - \exp(-N_{L1}) \quad \varepsilon_K = 1 - \exp(-N_K)$$

式中:  $N_H$ 、 $N_L$ 、 $N_{L1}$ 、 $N_K$ —高低温侧换热器、中冷器和热回收装置侧换热器的传热单元数, 即:

$$N_H = \frac{U_H}{C_{wf}}; N_L = \frac{U_L}{C_{wf}}; N_{L1} = \frac{U_{L1}}{C_{wf}}; N_K = \frac{U_K}{C_{wf}}$$

压缩机和涡轮机中的内不可逆损失分别以等熵效率表示。

压缩机 1 和压缩机 2 的效率分别为:

$$\eta_{c1} = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (5)$$

$$\eta_{c2} = (T_{4s} - T_3) / (T_4 - T_3) \quad (6)$$

涡轮机效率为:

$$\eta_t = (T_5 - T_6) / (T_5 - T_{6s}) \quad (7)$$

由 1-2s、3-4s、5-6s 都是等熵过程, 即为:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{2s}}{T_1} = \pi_1^m = x \quad (8)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_4}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_5}{P_6}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$= \frac{T_{4s}}{T_3} \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_5}{T_{6s}} = \pi^m = y \quad (9)$$

式中:  $x$ —压缩机 1 等熵工质温比;  $T_{2s}$ —压缩机 1 等熵压缩的出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\pi_1$ —中间压比;  $T_{4s}$ —压缩机 2 等熵压缩的出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{6s}$ —涡轮机等熵膨胀的

出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\pi$ —总压比;  $y$ —压缩过程总等熵工质温比;  $m = (k - 1) / k$ ;  $k = C_p / C_v$ 。

联立式 (1) ~ 式 (9) 可得到  $T_1$ 、 $T_5$  为:

$$T_1 = \{ C(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K) [B(1 - \varepsilon_H)\varepsilon_{L1}T_{L1} + \varepsilon_H T_H] + (1 - \varepsilon_L)\varepsilon_K T_K + \varepsilon_L T_L \} / [1 - ABC(1 - \varepsilon_H) \times (1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_{L1})(1 - \varepsilon_K)] \quad (10)$$

$$T_5 = \{ AB(1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_{L1}) [(1 - \varepsilon_L)\varepsilon_K T_K + \varepsilon_L T_L] + B(1 - \varepsilon_H)\varepsilon_{L1} T_{L1} \} / [1 - ABC(1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_{L1})(1 - \varepsilon_K)] \quad (11)$$

式中:  $A = \eta_{c1}^{-1}x - \eta_{c1}^{-1} + 1$ ;  $B = yx^{-1}\eta_{c2}^{-1} - \eta_{c2}^{-1} + 1$ ;  $C = \eta_t y^{-1} - \eta_t + 1$ 。

中冷系统输出功为:

$$W = Q_H - Q_L - Q_{L1} - Q_K \quad (12)$$

中冷系统输入总焓为:

$$E_H = Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H}) - Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L}) - Q_{L1}(1 - \frac{T_0}{T_{L1}}) \quad (13)$$

式中:  $T_0$ —环境温度。

对整个装置应用焓平衡方程有:

$$E_H = W + E_K + T_0\sigma \quad (14)$$

其中  $\sigma = \frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_{L1}}{T_{L1}} + \frac{Q_K}{T_K} - \frac{Q_H}{T_H}$  为循环熵产率。

由式 (14) 可知中冷系统输出热焓为:

$$E_K = Q_K(1 - \frac{T_0}{T_K}) \quad (15)$$

定义无因次总输出焓为  $\bar{E} = \frac{W + E_K}{C_{wf}T_0}$ , 则有:

$$\bar{E} = \frac{W + E_K}{C_{wf}T_0} = \varepsilon_K(CG - \tau_4)(1 - \tau_4) + (1 - C)G + (1 - AB + AB\varepsilon_{L1} - A\varepsilon_{L1})F + \varepsilon_{L1}\tau_3 - B\varepsilon_{L1}\tau_3 \quad (16)$$

