

Optimization Analysis of Heat Pump Driven by Steam Turbine Using Finite Time Thermodynamic Approach

Qi Zhao^{1,2}, Yufei Tan¹, Chen Wang³

¹College of Municipal Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin

²School of Energy and Power, Changchun Institute of Technology, Changchun

³Design and Research Institute, Changchun Institute of Technology, Changchun

Email: hithot2@163.com

Received: Dec. 19th, 2012; revised: Jan. 10th, 2013; accepted: Jan. 18th, 2013

Abstract: A new compression heat pump system driven by a small steam turbine which used the steam extraction as the power was developed to recycle the heat of cooling water in power plant. Temperature reducing was replaced by a small turbine and the energy lost in the temperature reducing was recycled. The System was considered as consist of an irreversible heat engine and an irreversible heat pump. Optimization was made on heat exchanger areas distribution. An optimal relation between performance coefficient of the system and heating load was obtained. The optimization model was tested and verified by a transformation of power plant in Dalian China. The results showed that internal irreversibility parameters have more drastic effect on performance reduction than any other external irreversibility parameters and the effects of the irreversible factors on the heat pump side was greater than the irreversible factors in the heat engine side on the system. Optimization results can provide guidance for the operation of the heat pump system driven by steam turbine.

Keywords: Heat Pump Driven by Steam Turbine; Finite Time Thermodynamics; Irreversibility; Optimal Objective Function

基于有限时间热力学的不可逆汽机热泵性能优化研究

赵 麒^{1,2}, 谭羽飞¹, 王 琛³

¹哈尔滨工业大学市政环境工程学院, 哈尔滨

²长春工程学院能源动力工程学院, 长春

³长春工程学院设计研究院, 长春

Email: hithot2@163.com

收稿日期: 2012 年 12 月 19 日; 修回日期: 2013 年 1 月 10 日; 录用日期: 2013 年 1 月 18 日

摘 要: 本文提出一种以供热抽汽驱动小汽轮机带动压缩式热泵工作的新型汽机热泵供热系统。新系统用小汽轮机代替凝气电厂的减温减压器, 回收减温减压器浪费的能量, 同时小汽轮机驱动热泵回收电厂循环冷却水的余热。引入汽机侧与热泵侧不可逆性能参数, 对汽机侧和热泵侧进行了优化面积分配, 得到了优化分配后的汽机效率和热泵性能系数关于设计参数的表达式, 以供热率最大为优化目标, 确定系统性能系数与制热率随设计参数与不可逆参数变化关系, 并求出最大制热率下的性能系数表达式。通过某电厂改造参数对汽机热泵性能进行了数值分析, 研究显示内不可逆参数对汽机热泵系统的性能比外部不可逆因素有更大的影响, 研究还发现热泵侧不可逆因素对系统的影响大于汽机侧不可逆因素对系统的影响。

关键词: 汽机热泵; 有限时间热力学; 不可逆性; 优化目标函数

1. 引言

在凝汽机组电厂热电联产供热改造时，在汽轮机中低压缸采用连通管打孔抽汽的方式，将抽出的热蒸汽用于周边地区的采暖供热需求，其采暖期运行对机组经济性影响最大的因素是抽汽参数不经济。工业用汽的最低抽汽压力一般为 0.8~1.6 MPa，而供暖用汽的抽汽压力一般为 0.12~0.25 MPa。这就需要在外部进行减温减压，将抽出热蒸汽经过降温减压器后，才能进入热网换热器，这将造成很大能量损失。火电厂的燃料燃烧总发热量中只有 35% 左右转变为电能，而 60% 以上的热能主要通过锅炉烟囱和汽轮机凝汽器的循环冷却水失散到环境中，循环冷却水携带走的废热量又占其中绝大部分^[1]。电厂排出的大量废热，使自然水体水温迅速升高，水温升高除对水生态系统产生影响外，还会造成电厂取水温度增加，影响到电厂自身运行的经济性与安全性。

