

# 内可逆四热源吸收式热泵生态学最优性能

秦晓勇, 陈林根, 孙丰瑞

(海军工程大学 核能科学与工程系, 湖北 武汉 430033)

**摘 要:** 基于能量分析的观点, 建立了反映四热源吸收式热泵热率与熵产率之间最佳折衷的生态学准则, 分析了线性(牛顿)传热定律下内可逆四热源吸收式热泵的生态学最优性能, 导出了生态学目标与泵热系数的优化关系和最大生态学目标值及其相对应的泵热系数、泵热率和熵产率, 确定了循环主要参数的生态学优化选择范围。数值算例分析了泵热率目标和生态学目标的相互关系, 计算表明生态学准则对吸收式热泵优化设计是一种具有长期效应的可选优化目标。

**关 键 词:** 四热源吸收式热泵; 生态学准则; 泵热率; 泵热系数; 熵产率

中图分类号: TK123 文献标识码: A

## 符号说明

$A$ — 换热面积;	$E$ — 生态学目标;
$P$ — 功率;	$Q$ — 换热量;
$T$ — 温度;	$U$ — 传热系数;
$\Delta S$ — 循环熵产;	$\Pi$ — 泵热率;
$\tau$ — 循环周期;	$\Psi$ — 泵热系数;
$\xi$ — 总放热量在吸收器和冷凝器间的分配率;	
$\sigma$ — 循环熵产率。	

## 下 标

1、2、3、4— 发生器、吸收器、冷凝器和蒸发器;  
g、a、c、e — 发生器、吸收器、冷凝器和蒸发器热源;  
m — 最大值;  
E — 最大生态学目标;  
r — 可逆四热源吸收式热泵。

## 1 引 言

吸收式热泵是以消耗高温热能为代价, 通过向系统输入高温热能(热水、蒸汽或燃料), 从工业废热、地热或太阳能等“低品位”热源吸热, 向较高温度空间供热的一种热力装置<sup>[1]</sup>。它对充分利用能源,

减少环境污染有着重要意义。自 20 世纪 70 年代以来, 许多学者用有限时间热力学理论分析研究了热力系统的性能优化问题<sup>2~4]</sup>。Angulo-Brown 在研究热机时证明<sup>[5]</sup>, 热机循环熵产率  $\sigma$  与低温热源温度  $T_L$  之积  $T_L\sigma$  反映了热机的功率耗散, 故以  $E = P - T_L\sigma$  为目标讨论热机的性能优化。由于  $E$  目标在一定意义上与生态学的长期目标有相似性, 故称为“生态学”最优性能。因为没有注意到能量与 $\dot{Q}$ 的本质区别,  $E = P - T_L\sigma$  将功率( $\dot{Q}$ )与非 $\dot{Q}$ 损失放在一起作了比较是不完备的, 严子浚对此已作了正确的讨论<sup>[6]</sup>, 指出应为  $E = P - T_0\sigma$ , 式中  $T_0$  为环境温度。生态学目标的提出是热力循环性能分析的进步, 生态学目标是基于能量和 $\dot{Q}$ 的观点发展而来的, 陈林根等分别从能量和 $\dot{Q}$ 的观点建立了二热源制冷机和二热源热泵的生态学目标函数<sup>7~9]</sup>。在此之后, 一些学者先后将这一思想引入到三热源制冷机<sup>[7, 10~11]</sup>、三热源热泵<sup>[7, 12]</sup>和三热源吸收式热变器<sup>[7, 13]</sup>的研究中。但是三热源吸收式热泵循环是指吸收器中放热过程和冷凝器中放热过程合二为一的简化吸收式热泵循环模型, 而在实际吸收式热泵中, 吸收器中放热过程和冷凝器中放热过程往往不是处于相同温度之下。因此, 四热源吸收式热泵循环模型更符合实际<sup>[14~15]</sup>。本文在前人工作的基础上, 按照能量分析的观点将生态学优化目标引入到四热源吸收式热泵循环的研究中, 建立内可逆四热源吸收式热泵的生态学目标  $E$ , 并在线性(牛顿)传热定律  $Q \propto \Delta(T)$  下, 导出生态学目标和泵热系数间的优化关系、最大  $E$  目标及其相应的泵热系数、泵热率和熵产率等性能参数, 所得结果对溴化锂吸收式热泵等一类四热源吸收式热泵的生态学最优设计和最佳工况的选择有一定的参考价值。