那么中冷系统焓效率为:

$$\eta = \frac{W + E_K}{E_H} = [\varepsilon_K(CG - \tau_4)(1 - \tau_4) + (1 - C) \times G + (1 - AB + AB\varepsilon_{L1} - A\varepsilon_{L1})F + \varepsilon_{L1}\tau_3 - B\varepsilon_{L1}\tau_3] / \{ [G - (1 - \varepsilon_{L1})ABF - B\varepsilon_{L1}\tau_3][1 - \tau_1^{-1}] - [(1 - \varepsilon_K) \times CG + \varepsilon_K\tau_4 - F][1 - \tau_2^{-1}] - \varepsilon_{L1}(AF - \tau_3)(1 - \tau_3^{-1}) \} \quad (17)$$

其中:

$$F = \frac{T_1}{T_0} = \{ C(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K) [B(1 - \varepsilon_H)\varepsilon_{L1}\tau_3 + \varepsilon_H\tau_1] + (1 - \varepsilon_L)\varepsilon_K\tau_4 + \varepsilon_L\tau_2 \} / [1 - ABC(1 - \varepsilon_H) \times (1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_{L1})(1 - \varepsilon_K)]$$

$$G = \frac{T_5}{T_0} = \{ AB(1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_{L1}) [(1 - \varepsilon_L)\varepsilon_K\tau_4 + \varepsilon_L\tau_2] + B(1 - \varepsilon_H)\varepsilon_{L1}\tau_3 \} / [1 - ABC(1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_{L1})(1 - \varepsilon_K)]$$

$\varepsilon_L) (1 - \varepsilon_{L1}) (1 - \varepsilon_K) ]$

$\tau_1 = \frac{T_H}{T_0}; \tau_2 = \frac{T_L}{T_0}; \tau_3 = \frac{T_{L1}}{T_0}$  和  $\tau_4 = \frac{T_K}{T_0}$  分别为高温、

低温、中冷器和热回收装置侧热源温度与环境温度之比。

### 2 焓性能分析

由式(16)和式(17)知,无因次总输出焓( $\bar{E}$ )和焓效率( $\eta$ )与压缩机内效率( $\eta_{c1}、\eta_{c2}$ )、涡轮机内效率( $\eta_t$ )、高温热源温度与环境温度之比( $\tau_1$ )、低温热源温度与环境温度之比( $\tau_2$ )、中冷热源温度与环境温度之比( $\tau_3$ )、热回收装置侧热源温度与环境温度之比( $\tau_4$ )、高低温侧换热器有效度( $\varepsilon_H、\varepsilon_L$ )、中冷器侧换热器有效度( $\varepsilon_{L1}$ )、用户侧换热器有效度( $\varepsilon_K$ )、中间压比( $\pi_1$ )和总压比( $\pi$ )有关。当  $\eta_{c1} = \eta_{c2} = 1, \varepsilon_{L1} \neq 0$  时,式(16)和式(17)可变为恒温热源条件下中冷内可逆焦耳—布雷顿功热并供模型的无因次总输出焓和焓效率表达式;当  $\eta_{c1} = \eta_{c2} \neq 1, \eta_t \neq 1, \varepsilon_{L1} = 0$  时,式(16)和式(17)可变为恒温热源条件下不可逆焦耳—布雷顿功热并供模型的无因次总输出焓和焓效率表达式<sup>[8]</sup>;当  $\eta_t = \eta_{c1} = \eta_{c2} = 1, \varepsilon_{L1} = 0$  时,式(16)和式(17)可变为恒温热源条件下内可逆焦耳—布雷顿功热并供模型的无因次总输出焓和焓效率表达式。

