

# 热电发电机驱动热电热泵联合循环热力学分析

孟凡凯, 陈林根, 孙丰瑞

(海军工程大学 动力工程系, 湖北 武汉 430033)

**摘 要:**建立了新型的热电发电机驱动热电热泵联合循环模型, 基于非平衡热力学理论, 对装置性能进行分析, 导出了供热率、无量纲供热率和供热系数与热电单元比等参数的解析式, 研究了该型装置最大供热率和最大供热系数对应的最优工作电流和最优热电单元分配, 分析了发电机高温热源温度、热泵供热空间温度等对装置供热率、供热系数、最优工作电流和最优热电单元分配的影响, 并给出了不同发电机热源温度下, 供热系数与无量纲供热率的关系曲线。

**关 键 词:**联合热电装置; 热电发电机; 热电热泵; 非平衡热力学

中图分类号: TM611. 3 文献标识码: A

## 引 言

利用 Seebeck 效应和 Peltier 效应工作的半导体热电装置<sup>[1]</sup>, 可以被用作发电机、制冷机和热泵, 与传统的热能装置相比有着独特的优点, 已被广泛应用于军事、工业、医疗等领域<sup>[2]</sup>。自热电装置产生以来, 许多学者用传统的非平衡态热力学理论研究了热电发电机、热电制冷机以及热电热泵的性能, 后有学者用有限时间热力学理论研究了热电发电机、热电制冷机以及热电热泵的性能与优化<sup>[3~12]</sup>, 较为系统地研究了不同的热电装置<sup>[13]</sup>, 并取得了一系列有价值的理论成果。但是这些研究的对象都是独立的热电装置。

在许多工程领域, 热力机械排出的废热可以供给

热电发电机发电, 其电流再供给热电制冷机制冷或热电热泵供热, 这样就产生一种新型的联合热电装置。此类装置无需复杂的管路系统和隔热装置, 在飞行器、潜艇等结构紧凑的场合具有特殊的应用价值。陈晓航和 Khatlab 等人建立了这样一类联合热电装置——热电发电机驱动热电制冷机联合循环模型<sup>[14~15]</sup>, 并对该模型进行了优化分析, 给出了此类联合热电装置的结构设计准则。本文则在此基础上, 基于对热电发电机和热电热泵的非平衡热力学分析<sup>[3~4, 7]</sup>, 建立了一种新型的装置构型——热电发电机驱动热电热泵联合循环模型, 并对此模型作出了热力学分析与优化。

## 1 装置模型

图 1 给出了装置的示意图, 它由一个热电发电机和一个热电热泵串联组成。发电机的输出电流为热泵提供电源对外供热。发电机由  $m$  对 P 型和 N 型半导体对组成, 工作于高温热源  $T_{H1}$  和低温热源

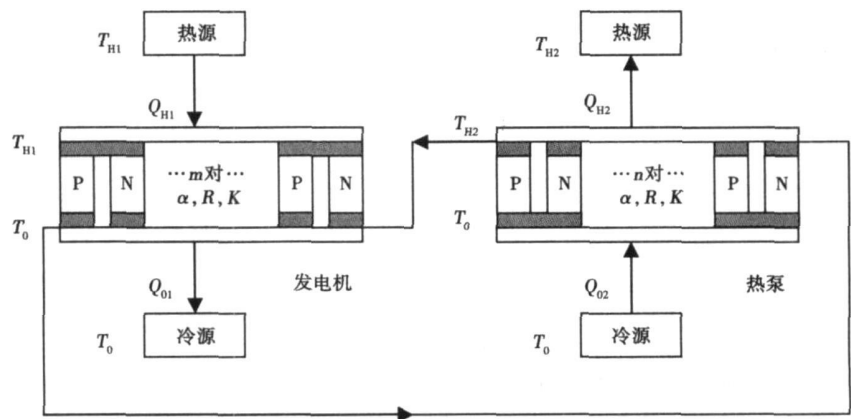


图 1 装置示意图

$T_0$  之间, 由高温热源传给热电发电机的热流率为  $Q_{H1}$ , 由热电发电机传给低温热源的热流率为  $Q_{01}$ ; 热泵由  $n$  对 P 型和 N 型半导体组成, 工作于高温热源  $T_{H2}$  和低温热源  $T_0$  之间, 由低温热源传给热电热泵的热流率为  $Q_{02}$ , 由热电热泵传给高温热源的热流率为  $Q_{H2}$ 。热电单元总数有限为  $M = m + n$ 。