收稿日期: 2003-12-30; 修订日期: 2004-03-10

基金项目: 全国优秀博士学位论文作者专项基金资助项目(200136); 国家重点基础发展规划基金资助项目(G200026301)

作者简介: 秦晓勇(1978-), 男, 河南林州人, 海军工程大学博士研究生。

## 2 循环模型和生态学目标

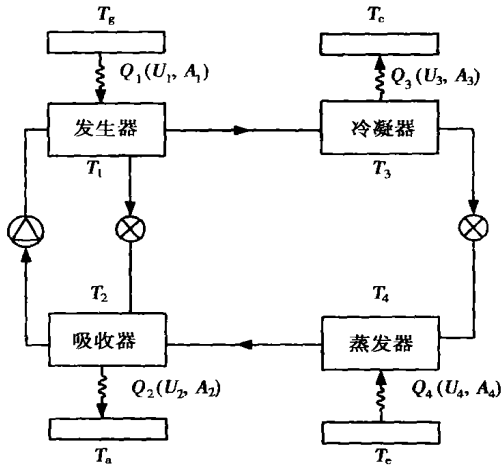


图 1 内可逆四热源吸收式热泵循环模型

如图 1 所示, 考虑仅存在工质与热源间传热不可逆性, 工作于  $T_g$ 、 $T_a$ 、 $T_c$  和  $T_e$  热源间的内可逆四热源吸收式热泵循环模型<sup>[14~15]</sup>。工质的工作温度为  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$  和  $T_4$ , 且  $T_g > T_1$ 、 $T_a < T_2$ 、 $T_c < T_3$  和  $T_e > T_4$ , 工质与热源间的传热系数分别为  $U_1$ 、 $U_2$ 、 $U_3$  和  $U_4$ 。假定工质作稳定的流动并在整个循环周期  $\tau$  内和外部热源交换热量, 通过换热器的换热量分别为  $Q_1$ 、 $Q_2$ 、 $Q_3$  和  $Q_4$ , 换热器的换热量分别为  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$  和  $A_4$ 。由于循环中泵所需要的输入功与发生器的供热量相比很小, 这里忽略不计, 因此泵热系数  $\Psi = (Q_2 + Q_3)/Q_1$ , 泵热率  $\Pi = (Q_2 + Q_3)/\tau$ , 循环熵产  $\Delta S$  为:

$$\Delta S = \frac{Q_2}{T_a} + \frac{Q_3}{T_c} - \frac{Q_1}{T_g} - \frac{Q_4}{T_e} \quad (1)$$

令  $\xi = Q_3/Q_2$  表示总放热量在吸收器和冷凝器间的分配率, 则  $Q_1 = (1 + \xi)Q_2/\Psi$ ,  $Q_4 = (1 + \xi)(\Psi - 1)Q_2/\Psi$ 。因此循环熵产率  $\sigma$  为:

$$\sigma = \frac{\Delta S}{\tau} = \Pi \left[ \frac{1}{(1 + \xi)T_a} + \frac{\xi}{(1 + \xi)T_c} - \frac{1}{T_g\Psi} - \frac{\Psi - 1}{T_e\Psi} \right] \quad (2)$$

由式(2)可得泵热量与熵产的关系:

$$Q_2 + Q_3 = \Delta S \times \left[ \frac{1}{(1 + \xi)T_a} + \frac{\xi}{(1 + \xi)T_c} - \frac{1}{T_g\Psi} - \frac{\Psi - 1}{T_e\Psi} \right]^{-1} \quad (3)$$