为了便于观察各参数对无因次总输出焓( $\bar{E}$ )和焓效率( $\eta$ )的影响,分别在总压比固定和总压比变化两种情形下采用数值计算的方法分析,计算过程中取定  $\tau_2 = 1.0, \tau_3 = 1.0, \tau_4 = 1.2, C_{wf} = 1.0 \text{ kW/K}, k = 1.4, \eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_t = 0.9$ 。

#### 2.1 总压比固定的情况分析

图2给出了  $\pi = 30, \pi_1 = 5, \varepsilon_H = \varepsilon_L = \varepsilon_{L1} = \varepsilon_K = 0.9$  时无因次总输出焓( $\bar{E}$ )和焓效率( $\eta$ )与中间压比( $\pi_1$ )的关系。从中可看出,无因次总输出焓与中间压比成类似抛物线关系,存在一个最佳中间压比( $\pi_{1opt}$ )使无因次总输出焓达到最大( $\bar{E}_{max}$ );焓效率随着中间压比的增加而减小。图3给出了  $\pi = 30, \varepsilon_H = \varepsilon_L = \varepsilon_{L1} = \varepsilon_K = 0.9$  时  $\tau_1$  对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响。图4给出了  $\pi = 30, \tau_1 = 5, \varepsilon_{L1} = \varepsilon_K = 0.9$  时,高低温热源侧换热器有效度( $\varepsilon_H、\varepsilon_L$ )对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响。计算表明:提高  $\tau_1、\varepsilon_H$  和  $\varepsilon_L$  都会使无因次总输出焓增加,  $\pi_1$  对  $\pi_{1opt}$  的影响较小,随着  $\varepsilon_H$  和  $\varepsilon_L$  的减小,  $\pi_{1opt}$  趋于1。

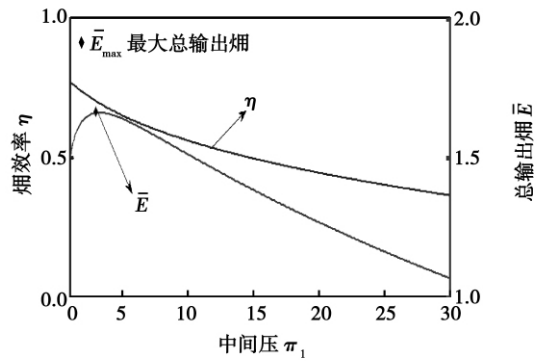


图2  $\eta、\bar{E}$  与  $\pi_1$  的关系

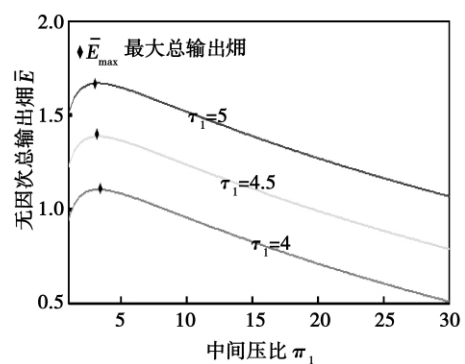


图3  $\tau_1$  对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响

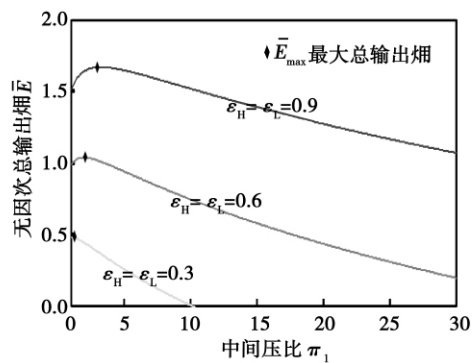


图4  $\varepsilon_H、\varepsilon_L$  对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响