若能将循环水的余热加以利用，将会提高一次能源的利用率。电厂中热泵的应用为这一问题提供了一种解决办法。1997 年，Horlock^[2]提出提高热发电效率的一个组合方案，所有的联产发电机均串联一个 EHP，Few P.C.^[3]报道了一种混合 CHP-EHP 的系统应用能够带来早期收获及额外经济和环境效益。Curti V.^[4,5]等针对 CHP-EHP 的区域能源系统的耦合使用进行了计算分析，结果表 CHP-EHP 的区域能源系统的耦合使用有益于对环境经济的优化。Lucas K.^[6]指出(社区和工业区)热用户大规模使用 CHP-EHP 的组合系统减少了一次能源消耗。Malinowska W.^[7]运行火用方法分析了 CHP-EHP 系统，结果显示了 CHP-EHP 系统的效率比传统的分离生产的效率高，同时也降低了燃料消耗。Chicco G.^[8]通过一个增量指标的基础模型对系统能源效益增加情况进行了整体分析，Mancarella P.^[9]讨论了在环境防护方面，CHP-EHP 的系统的特点。热电联产和电动热泵耦合供热系统在经济、环境保护等方面有着显著的优点，为提高电厂的灵活性及电厂性能的做出了贡献。赵麒等^[10]在建立上述模型的基础上，分别对汽机侧和热泵的蒸发器与冷凝器进行了优化面积分配和优化时间分配研究，实际应用中，循环的时间相差不多，本文在忽略时间因素的基础上研究系统的优化面积分配，结果更贴近实际情况。

2. 系统模型

本文提出一种以供热抽汽驱动小汽轮机带动压缩式热泵工作的新型汽机热泵供热系统，汽机驱动热泵代替电能驱动热泵将会省去热能转换电能的中间损失，达到进一步提高能源利用的效果。以小汽轮机代替凝汽电厂的减温减压器，同时应用热泵回收电厂循环冷却水的余热。

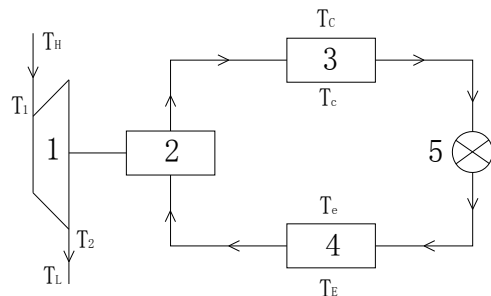
汽机热泵系统工作原理如图 1，由动力循环和压缩式热泵循环两部分组成，包括汽机、压缩机、蒸发器、冷凝器和节流阀。动力部分的高温热源温度为 T_H ，向低温热源 T_L 放热，汽机中蒸汽做功，温度由 T_1 降至 T_2 ，蒸汽做功产生的机械能驱动热泵的压缩机工作。热泵由汽机带动，从低温热源 T_e 吸热，向高温热源 T_c 放热，热泵蒸发器与冷凝器中工质的工作温度分别为 T_e 、 T_c 。

3. 汽机热泵系统分析

有限时间热力学是以热力学与传热学和流体力学相结合促使热力学发展为基本特征，在有限时间或有限尺寸约束条件下，以减小系统不可逆性为主要目标，优化存在传热、流体流动和传质不可逆性的实际热力系统性能，其最主要目的，是要寻求比经典热力学界限更实际更有用的性能界限，即所谓有限时间热力学界限。

3.1. 汽机循环分析

高温热源进入汽机的热量与排向低温热源的热量分别为：



1 汽机 2 压缩机 3 冷凝器 4 蒸发器 5 节流阀

Figure 1. Schematic diagram of heat pump system driven by steam turbine
图 1. 汽机热泵系统原理图

$$Q_1 = k_1 A_1 (T_H - T_1) \quad (1)$$

$$Q_2 = k_2 A_2 (T_2 - T_L) \quad (2)$$

其中: k_1 、 k_2 ——高温、低温侧换热系数; A_1 、 A_2 ——高温、低温侧换热面积;