由式(3)和  $\Psi = (Q_2 + Q_3)/Q_1$  可得:

$$\Psi = \frac{\Delta S}{Q_1} \times \left[ \frac{1}{(1 + \xi)T_a} + \frac{\xi}{(1 + \xi)T_c} - \frac{1}{T_g\Psi} - \frac{\Psi - 1}{T_e\Psi} \right]^{-1} \quad (4)$$

从式(4)中解出  $\Psi$ , 得:

$$\Psi = \frac{(1 + \xi)(T_g^{-1} - T_e^{-1})}{T_a^{-1} + \xi T_c^{-1} - (1 + \xi)T_e^{-1}} - \frac{1 + \xi}{(1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1}} \frac{\Delta S}{Q_1} = \Psi_r - \frac{1 + \xi}{(1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1}} \frac{\Delta S}{Q_1} \quad (5)$$

式中:  $\Psi_r = (1 + \xi)(T_g^{-1} - T_e^{-1})/[T_a^{-1} + \xi T_c^{-1} - (1 + \xi)T_e^{-1}]$  为可逆四热源吸收式热泵的泵热系数。

在式(5)两端同乘以  $Q_1$  得:

$$Q_2 + Q_3 = Q_2r + Q_3r - \frac{1 + \xi}{(1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1}} \Delta S \quad (6)$$

式中:  $Q_2r + Q_3r = Q_1\Psi_r$  为可逆四热源吸收式热泵的泵热量。

在式(6)两端同除以  $\tau$ , 即得到泵热率和熵产率的关系:

$$\Pi = \Pi_r - \frac{1 + \xi}{(1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1}} \sigma \quad (7)$$

式中:  $\Pi_r = (Q_2r + Q_3r)/\tau$  为可逆四热源吸收式热泵的泵热率,  $(1 + \xi)\sigma/[ (1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1} ]$  为四热源吸收式热泵的泵热率耗散。

基于能量分析的观点, 建立目标函数:

$$E = \Pi - \frac{1 + \xi}{(1 + \xi)T_e^{-1} - T_a^{-1} - \xi T_c^{-1}} \sigma \quad (8)$$

式(8)即为四热源吸收式热泵的生态学优化目标, 利用它可分析吸收式热泵的生态学最优性能。

## 3 生态学最优性能

### 3.1 生态学优化关系

将式(2)代入式(8), 可得到吸收式热泵生态学目标和泵热率、泵热系数之间的一般关系:

$$E = \Pi(2 - \Psi_r\Psi^{-1}) \quad (9)$$

假定循环工质与外部热源之间的传热服从线性(牛顿)传热定律, 且总传热面积  $A$  为定值, 则  $A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$ ,  $Q_1 = U_1A_1(T_g - T_1)\tau$ ,  $Q_2 = U_2A_2(T_2 - T_a)\tau$ ,  $Q_3 = U_3A_3(T_3 - T_c)\tau$  和  $Q_4 = U_4A_4(T_e - T_4)\tau$ 。

根据线性(牛顿)传热定律, 内可逆四热源吸收

式热泵循环在总传热面积一定条件下泵热率和泵热系数的基本优化关系<sup>[14~15]</sup>：

$$\Pi = U_4 A \left\{ \Psi T_g \left[ 1 - \frac{T_e T_a^{-1} + \xi T_e T_c^{-1}}{1 + \xi} \right] - T_g + T_e \right\} \times \left\{ (1 - b_1)^2 (1 - \Psi^{-1}) + (b_2 - b_3)^2 \frac{\xi \Psi T_g T_e}{(1 + \xi)^2 T_a T_c} + \left[ (1 + b_2)^2 T_a^{-1} + \xi (1 + b_3)^2 T_c^{-1} \right] T_g (1 - \Psi) - (b_1 + b_2)^2 T_e T_a^{-1} - \xi (b_1 + b_3)^2 T_e T_c^{-1} \right\} / (1 + \xi) \quad (10)$$