图5给出了  $\pi = 30, \tau_1 = 5, \varepsilon_H = \varepsilon_L = \varepsilon_K = 0.9$  时,中冷器换热有效度( $\varepsilon_{L1}$ )对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响。从图5中发现,当  $1 < \pi_1 < \alpha$  ( $\alpha$  为图5曲线交点所对应的中间压比)时,  $\bar{E}$  随着  $\varepsilon_{L1}$  的增大而增加;当  $\alpha \leq \pi_1$  时,  $\bar{E}$  随着  $\varepsilon_{L1}$  的增大而减小。图6给出了  $\pi = 30, \tau_1 = 5, \varepsilon_H = \varepsilon_L = \varepsilon_{L1} = 0.9$  时,热回收装置侧换热器有效度( $\varepsilon_K$ )对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响。  $\bar{E}$  随着  $\varepsilon_K$

的增大而增加。

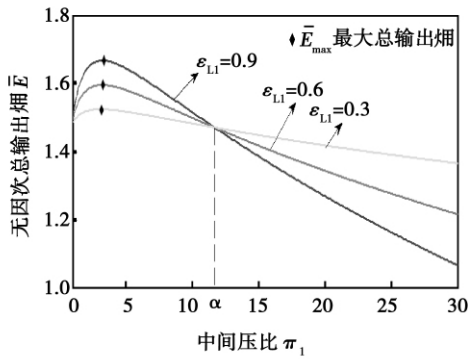


图 5  $\epsilon_{L1}$  对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响

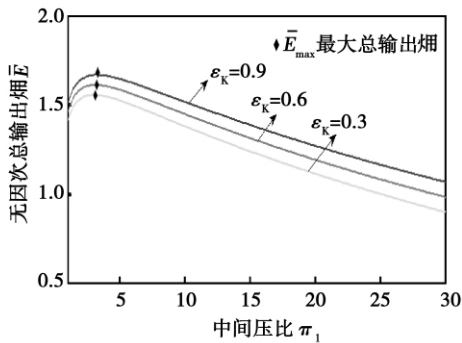


图 6  $\epsilon_k$  对  $\bar{E}$  与  $\pi_1$  关系的影响

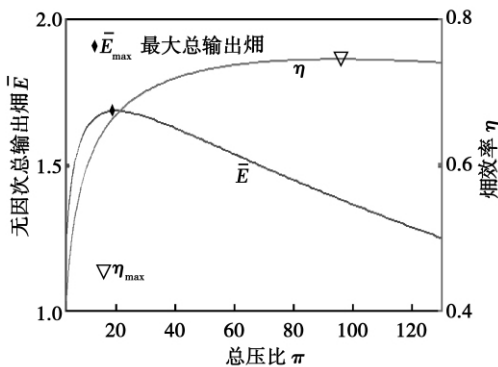


图 7  $\eta$ 、 $\bar{E}$  与  $\pi$  关系

### 2.2 总压比变化的情况分析

当总压比不变而中间压比变化时,存在一组最佳运行参数使无因次总输出焓达到最大  $\bar{E}_{max}$ ; 当中间压比不变而总压比变化时,可以进一步分析。图 7 给出了  $\pi_1 = 3, \pi_1 = 5, \epsilon_H = \epsilon_L = \epsilon_{L1} = \epsilon_k = 0.9$  时,无因次总输出焓 ( $\bar{E}$ ) 和焓效率 ( $\eta$ ) 与总压比 ( $\pi$ ) 的关系。从中看出  $\bar{E}$  和  $\eta$  都与  $\pi$  成类似抛物线关系,这说明存在最大的无因次总输出焓 ( $\bar{E}_{max}$ )

和焓效率 ( $\eta_{max}$ ) 以及与之相对应的最佳总压比 ( $\pi_{opt}$ )。图 8 给出了  $\pi_1 = 3, \tau_1 = 5, \epsilon_H = \epsilon_L = \epsilon_k = 0.9$  时,中冷器换热有效度 ( $\epsilon_{L1}$ ) 对无因次总输出焓 ( $\bar{E}$ ) 与总等熵工质温比  $y$  关系的影响。计算表明,当  $1.3687 \leq y < \beta$  ( $\beta$  为图 8 中曲线交点处所对应的总等熵工质温比) 时  $\bar{E}$  随着  $\epsilon_{L1}$  的降低而增加; 当  $\beta \leq y$  时  $\bar{E}$  随着  $\epsilon_{L1}$  的降低而减小,此时,中冷系统的无因次总输出焓比无中冷系统的无因次总输出焓大。