则流经发电机和热泵的热流率分别为:

$$Q_{H1} = m[\alpha T_{H1} + K(T_{H1} - T_0) - \frac{1}{2}I^2 R] \quad (1)$$

$$Q_{01} = m[\alpha T_0 + K(T_{H1} - T_0) + \frac{1}{2}I^2 R] \quad (2)$$

$$Q_{02} = n[\alpha T_0 - K(T_{H2} - T_0) - \frac{1}{2}I^2 R] \quad (3)$$

$$Q_{H2} = n[\alpha T_{H2} - K(T_{H2} - T_0) + \frac{1}{2}I^2 R] \quad (4)$$

式中:  $\alpha = \alpha_P - \alpha_N$ ,  $\alpha_P$ 、 $\alpha_N$ —P、N 型半导体臂的 Seebeck 系数;  $I$ —发电机输出电流 (热泵输入电流);  $R$ —每个热电单元中两电偶臂的总电阻;  $K$ —两电偶臂的总热导率;  $I^2 R$ —焦耳热。

根据整个系统的热流平衡, 有:

$$Q_{H1} + Q_{02} = Q_{H2} + Q_{01} \quad (5)$$

## 2 装置性能分析

为了使参数和目标函数无量纲化, 定义以下无量纲参数: 热电单元品质因数为  $Z = \alpha^2 / (KR)$ , 发电机热源温度比为  $\tau_1 = T_{H1} / T_0$ , 热泵热源温度比为  $\tau_2 = T_{H2} / T_0$ , 无量纲电流为  $j = \alpha I / K$ , 热电单元分配比为  $x = n / M$ 。

### 2.1 系统电流

由式(1)~式(5)可以解得系统无量纲电流与单元分配比的关系式, 即为:

$$j = T_0 Z (\tau_2 x + \tau_1 x - 2x + 1 - \tau_2) \quad (6)$$

$$\beta(j) = \frac{Q_{H2}}{Q_{H1}} = \frac{(j^2 + 2\tau_2 T_0 Z j - 2\tau_2 T_0 Z + 2T_0 Z)(j - \tau_1 T_0 Z + T_0 Z)}{(j^2 - 2\tau_1 T_0 Z j - 2\tau_1 T_0 Z + 2T_0 Z)(j + \tau_2 T_0 Z - T_0 Z)} \quad (13)$$

$$\beta(x) = \frac{(x-1)}{(x)} \cdot \frac{[T_0^2 Z^2 (\tau_1 x + \tau_2 x - 2x - \tau_2 + 1)^2 + 2\tau_2 T_0^2 Z^2 (\tau_1 x + \tau_2 x - 2x - \tau_2 + 1) - 2\tau_2 T_0 Z + 2T_0 Z]}{[T_0^2 Z^2 (\tau_1 x + \tau_2 x - 2x - \tau_2 + 1)^2 - 2\tau_1 T_0^2 Z^2 (\tau_1 x + \tau_2 x - 2x - \tau_2 + 1) - 2\tau_1 T_0 Z + 2T_0 Z]} \quad (14)$$