式中： $b_1 = (U_4/U_1)^{1/2}$ 、 $b_2 = (U_4/U_2)^{1/2}$ 、 $b_3 = (U_4/U_3)^{1/2}$ ，可得到传热服从线性(牛顿)传热定律时，内可逆四热源吸收式热泵循环在总传热面积一定时生态学目标  $E$  和泵热系数  $\Psi$  之间的优化关系：

$$E = U_4 A \left\{ \Psi T_g \left[ 1 - \frac{T_e T_a^{-1} + \xi T_e T_c^{-1}}{1 + \xi} \right] - T_g + T_e \right\} \times \left\{ (1 - b_1)^2 (1 - \Psi^{-1}) + (b_2 - b_3)^2 \frac{\xi \Psi T_g T_e}{(1 + \xi)^2 T_a T_c} + \left[ (1 + b_2)^2 T_a^{-1} + \xi (1 + b_3)^2 T_c^{-1} \right] T_g (1 - \Psi) - (b_1 + b_2)^2 T_e T_a^{-1} - \xi (b_1 + b_3)^2 T_e T_c^{-1} \right\} / (1 + \xi) \quad (2 - \Psi_r \Psi^{-1}) \quad (11)$$

式(11)不仅决定了内可逆四热源吸收式热泵一定泵热系数  $\Psi$  下的最佳生态学目标，也决定了一定生态学目标  $E$  下的最佳泵热系数  $\Psi$ ，是内可逆四热源吸收式热泵的生态学优化关系。将式(10)代入式(2)即可得到内可逆四热源吸收式热泵循环熵产率和泵热系数的优化关系。

### 3.2 最大生态学目标 $E_m$ 及其相应的泵热系数 $\Psi_E$ 、泵热率 $\Pi_E$ 和熵产率 $\sigma_E$

由式(11)和极值条件  $dE/d\Psi = 0$ ，可导出内可逆四热源吸收式热泵生态学目标最大时的泵热系数  $\Psi_E$  为：

$$\Psi_E = (1 + \xi) \left[ 1 - T_e T_g^{-1} + (1 - b_1) (d_1 + \sqrt{d_1^2 - d_2 d_3}) d_2^{-1} T_e T_g^{-1} \right] / \left\{ (1 + \xi - T_e T_a^{-1} - \xi T_e T_c^{-1} + \left[ (1 + b_2)^2 T_a^{-1} + \xi (1 + b_3)^2 T_c^{-1} \right] (d_1 + \sqrt{d_1^2 - d_2 d_3}) d_2^{-1} T_e \right\} \quad (12)$$

式中： $d_1 = 2(1 + \xi)(1 - b_1)T_g^{-1} - (1 + b_2)\Psi_r T_a^{-1} - \xi(1 + b_3)\Psi_r T_c^{-1}$ ， $d_2 = 2(1 + \xi)(1 - b_1)^2 T_g^{-1} - (1 + b_2)^2 \Psi_r T_a^{-1} - \xi(1 + b_3)^2 \Psi_r T_c^{-1}$ ， $d_3 = 2(1 + \xi)T_g^{-1} - \Psi_r T_a^{-1} - \xi \Psi_r T_c^{-1} - (1 + \xi)(2 - \Psi_r)T_e^{-1}$ 。

将式(12)代入式(11)即可得到内可逆四热源吸收式热泵的最大生态学目标  $E_m$ ，将式(12)代入式

(10)即可得到内可逆四热源吸收式热泵最大生态学目标时的泵热率  $\Pi_E$ ，将式(12)和所求得的泵热率  $\Pi_E$  代入式(2)即可得到内可逆四热源吸收式热泵最大生态学目标时的循环熵产率  $\sigma_E$ 。