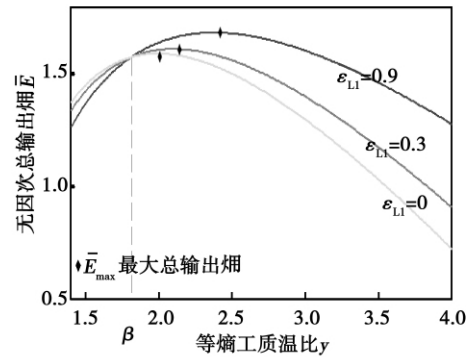


图 8  $\epsilon_{L1}$  对  $\bar{E}$  与  $y$  关系的影响

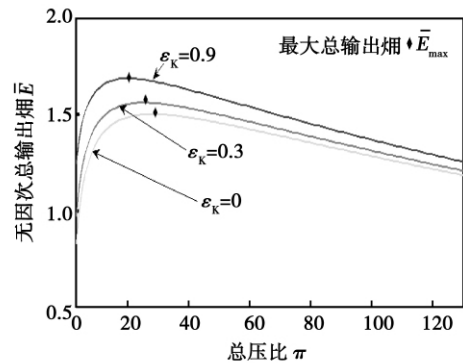


图 9  $\epsilon_k$  对  $\bar{E}$  与  $\pi$  关系的影响

图 9 给出了  $\pi_1 = 3, \tau_1 = 5, \epsilon_H = \epsilon_L = \epsilon_{L1} = 0.9$  时,热回收装置侧换热器有效度 ( $\epsilon_k$ ) 对  $\bar{E}$  与  $\pi$  关系的影响。从中可看出  $\bar{E}$  随着  $\epsilon_k$  的降低而减小。图 10 给出了  $\pi_1 = 3, \tau_1 = 4, \epsilon_H = \epsilon_L = \epsilon_k = 0.9$  时,中冷器换热有效度对  $\eta$  与  $\pi$  关系的影响。计算表明,当  $3 \leq \pi < \gamma$  ( $\gamma$  为图 10 中曲线交点所对应的总压比) 时  $\eta$  随着  $\epsilon_{L1}$  的增大而减小; 当  $\gamma \leq \pi$  时  $\eta$  随着  $\epsilon_{L1}$  的增大而增加,此时,中冷系统的焓效率大于无中冷系统的焓效率。

图 11 给出了  $\pi_1 = 3, \tau_1 = 5, \epsilon_H = \epsilon_L = \epsilon_{L1} = 0.9$  时,热回收装置侧换热器有效度 ( $\epsilon_k$ ) 对  $\eta$  与  $\pi$  关系