## 3 数值算例

### 3.1 热电单元分配影响

令式(12)或式(14)等于零, 可得:  $x_1 = x_2 =$

$$\frac{\sqrt{(\tau_2 T_0 Z)^2 + 2\tau_2 T_0 Z - 2\tau_2 T_0 Z - \tau_2 T_0 Z}}{T_0 Z (\tau_1 + \tau_2 - 2)}, x_3 = 1。$$

$$x = \frac{j + \tau_2 T_0 Z - T_0 Z}{T_0 Z (\tau_1 + \tau_2 - 2)} \quad (7)$$

由式(6)可见, 无量纲电流与单元分配比是呈线性关系的, 且单元分配比越大 (分配给发电机的热电单元数越多), 系统电流越大。

### 2.2 无量纲供热率

将式(4)中参数无量纲化, 得供热率与无量纲电流和单元分配比的表达式分别为:

$$Q_{H2}(j) = -\frac{1}{2} MK (T_0 Z - \tau_1 T_0 Z + j) \times \frac{j^2 + 2\tau_2 T_0 Z j - 2\tau_2 T_0 Z + 2T_0 Z}{T_0 Z^2 (\tau_1 + \tau_2 - 2)} \quad (8)$$

$$Q_{H2}(x) = MK T_0 (1-x) \left[ \frac{1}{2} T_0 Z (\tau_2 x + \tau_1 x - 2x - \tau_2 + 1)^2 + T_0 Z \tau_2 (\tau_2 x + \tau_1 x - 2x - \tau_2 + 1) - (\tau_2 - 1) \right] \quad (9)$$

由式(8)可见, 供热率是无量纲电流和单元分配比的三次函数。不考虑热电单元总数和环境温度的影响, 使供热率无量纲化, 定义无量纲供热率为:

$$h = Q_{H2} / KMT_0 \quad (10)$$

当环境温度和热电单元参数一定时, 无量纲供热率是正比于供热率的, 故可表征供热率的大小。求得:

$$h(j) = -\frac{1}{2} \frac{(j - \tau_1 T_0 Z + T_0 Z)(j^2 + 2\tau_2 T_0 Z j - 2\tau_2 T_0 Z + 2T_0 Z)}{(T_0 Z)^2 (\tau_1 + \tau_2 - 2)} \quad (11)$$

$$h(x) = \frac{1}{2} (1-x) \left[ (T_0 Z \tau_1^2 + T_0 Z \tau_2^2 + 2T_0 Z \tau_1 \tau_2 - 4T_0 Z \tau_1 - 4T_0 Z \tau_2 + 4T_0 Z) x^2 + (2T_0 Z \tau_1 + 2T_0 Z \tau_2 - 4T_0 Z) x - T_0 Z \tau_2^2 + T_0 Z - 2\tau_2 + 2 \right] \quad (12)$$

### 2.3 供热系数

由式(1)和式(4)得供热系数与无量纲电流和单元分配比的表达式, 即为:

可见, 要保证系统正常工作, 输出供热率和供热系数不为零, 单元分配比不能为  $x_1$ 、 $x_2$  或  $x_3$ , 即热电单元在发电机和热泵之间的分配不是任意的。所需的最小单元分配比决定于环境温度, 热电单元品质因数等参数, 而最大单元分配比则没有限制, 同时也说明, 存在  $x$  的最佳值  $x_{opt}$ , 使得供热率或供热系数取得最大值。

取定  $ZT_0=1$ ,  $\tau_1=1.8$ ,  $\tau_2=1.2$ ,  $M=50$ , 可得无量纲供热率  $h$  和供热系数  $\beta$  随电流  $j$  (单元分配比  $x$ ) 变化的关系曲线如图 2~图 5 所示。