## 4 分析和讨论

根据生态学优化关系和生态学性能极值的关系式，给定  $T_g = 380\text{ K}$ 、 $T_a = 310\text{ K}$ 、 $T_c = 300\text{ K}$ 、 $T_e = 280\text{ K}$ 、 $A = 1\ 000\text{ m}^2$ 、 $U_1 = 1.163\text{ kW}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$ 、 $U_2 = 1.163\text{ kW}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$ 、 $U_3 = 2.326\text{ kW}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$ 、 $U_4 = 4.650\text{ kW}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$  和  $\xi = 1$  进行数值分析。图2分别给出了最佳生态学目标  $E$ 、最佳泵热率  $\Pi$  以及循环熵产率  $\sigma$  随泵热系数  $\Psi$  的变化曲线。从图2可看出，最佳生态学目标和泵热系数的关系呈类抛物线形，存在最大的生态学目标  $E_m$ ；最佳泵热率和循环熵产率均随泵热系数的增加而单调减小，当泵热系数增大到可逆泵热系数时，最佳泵热率和循环熵产率都减小为零。在本算例中，最大生态学目标  $E_m = 3\ 450\text{ kW}$ ，相应的泵热系数、泵热率和循环熵产率分别为  $\Psi_E = 2.165$ 、 $\Pi_E = 6\ 732\text{ kW}$  和  $\sigma_E = 0.958\text{ kW}/\text{K}$ ；如果使泵热率提高到  $8\ 000\text{ kW}$ ，则此时的最佳泵热系数为  $2.032$ ，生态学目标为  $3\ 321\text{ kW}$ ，循环熵产率为  $1.365\text{ kW}/\text{K}$ ；即与  $\Pi = 8\ 000\text{ kW}$  相比，最大生态学目标减少了  $19\%$  的泵热率，泵热系数增加了  $6\%$ ，生态学目标增加了  $4\%$ ，循环熵产率降低了  $43\%$ ；故生态学目标以减少一定的泵热率为代价，使循环熵产率较大幅度降低，泵热系数稍有提高，即生态学目标在泵热率和循环熵产率、泵热率和泵热系数之间达到了一种折衷，因此最大生态学目标为吸收式热泵的优化设计提供了一种长期有效利用能源的优化选择方案。实际吸收式热泵不可能都工作在最大生态学目标工况点，当生态学目标小于最大生态学目标时，一个生态学目标对应两个泵热系数，很显然只有大于  $\Psi_E$  的泵热系数才是最佳泵热系数。因此，以生态学准则为优化目标时，生态学目标、泵热系数和泵热率的优化选择范围为：

$$0 < E \leq E_m, \Psi_E \leq \Psi < \Psi_r, 0 < \Pi \leq \Pi_E \quad (13)$$

$E_m$ 、 $\Psi_E$  和  $\Pi_E$  是内可逆四热源吸收式热泵循环的3个重要参数，确定了生态学目标的最高界限、以生态学准则为优化目标时泵热系数所允许的最低界限和泵热率所允许的最高界限。式(13)为吸收式热

泵的生态学最优设计提供了一条有限时间热力学准则, 即吸收式热泵泵热系数的设计工况点应满足  $\Psi_E \leq \Psi < \Psi_r$ , 泵热率的设计工况点应满足  $0 < \Pi \leq \Pi_E$ , 否则吸收式热泵就不是在生态学最佳工况下运行。