汽机输出功率为:

$$\begin{aligned} W &= Q_1 - Q_2 \\ &= k_1 A_1 (T_H - T_1) - k_2 A_2 (T_2 - T_L) \end{aligned} \quad (3)$$

由热力学第二定律:

$$\Delta S = \frac{k_1 A_1 (T_H - T_1)}{T_1} - R_{\Delta S} \frac{k_2 A_2 (T_2 - T_L)}{T_2} = 0 \quad (4)$$

$R_{\Delta S}$ 为汽机内不可逆参数, $R_{\Delta S} = 1$ 为内可逆汽机模型, $R_{\Delta S} < 1$ 为实际汽机模型。汽机循环的总换热面积为 $A = A_1 + A_2$ 。由式(1)和(4)得

$$T_1 = T_H - \frac{Q_1}{k_1 A_1} \quad (5)$$

$$T_2 = \frac{T_L \left(T_H - \frac{Q_1}{k_1 A_1} \right)}{T_H - Q_1 \left(\frac{1}{k_1 A_1} + \frac{1}{R_{\Delta S} k_2 A_2} \right)} \quad (6)$$

计算汽机循环的效率并将 T_1 、 T_2 代入得

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\frac{T_L}{R_{\Delta S}}}{T_H - Q_1 \left(\frac{1}{k_1 A_1} + \frac{1}{R_{\Delta S} k_2 A_2} \right)} \quad (7)$$

应用拉格朗日极值定理, 优化汽机侧换热面积:

$$\frac{A}{A_1} = 1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2 R_{\Delta S}}} \quad (8)$$

$$\frac{A}{A_2} = 1 + \sqrt{\frac{k_2 R_{\Delta S}}{k_1}} \quad (9)$$

由式(8)、(9)得面积优化关系

$$\frac{A_1}{A_2} = \sqrt{\frac{k_2 R_{\Delta S}}{k_1}} \quad (10)$$

将优化面积代入式(7)得

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_L}{R_{\Delta S}}}{T_H - \frac{Q_1}{K_1 A}} \quad (11)$$

$$\text{其中: } K_1 = \left(\frac{1}{\sqrt{k_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_{\Delta S} k_2}} \right)^{-2}。$$

3.2. 热泵循环分析

热泵冷凝器放出的热量与蒸发器吸收的热量分别为:

$$Q_3 = k_3 A_3 (T_3 - T_c) \quad (20)$$

$$Q_4 = k_4 A_4 (T_e - T_4) \quad (21)$$

其中: k_3 、 k_4 ——冷凝器、蒸发器换热系数; A_3 、 A_4 ——冷凝器、蒸发器换热面积;

热泵消耗的功率为:

$$W = Q_3 - Q_4 = k_c A_c (T_3 - T_c) - k_e A_e (T_e - T_4) \quad (22)$$

由热力学第二定律:

$$\Delta S' = \frac{k_e A_e (T_e - T_4)}{T_e} - R_{\Delta S'} \frac{k_c A_c (T_3 - T_c)}{T_c} = 0 \quad (23)$$

$R_{\Delta S'}$ 为热泵内不可逆参数, $R_{\Delta S'} = 1$ 为内可逆热泵模型, $R_{\Delta S'} < 1$ 为实际热泵模型。热泵循环的总换热面积为 $A' = A_c + A_e$ 。由式(20)和(23)得

$$T_4 = T_e - \frac{Q_4}{k_e A_e} \quad (24)$$

$$T_3 = \frac{T_c \left(T_e - \frac{Q_4}{k_e A_e} \right)}{T_e - Q_4 \left(\frac{1}{k_e A_e} + \frac{1}{R_{\Delta S'} k_c A_c} \right)} \quad (25)$$

计算热泵循环的制热性能系数 cop 将 T_1 、 T_2 代入得

$$\text{cop} = \left[\frac{\frac{T_c}{R_{\Delta S'}}}{T_e - Q_4 \left(\frac{1}{k_e A_e} + \frac{1}{R_{\Delta S'} k_c A_c} \right)} - 1 \right]^{-1} + 1 \quad (26)$$