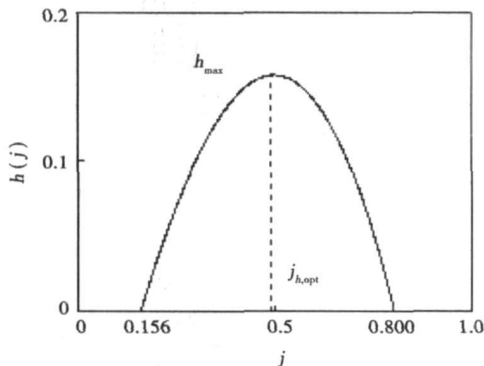


图 2 无量纲供热率—电流曲线

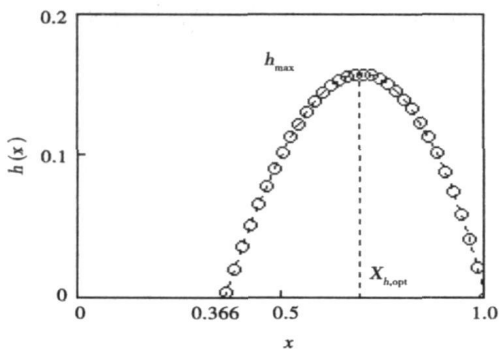


图 3 无量纲供热率—单元分配比曲线

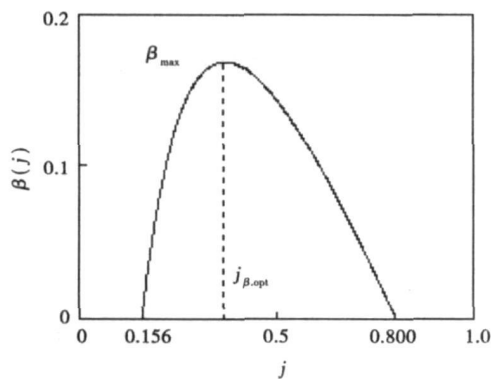


图 4 供热系数—电流曲线

最佳工作电流  $j_{h, opt}$ 、 $j_{\beta, opt}$  和最佳单元分配比  $x_{h, opt}$ 、 $x_{\beta, opt}$ , 且对于两个目标的最佳值一般来说是不同的。在装置的设计和运行中, 有必要综合考虑二者, 选取合适的工作电流和单元分配比, 以获得较大的供热率和供热系数。

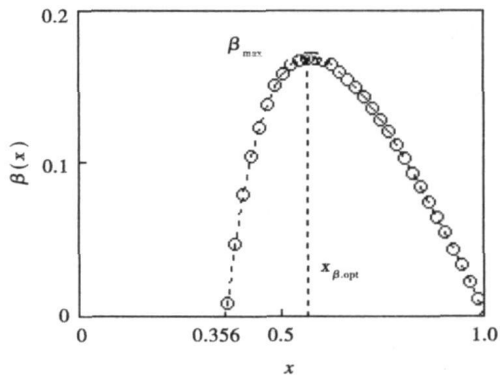


图 5 供热系数—单元分配比曲线

### 3.2 发电机高温热源温度影响

取定  $ZT_0=1$ 、 $\tau_2=1.2$ , 可得不同  $\tau_1$  下, 无量纲供热率和供热系数随电流(单元分配比)变化的关系曲线如图 6~图 9 所示。由图可见, 当发电机高温热源温度升高时, 无量纲供热率和供热系数的最大值均增大, 维持系统工作的最小电流不变, 最大电流增加, 最小单元分配比变小, 这就使得系统工作电流和单元分配比的选择范围变广。系统的最优工作电流增大, 最优分配比减小, 即可以有更多的热电单元分配到热泵。

$\tau_1$  对无量纲供热率的影响较大, 对供热系数的影响较小。 $\tau_1$  对最优电流的影响较大, 对最优单元分配比的影响较小。

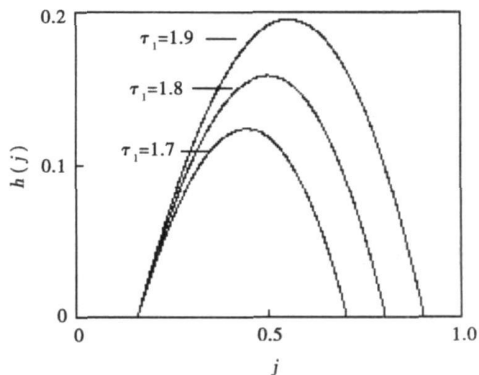


图 6  $\tau_1$  对  $h(j)-j$  曲线的影响

由图 2~图 5 可见, 无量纲供热率、供热系数均是系统电流和单元分配比的三次函数, 分别存在对应于最大无量纲供热率  $h_{max}$  和最大供热系数  $\beta_{max}$  的