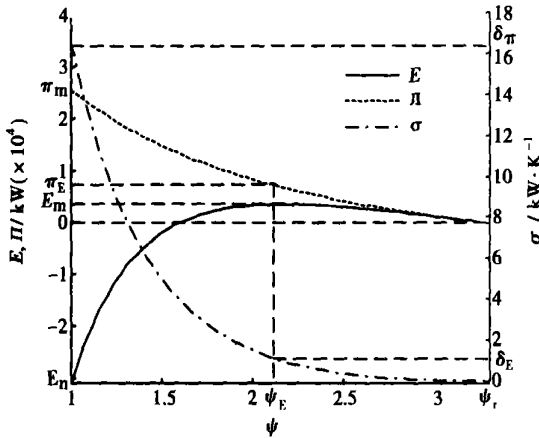


图 2  $\Pi$ - $\Psi$ 、 $E$ - $\Psi$  和  $\sigma$ - $\Psi$  曲线

当  $T_a = T_c$  和  $U_2 = U_3$  时, 本文所得结果即可用来讨论线性(牛顿)传热定律下内可逆三热源热泵的生态学目标优化性能。当  $T_a = T_c$ 、 $U_2 = U_3$  和  $T_a \rightarrow \infty$  时, 本文所得结果即可用来讨论线性(牛顿)传热定律下内可逆卡诺热泵的生态学优化性能<sup>[9]</sup>, 因为此时  $T_a \rightarrow \infty$  相当于一个功源, 吸收式热泵的泵热率相当于卡诺热泵的泵热率, 吸收式热泵的泵热系数相当于卡诺热泵的泵热系数, 吸收式热泵的生态学性能就相当于卡诺热泵的生态学性能。

## 5 结 论

根据能量分析的观点, 通过对内可逆四热源吸收式热泵循环的研究, 建立了能够综合反映循环泵热率和熵产率的生态学优化目标。在热源和循环工质之间传热服从线性(牛顿)传热定律下, 导出了总传热面积一定时循环生态学目标和泵热系数的优化关系、循环熵产率和泵热系数之间的优化关系, 以及最大生态学目标和相应的泵热系数、泵热率和熵产率, 确定了循环主要参数的生态学优化选择范围。数值算例表明, 生态学目标和泵热系数的优化关系曲线呈类抛物线形, 存在最大的生态学目标  $E_m$ ; 最佳泵热率和循环熵产率均随泵热系数的增加而单调减小, 当泵热系数增大到可逆泵热系数时, 最佳泵热率

和循环熵产率都减小为零; 最大生态学目标以牺牲一定的泵热率为代价, 使循环熵产率大为降低, 泵热系数稍有提高, 为吸收式热泵优化设计提供了一个在泵热率和熵产率之间以及泵热率和泵热系数之间最佳折衷的具体方案, 是一个可供选择的备选优化目标。本文结果还包括了内可逆三热源吸收式热泵循环和内可逆卡诺热泵循环的生态学最优性能, 对热泵循环的选型、设计和应用具有一定的理论和实际意义。

## 参考文献:

- [1] ZIEGLER F. State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies [J]. *Int J Refrigeration*, 2002, 25(4): 450-459.
- [2] BEJAN A. Entropy generation minimization; the new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes [J]. *J Appl Phys*, 1996, 79(3): 1191-1218.
- [3] CHEN L, WU C, SUN F. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems [J]. *J Non-Equilibrium Thermodyn*, 1999, 24(4): 327-359.
- [4] CHEN L, SUN F. Advances in finite time thermodynamics: analysis and optimization [M]. New York: Nova Science Publisher, 2003.
- [5] ANGULO-BROWN F. Ecological optimization criterion for finite-time heat engines [J]. *J Appl Phys*, 1991, 69(9): 7465-7469.
- [6] YAN Z. Comment on "ecological optimization criterion for finite-time heat engines" [J]. *J Appl Phys*, 1993, 73(7): 3583.
- [7] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 热力循环的生态学品质因素 [J]. *热能动力工程*, 1994, 9(6): 374-376.
- [8] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 两热源制冷机的生态学优化准则 [J]. *自然杂志*, 1992, 15(8): 633.
- [9] 孙丰瑞, 陈林根, 陈文振. 内可逆卡诺热泵的生态学优化性能 [J]. *海军工程学院学报*, 1993(4): 22-26.
- [10] 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 三热源制冷机的生态学最优性能 [J]. *低温工程*, 1993, 73(3): 38-41.
- [11] YAN Z, LIN G. Ecological optimization criterion for an irreversible three-heat-source refrigerator [J]. *Applied Energy*, 2000, 66(4): 213-224.
- [12] 苏国珍, 严子浚. 线性唯象律下三热源热泵的生态学优化性能 [J]. *太阳能学报*, 1999, 20(2): 204-208.
- [13] 陈天择, 严子浚. 吸收式热变换器的生态学优化性能 [J]. *工程热物理学报*, 1997, 18(5): 540-542.
- [14] CHEN J. The general performance characteristics of an irreversible absorption heat pump operating between four temperature levels [J]. *J Phys D: Appl Phys*, 1999, 32(12): 1428-1433.
- [15] QIN X, CHEN L, SUN F, et al. The optimal performance of a four-heat-reservoir absorption heat pump with multi-irreversibilities [A]. *Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and Optimization* [C]. New York: Nova Science Publishers, 2004. 129-142.