应用拉格朗日极值定理得优化热泵循环换热面积

$$\frac{A'}{A_e} = 1 + \sqrt{\frac{k_e}{k_c R_{\Delta S'}}} \quad (27)$$

$$\frac{A'}{A_c} = 1 + \sqrt{\frac{k_c R_{\Delta S'}}{k_e}} \quad (28)$$

由(27)、(28)得面积优化关系

$$\frac{A_c}{A_e} = \sqrt{\frac{k_e}{k_c R_{\Delta S'}}} \quad (29)$$

将优化关系代入式(22)得

$$\varepsilon = \eta \cdot \text{cop} = \left[1 - \frac{\frac{T_L}{R_{\Delta S}}}{T_H - \frac{Q_1}{A} \left(\frac{1}{\sqrt{k_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_{\Delta S} k_2}} \right)^2} \right] \times \left[\left(\frac{\frac{T_c}{R_{\Delta S'}}}{T_e - Q_4 \left(\frac{1}{k_e A_e} + \frac{1}{R_{\Delta S'} k_c A_c} \right)} - 1 \right)^{-1} + 1 \right] \quad (38)$$

引入拉格朗日极值关系

$$L = \varepsilon + \lambda (A^* - A - A') \quad (39)$$

其中 $A^* = A + A'$ ，由极值条件 $\frac{\partial L}{\partial A} = 0$ ， $\frac{\partial L}{\partial A'} = 0$ 得

$$\begin{aligned} \varepsilon = & \left(1 - \frac{T_L}{R_{\Delta S} T_H} - \frac{R}{\varepsilon T_H T_e} \left(\frac{\varepsilon T_H}{K_2 A'} + \frac{T_e}{K_1 A} + \frac{\varepsilon}{\sqrt{K_2 A'}} \left(\sqrt{\frac{T_L T_c}{K_1 A R_{\Delta S} R_{\Delta S'}}} - \sqrt{\frac{T_L T_c}{K_2 A' R_{\Delta S} R_{\Delta S'}}} \right) \right) \right) \\ & \times \left(\left(\frac{T_c}{R_{\Delta S'} T_e} - 1 + \frac{R}{\varepsilon T_H T_e} \left(\frac{\varepsilon T_H}{K_2 A'} + \frac{T_e}{K_1 A} + \frac{1}{\sqrt{K_1 A}} \times \left(\frac{T_c}{R_{\Delta S'} \sqrt{K_1 A}} - \sqrt{\frac{T_L T_c}{K_2 A' R_{\Delta S} R_{\Delta S'}}} \right) \right) \right)^{-1} + 1 \right) \\ R = & K_1 A \left(\frac{T_c \left(\frac{T_L}{R_{\Delta S}} - T_H \right)}{T_H \left(T_e - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} \right)} - \varepsilon \right) T_H \left(\frac{T_c}{R_{\Delta S'}} - T_e \right) \\ & \times \left(\left(T_H \frac{K_1 A}{K_2 A'} (1 + \varepsilon) + T_e (1 + \varepsilon^{-1}) + 2 \sqrt{\frac{K_1 A T_L T_c}{K_2 A'} - \frac{K_1 A T_L}{K_2 A'} - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}}} \right)^{-1} \right. \\ & \left. \times \left(\frac{T_c}{R_{\Delta S'} T_e} + \frac{R}{\varepsilon T_H T_e} \left(\frac{\varepsilon T_H}{K_2 A'} + \frac{T_e}{K_1 A} + \frac{1}{\sqrt{K_1 A}} \times \left(\frac{T_c}{R_{\Delta S'} \sqrt{K_1 A}} - \sqrt{\frac{T_L T_c}{K_2 A' R_{\Delta S} R_{\Delta S'}}} \right) \right) \right) \right) \end{aligned} \quad (40)$$