的影响。从图中得出提高  $\varepsilon_k$  可以增加  $\eta$  ,但是随着  $\pi$  的增大  $\eta$  增加的效果不明显。

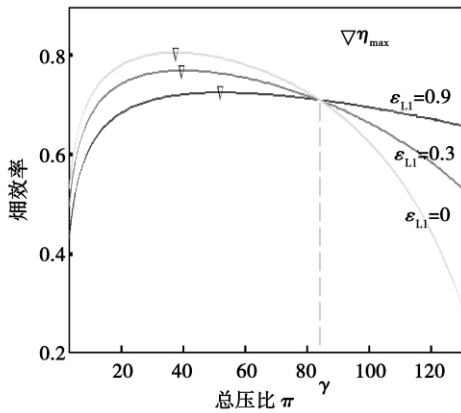


图 10  $\varepsilon_{L1}$  对  $\eta$  与  $\pi$  关系的影响

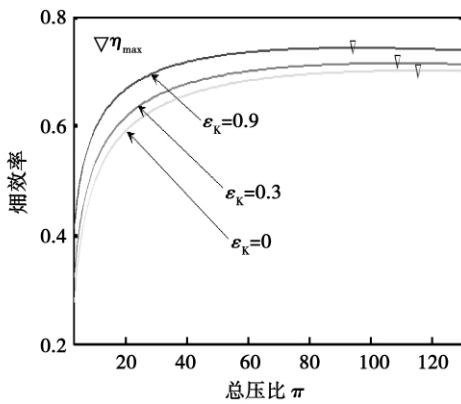


图 11  $\varepsilon_k$  对  $\eta$  与  $\pi$  关系的影响

### 3 结 论

利用热力学焓分析的方法对恒温热源条件下不可逆中冷焦耳-布雷顿功热并供系统的无因次总输出焓和焓效率进行了分析。结果表明,在给定  $C_{wf}$ 、 $k$ 、 $\tau_2$ 、 $\tau_3$ 、 $\tau_4$ 、 $\eta_{c1}$ 、 $\eta_{c2}$  和  $\eta_t$  等参数的情况下,当中间压比变化而总压比不变时,存在一组最佳运行参数使无因次总输出焓达到最大,中间压比在一定范围内时,提高中冷器换热有效度可以增加系统的无因次总输出焓;当中间压比不变而总压比变化时,分别存在最大的无因次总输出焓和焓效率以及相对应的一组最佳运行参数,总压比在一定范围内时,提高中冷器的换热有效度可以增加无因次总输出火

用和焓效率,也说明了此时中冷系统的焓效率和无因次总输出焓都要大于相应的无中冷系统。这为中冷系统设计参数的选择提供了一些指导。

### 参考文献:

[1] SAHIN B ,KODAL A ,YAVUZ H. Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density [J]. Journal of physics D: Applied physics ,1995 28( 7) : 1309 - 1313.

[2] SAHIN B ,KODAL A ,YILMAZ T ,et al. Maximum power density analysis of an irreversible Joule-Brayton engine [J]. Journal of physics D: Applied physics ,1996 29( 5) : 1162 - 1167.

[3] WHITE A J. Thermodynamic analysis of the reverse Joule-Brayton cycle heat pump for domestic heating [J]. Applied Energy ,2009 , 86( 11) : 2443 - 2450.

[4] HAO XIAOLI ,ZHANG GUOQIANG. Maximum useful energy-rate analysis of an endoreversible Joule-Brayton cogeneration cycle [J]. Applied Energy ,2007 84( 11) : 1092 - 1101.

[5] YOUSEF S H ,NAJJAR. Gas turbine cogeneration system: a review of some novel cycles [J]. Applied Thermal Engineering ,2000 ,20 ( 2) : 179 - 197.

[6] YILMAZ T. Performance optimization of a gas turbine-based cogeneration system [J]. J Phys D: Appl Phys ,2006 ,39( 11) : 2454 - 2458.

[7] HAO X ,ZHANG G. Exergy optimisation of a Brayton cycle-based cogeneration plant [J]. Int J Exergy ,2009 ,6( 1) : 34 - 48.

[8] 陶桂生,陈林根,孙丰瑞.不可逆闭式布雷顿热电联产装置的焓经济性能优化 [J]. 热能动力工程,2009,24( 5) : 604 - 608.

[9] 陶桂生,陈林根,孙丰瑞.实际回热式布雷顿热电联产装置的焓经济性能 I. 循环模型与参数分析 [J]. 燃气轮机技术,2009,22( 2) : 30 - 36.

[10] 陶桂生,陈林根,孙丰瑞.实际回热式布雷顿热电联产装置的焓经济性能 II. 热导率分配与压比优化 [J]. 燃气轮机技术,2009,22( 4) : 17 - 23.