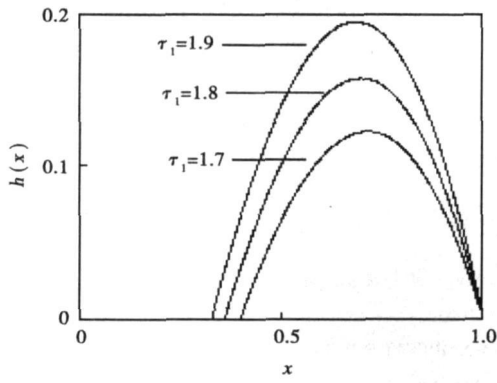


图 7  $\tau_1$  对  $h(x)-x$  曲线的影响

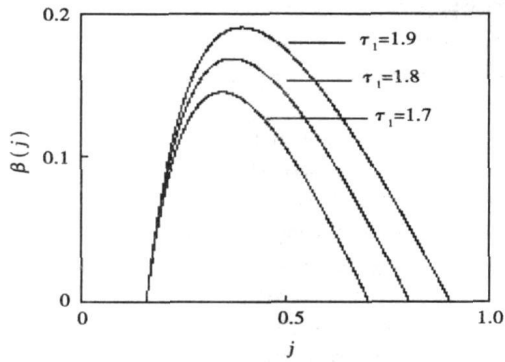


图 8  $\tau_1$  对  $\beta(j)-j$  曲线的影响

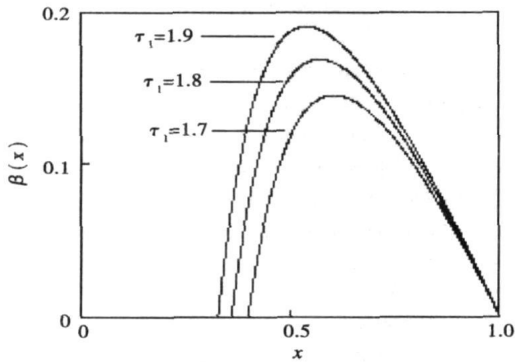


图 9  $\tau_1$  对  $\beta(x)-x$  曲线的影响

### 3.3 热泵高温热源温度影响

取定  $ZT_0=1$ 、 $\tau_1=1.8$ ，得不同  $\tau_2$  下无量纲供热率和供热系数随电流(单元分配比)变化的关系曲线，如图 10~图 13 所示。由图可见，当热泵高温热源温度升高时，无量纲供热率和供热系数的最大值均减小，维持系统工作的最小电流减小，最大电流不