其中供热率 $R = Q_3$ ，由 $\partial R / \partial \varepsilon = 0$ 得。

5. 结果与讨论

大连某电厂供热改造，不改变原热网加热器设计参数，小汽轮机进口参数为 0.7 MPa、351℃，出口蒸汽参数为 0.3 MPa、261℃(与原经减温减压出口参

$$\text{cop} = \left(\frac{\frac{T_c}{R_{\Delta S'}}}{T_e - \frac{Q_4}{K_2 A'}} - 1 \right)^{-1} + 1 \quad (30)$$

$$\text{其中: } K_2 = \left(\frac{1}{\sqrt{k_e}} + \frac{1}{\sqrt{k_c R_{\Delta S'}}} \right)^{-2}。$$

4. 汽机热泵有限时间热力学优化

定义汽机效率 η 与热泵 cop 乘积为系统性能系数:

数相同), 进入热网加热器。小汽轮机输出功直接带动热泵系统, 提取循环冷却水余热, 以循环冷却水温度 20℃设计, 经热泵品质提升后, 热泵制热量也送至热网加热器。计算参数为: $k_1 = k_2 = 1.5 \text{ kW/Km}^2$, $k_3 = k_4 = 0.5 \text{ kW/Km}^2$, $A = 10 \text{ m}^2$, $T_H = 623 \text{ K}$, $T_L = 534 \text{ K}$, $T_e = 293 \text{ K}$, $T_c = 333 \text{ K}$ 。

$$\varepsilon_{\max} = \left\{ -T_e + T_e^2 + \frac{T_e^2 \left(\frac{T_L - T_H}{R_{\Delta S}} \right)}{T_H \left(T_e - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} \right)} \times \left[T_H \left(1 + \frac{T_e \left(\frac{T_L - T_H}{R_{\Delta S}} \right)}{T_H \left(T_e - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} \right)} \right) \frac{K_1 A}{K_2 A'} + 2 \sqrt{\frac{T_c}{R_{\Delta S'}}} \sqrt{\frac{T_L}{R_{\Delta S}}} \sqrt{\frac{K_1 A}{K_2 A'}} - \frac{K_1 A T_L}{K_2 A' R_{\Delta S}} - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} + T_e \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \times \left[T_H \frac{\left(\frac{T_e \left(\frac{T_L - T_H}{R_{\Delta S}} \right)}{T_H \left(T_e - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} \right)} + 1 \right) \frac{K_1 A}{K_2 A'} + 2 \sqrt{\frac{T_c}{R_{\Delta S'}}} \sqrt{\frac{T_L}{R_{\Delta S}}} \sqrt{\frac{K_1 A}{K_2 A'}} - \frac{K_1 A T_L}{K_2 A' R_{\Delta S}} - \frac{T_c}{R_{\Delta S'}} + T_e \right]^{-1} \quad (42)$$

从图 2、图 3 可以看出不同 $R_{\Delta S}$ 、 $R_{\Delta S}'$ 情况下 R 随 $\varepsilon = 2.95$ 都是先迅速增大后逐渐减少。当 ε 一定时， $R_{\Delta S}$ 、 $R_{\Delta S}'$ 越小，对应的供热率也越小。图 2 ($R_{\Delta S}' = 1.0$) 显示了 $R_{\Delta S} = 0.9$ 与 $R_{\Delta S} = 1.0$ 所对应的最大供热率较少了 17.82%。当 $R_{\Delta S} = 0.90$ 的条件下， $\varepsilon = 2.95$ 时，供热率减小为 0。图 3 ($R_{\Delta S} = 1.0$) 显示了 $R_{\Delta S}' = 0.90$ 与 $R_{\Delta S}' = 1.0$ 所对应的最大供热率较少了 13.18%。 $\varepsilon = 1.77$ 、 $\varepsilon = 1.99$ 、 $\varepsilon = 2.26$ 、 $\varepsilon = 2.58$ 、 $\varepsilon = 2.95$ 分别是 $R_{\Delta S}' = 0.90$ 、 $R_{\Delta S}' = 0.92$ 、 $R_{\Delta S}' = 0.94$ 、 $R_{\Delta S}' = 0.96$ 、 $R_{\Delta S}' = 0.98$ 条件下供热率为 0 的性能系数。