[11] TAO G ,CHEN L ,SUN F ,et al. Exergoeconomic performance optimization for an endoreversible simple gas turbine closed-cycle cogeneration plant [J]. Int J Ambient Energy ,2009 ,30( 3) : 115 - 124.

[12] TAO G ,CHEN L ,SUN F. Exergoeconomic performance optimization for an endoreversible regenerative gas turbine closed-cycle cogeneration plant [J]. Riv Mex Fis ,2009 ,55( 3) : 192 - 200.

[13] 王俊华,陈林根,孙丰瑞,等.温加热修正的内可逆 Brayton 热电联产循环焓经济特性分析 // 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文集 [C]. 大连: 中国工程热物理学会,2009.43 - 52.

(编辑 陈滨)

+ IHX is 5% ~ 10% higher than that of TSCV + TGC and the optimum intermediate pressure of TSCV + TGC + IHX is about 5% ~ 15% lower than that of TSCV + TGC. The research findings can serve as basic data for development of high efficiency and energy-saving CO<sub>2</sub> heat pump hot water heater products operating in trans-critical cycles. **Key words:** thermodynamics ,CO<sub>2</sub> trans-critical dual-stage cycle ,recuperator ,performance analysis ,heat pump hot water heater

高温相变蓄热器数值模拟与实验研究 = **Numerical Simulation and Experimental Study of a High Temperature Phase-change Heat Accumulator** [刊, 汉] WU Bin , XING Yu-ming ( College of Aeronautical Science and Engineering , Beijing University of Aeronautics and Astronautics , Beijing , China , Post Code: 100191) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26( 2) . - 181 ~ 185

A High Temperature Phase-change Heat Accumulator constitutes a key component in a space solar energy thermal power generation system , of which the heat accumulation in the phase-change material ( PCM) is regarded as a key technology. A ground surface experiment was performed of a heat accumulation system with LiF-CaF<sub>2</sub> serving as the PCM and dry air as a working medium. On this basis , the mathematical models were established respectively for the heat accumulation unit tubes filled with pure PCM and FCPCM ( foam compound phase-change material) under the corresponding conditions. The numerical calculation results show that the calculated values of the pure PCM heat accumulation unit tubes are in very good agreement with the test ones , proving the validity of the calculation model. In addition , a comparison was made with the calculated value of the heat accumulation unit tubes filled with FCPCM. The comparison result indicates that filling with foam can strengthen the heat transfer performance of the PCM , thereby enhancing the thermal performance of the heat accumulation system. **Key words:** heat accumulator , phase-change material , foam compound phase-change material ( FCPCM) , thermal performance , phase-change material ( PCM) heat transfer

不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统焓分析 = **Exergy Analysis of an Irreversible Intercooled Joule-Brayton Power-and-heating Cogeneration System** [刊, 汉] XU Yi-lin , HUANG Yue-wu ( College of Environment Science and Engineering , Donghua University , Shanghai , China , 201620) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26( 2) . - 186 ~ 190

By employing an exergy analytic method of thermodynamics , taken into account respectively were the following factors: thermal resistance losses in high and low temperature side heat exchangers , heat recovery device side heat exchangers and intercoolers , and inner irreversible losses in the compressors and turbines. With the non-dimensional total output exergy and its efficiency serve as the target function and with the aid of a numerical analytic method , studied was the exergy performance of an irreversible intercooled Joule-Brayton power-and-heating cogeneration system with a constant temperature heat source. In addition , the influence of the main characteristic parameters on the non-dimensional total output exergy and its efficiency was also analyzed. The analytic results show that when the intermediate pressure ratio keeps constant but the overall pressure ratio changes , there exist a group of optimum operating parameters making the non - dimensional overall output exergy attain its maximum and also a maximal overall output exergy and efficiency as well as a group of corresponding optimum operating parameters. In such a case , to improve the heat exchange efficiency of the intercoolers can enhance the non - dimensional overall output exergy and efficiency. **Key words:** power and heating cogeneration , intercooling system , total output exergy , exergy efficiency