变，最小单元分配比增大，这就使得系统工作电流和单元分配比的选择范围变窄。系统的最优工作电流减小，最优分配比增大，即要求有更多的热电单元分配到发电机。

$\tau_2$  对无量纲供热率的影响较小，对供热系数的影响较大。 $\tau_2$  对最优电流的影响较小，对最优单元分配比的影响较大。

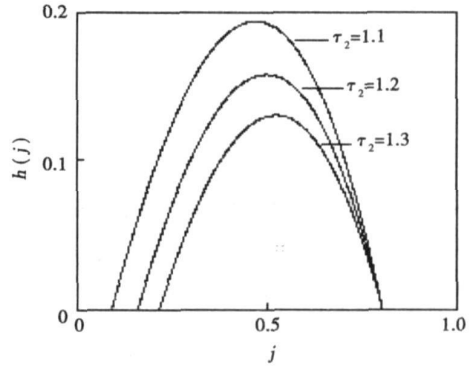


图 10  $\tau_2$  对  $h(j)-j$  曲线的影响

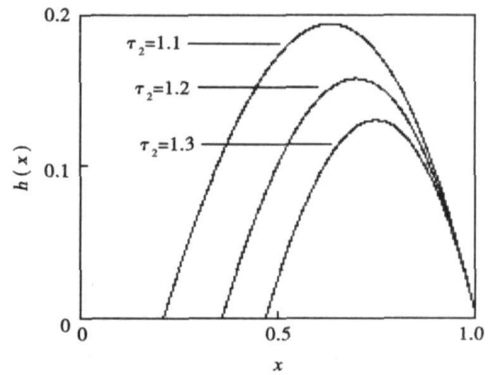


图 11  $\tau_2$  对  $h(x)-x$  曲线的影响

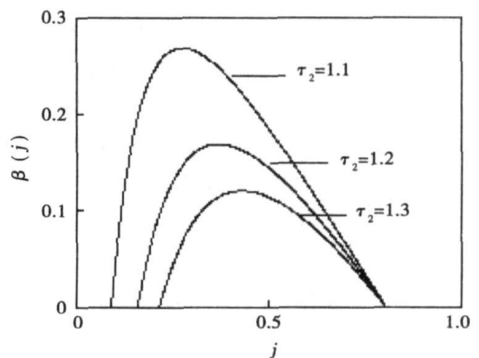


图 12  $\tau_2$  对  $\beta(j)-j$  曲线的影响

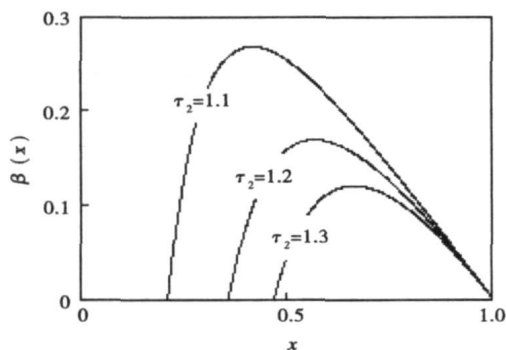


图 13  $\tau_2$  对  $\beta(x)-x$  曲线的影响

### 3.4 供热系数与无量纲供热率特性曲线

取定  $ZT_0=1$ 、 $\tau_2=1.2$ ，得不同  $\tau_1$  下供热系数与无量纲供热率特性曲线，如图 14 所示。由图可见，提高发电机高温热源温度，可同时提高装置的供热率和供热系数，并使装置的最优工作范围变广。

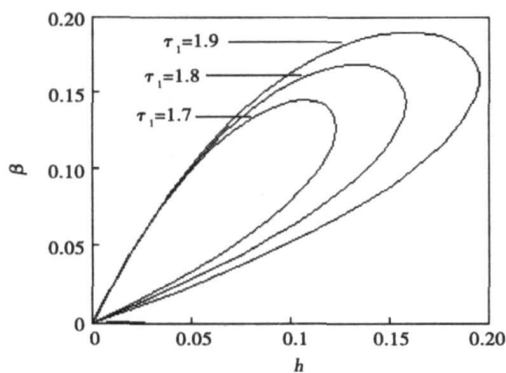


图 14  $\tau_1$  对  $\beta-h$  曲线的影响

## 4 结 论

建立了一种新型的热电发电机驱动热电热泵联合循环模型，并用数值计算的方法分别进行了分析。计算结果表明，要使装置处于最优工作状态，发电机高温热源温度提高时，必须增加热泵的热电单元；热泵供热空间温度升高时，必须增加发电机的热电单元。联合热电热泵与独立热电热泵供热率与供热系数特性的主要不同在于前者的特性曲线工况优域较为狭窄，但提高发电机高温热源温度，可以同时提

高装置的供热率和供热系数，有效拓广装置的工况优域。该型装置在军事、航天、电子等领域都具有特定的应用价值与前景，本文所得结果对该型装置的设计和 应用都有一定的指导意义。下一步的工作应是开展相应的实验研究。