图 4、图 5 为不同 $R_{\Delta S}$ 、 $R_{\Delta S}'$ 情况下最大供热率对应的系统性能系数 ε_{\max} 变化曲线。从图中可以看出，随 $R_{\Delta S}$ 、 $R_{\Delta S}'$ 的增大， ε_{\max} 值逐渐增大。 $R_{\Delta S} = 0.90$ 与 $R_{\Delta S} = 1.0$ 所对应 ε_{\max} 增加了 22.26%。 $R_{\Delta S}' = 0.90$ 与 ($R_{\Delta S}' = 1.0$) 所对应的 ε_{\max} 增加了 35.32%。

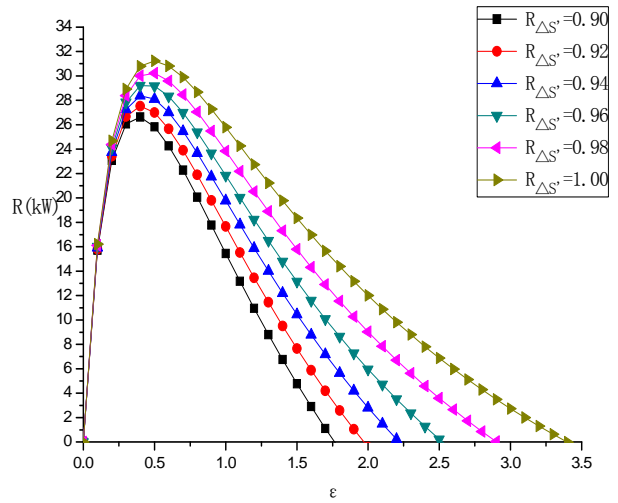


Figure 3. Heating load vs. overall coefficient of performance for varying $R_{\Delta S}'$.
图 3. 不同 $R_{\Delta S}'$ 时系统性能系数对供热率的影响

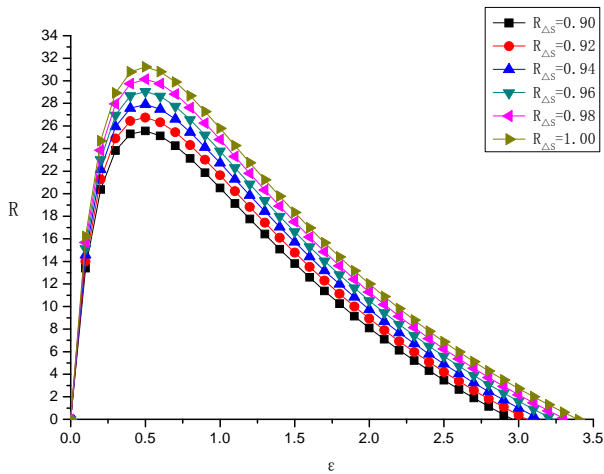


Figure 2. Heating load vs. overall coefficient of performance for varying $R_{\Delta S}$.
图 2. 不同 $R_{\Delta S}$ 时系统性能系数对供热率的影响

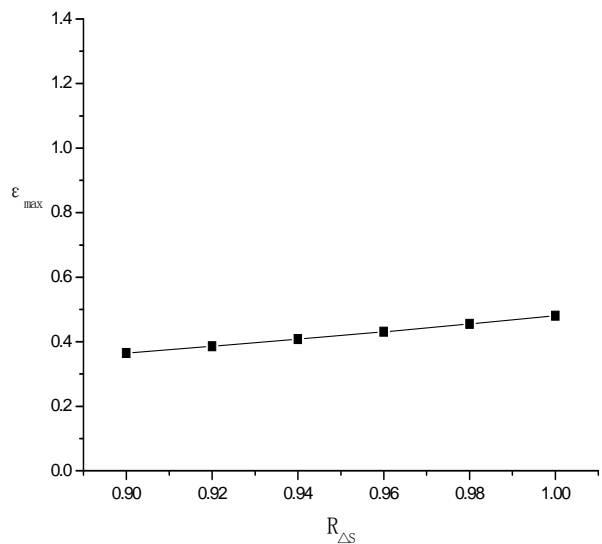


Figure 4. Curve of ε_{\max} with respect to $R_{\Delta S}$.
图 4. ε_{\max} 随 $R_{\Delta S}$ 变化曲线