ergy & Power. — 2004, 19(5). — 495 ~ 497

A new method for realizing an adjustable recirculation zone is proposed along with an investigation of its specific features. On the basis of fluid mechanics theory the possibility of adjusting a recirculation zone is realized in the absence of moving elements and high-temperature components (bluff body) to meet the requirement of various kinds of oil with regard to the recirculation zone during their normal combustion. The above-mentioned features are more pronounced, especially in the case of studying the combustion characteristics of “oil-in-water” type of emulsified oil with different water dilution rates. The present study also provides further support for industrial applications. The test and calculation results indicate that this recirculation zone can adapt to the requirements of various ranks of oil. **Key words:** adjustable recirculation zone, “oil in water” type emulsified oil, burner

电站锅炉鳍片管省煤器鳍片尺寸优化模型 = **Optimization Model for Economizer Fin Size in a Utility Boiler** [刊, 汉] / YAN Wei-ping, MENG Xue-mei, LU Yu-kun (Power Engineering Department, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 498 ~ 501

On the basis of heat exchange mechanism and heat transfer control equations of finned tubes a mathematical model is derived for the selection of fin sizes with the maximum heat transfer under the condition of a given fin-metal mass. The objective is to optimize the height and thickness of rectangular straight fins under the typical operating conditions of a utility boiler economizer. Moreover, with the economizer of a utility boiler serving as an object of study the optimization method and procedures are outlined along with a calculation and analysis of the influence of flue-gas flow speed and pollution factor on the optimized sizes. **Key words:** utility boiler, economizer, finned tube, fin size optimization

内可逆四热源吸收式热泵生态学最优性能 = **Ecological Optimal Performance of Endoreversible Four-heat-source Absorption Type of Heat Pumps** [刊, 汉] / QIN Xiao-yong, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Department of Nuclear Science and Engineering, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 502 ~ 505

On the basis of an energy-analysis viewpoint established were the ecological criteria reflecting the optimal compromise between four-heat-source absorption heat-pump heating load and entropy production rate. An analysis is given of the ecological optimal performance of endoreversible four-heat-source absorption heat-pumps under a linear (Newtonian) heat transfer law. The following items were derived: the optimization relationship between the ecological objective and pump heating factor; the maximum ecological objective value and its corresponding pump heating factor; pump heating load and entropy production rate. Ecological optimal selection scope of the cycle main parameters was determined. By way of numerical sample calculations analyzed was the relationship between pump heating rate objective and ecological objective. Calculation results indicate that the ecological criteria are a candidate optimization objective having a long-term effect for the optimal design of absorption heat-pumps. **Key words:** four-heat-source absorption heat-pump, ecological criteria, pump heating load, pump heat production factor, entropy production rate

新型喷嘴结构下蒸汽喷射式热泵性能的数值研究 = **Numerical Study of the Performance of Steam-jet Heat Pumps with an Innovative Nozzle Structure** [刊, 汉] / ZHANG Shao-wei, SANG Zhi-fu (Mechanical and Power Engineering Institute under the Nanjing Polytechnical University, Nanjing, China, Post Code: 210009), XU Hai-tao (Jiangsu Suyuan Environmental Protection Engineering Co. Ltd., Nanjing, China, Post Code: 210024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(5). — 506 ~ 509

By using a CFD (computational fluid dynamics) numerical simulation method a comparison study was conducted of the influence of a conventional nozzle structure and an innovative one on the operating performance of a steam-jet heat pump.