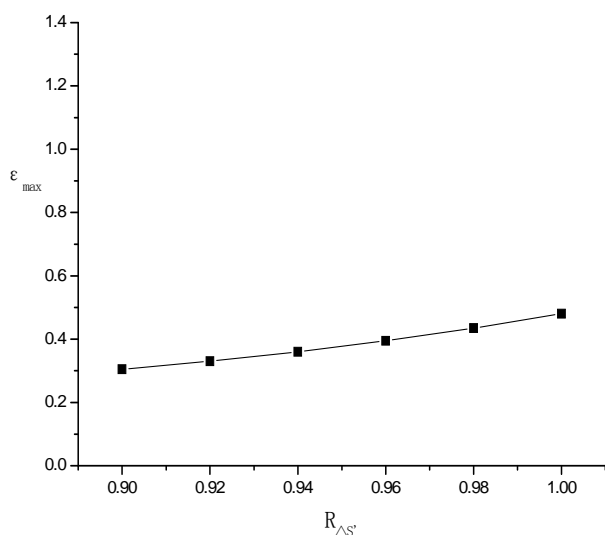


Figure 5. Curve of ϵ_{\max} with respect to $R_{\Delta S^*}$

图 5. $R_{\Delta S^*}$ 对最大供热率所对应的系统性能系数的影响

6. 结论

汽机热泵系统由不可逆汽机动力循环和不可逆压缩式热泵循环两部分组成。本文分别针对汽机循环和热泵循环的换热面积和换热时间进行优化，得到了系统性能系数与热负荷的变换关系。应用算例详细研究了汽机循环和热泵循环的内不可逆参数对系统优化性能的影响。研究发现内不可逆因素对系统的影响较大，尤其是热泵循环的内不可逆因素。热泵循环内可逆性对系统性能优化边界的影响大于汽机内不可逆性的影响。

本文的分析和优化结果可为汽机热泵系统设计

与运行提供理论指导，后续的工作需要研究系统在热力性能优化的同时获得最大的经济效益。

参考文献 (References)

- [1] H. Torio, D. Schmidt. Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis. *Energy and Buildings*, 2010, 42(10): 1601-1609.
- [2] J. H. Horlock. *Cogeneration-combined heat and power (CHP)*. Malabar: Krieger, 1997, 22(11): 1087-1098.
- [3] P. C. Few, M. A. Smith and J. W. Twidell. Modelling of a combined heat and power (CHP) plant incorporating a heat pump for domestic use. *Energy*, 1997, 22(7): 651-659.
- [4] V. Curti, M. R. Von Spakovski and D. Favrat. An environomic approach for the modelling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part I: Methodology. *International Journal of Thermal Sciences*, 2000, 39(7): 721-730.
- [5] V. Curti, D. Favrat and M. R. Von Spakovski. An environomic approach for the modelling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part II: Application. *International Journal of Thermal Sciences*, 2000, 39(7): 731-741.
- [6] K. Lucas. Efficient energy systems on the basis of cogeneration and heat pump technology. *International Journal of Thermal Sciences*, 2001, 40(4): 338-343.
- [7] W. Malinowska, L. Malinowski. Parametric study of exergetic efficiency of a small-scale cogeneration plant incorporating a heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(4): 459-472.
- [8] G. Chicco, P. Mancarella. Incremental indicators for assessing the performance of cogeneration systems with heat pumps. *World Scientific and Engineering Academy and Society Transactions on Power Systems*, 2006, 1(8): 1491-1498.
- [9] P. Mancarella. Profitability of small-scale cogeneration units coupled with heat pumps. *Proceedings of 7th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE 2006)*, Brno, 16-18 May 2006: 315-322.
- [10] 赵麒, 谭羽飞. 不可逆汽机热泵有限时间热力学优化[J]. *长春理工大学学报(自然科学版)*, 2012, 35(2): 110-114.