### 参考文献:

- [1] 徐德胜. 半导体热电制冷与应用技术[M]. 上海: 上海交通大学, 1992.
- [2] MA X, RIFFAT S B. Thermoelectric: a review of present and potential applications[J]. Appl Thermal Engng 2003, 23(8): 913-935.
- [3] 张华俊, 陈浩, 王俊. 冷、热端温度对半导体热电发电堆发电性能的初步研究[J]. 太阳能学报, 2001, 22(2): 148-152.
- [4] 周颖慧. 新型半导体温差发电器的优化设计[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2001, 40(4): 882-887.
- [5] XUAN X C. Analyses of the performance and polar characteristics of two-stage thermoelectric coolers[J]. Semicond Sci Tech, 2002, 17(45): 414-420.
- [6] CHEN J, ZHAN Y, WANG H. Comparison of the optimal performance of single and two-stage thermoelectric refrigeration systems[J]. Appl Energy, 2003, 73(3/4): 285-298.
- [7] LAI H, PAN Y, CHEN J. Optimum design on the performance parameters of a two-stage combined semiconductor thermoelectric heat pump[J]. Semicond Sci Technol, 2004, 19(1): 17-22.
- [8] 孙丰瑞, 陈文振, 陈林根, 等. 热电发电机优化的有限时间热力学准则[J]. 工程热物理学报, 1993, 14(1) 13-15.
- [9] CHEN L, GONG J, WU C, et al. Effect of heat transfer on the performance of thermoelectric generator[J]. Int J Thermal Science, 2002, 41(1): 95-99.
- [10] CHEN L, GONG J, SHENG L. Theoretical analysis and experimental confirmation of the performance of a thermoelectric refrigerator[J]. J Non-Equilib Thermodyn, 2001, 26(1): 85-92.
- [11] LUO J, CHEN L, SUN F, et al. Optimum allocation of heat transfer surface area for cooling load and COP optimization of a thermoelectric refrigerator[J]. Energy Convers Mgmt, 2003, 44(20): 3197-3206.
- [12] BI Y, CHEN L, WU C, et al. Effect of heat transfer on the performance of thermoelectric heat pumps[J]. J Non-Equilibri Thermodyn, 2001, 26(1): 41-51.
- [13] 李军. 半导体热电装置的有限时间热力学分析与优化[D]. 武汉: 海军工程大学, 2004.
- [14] CHEN X, LIN B, CHEN J. The parametric optimum design of a new combined system of semiconductor thermoelectric devices[J]. Appl Energy, 2006, 83(7): 681-686.
- [15] KHATTAB N M, SHENAWY E T. Optimal operation of thermoelectric cooler driven by solar thermoelectric generator[J]. Energy Convers Mgmt, 2006, 47(4): 407-426.

(编辑 伟)

and extension theories, the object-element model for appraising the operating status of a condenser was established and a group of extensible correlation functions was used to calculate the correlation between the condenser operating-state parameters and various status grades. Then, based on the magnitude of the correlation in question, a qualitative and quantitative evaluation of the condenser operating state was conducted. Finally, the practicability of the method under discussion was verified by a specific case calculation. The research findings show that the method in question can quickly and effectively identify the operating state of a condenser, thus providing a new approach for the latter's evaluation. **Key words:** condenser, status evaluation, extension theory, object-element model, correlation function

燃气轮机带冠涡轮动叶故障分析及改进 = **Fault Analysis of Shrouded Moving Blades of a Gas Turbine and Trouble-saving Measures** [刊, 汉] / LI Gui-ying, WEN Xue-you, LI Dong-ming, et al (No. 703 Research Institute of China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 28 ~ 31

By adopting statics and dynamics calculation methods, a corner falling-off occurring on shrouded moving blades of an industrial gas turbine was analyzed and the major cause of the fault, identified. The latter lies in an excessive pre-twisted angle of the originally designed blade shrouds, a relatively small fillet radius  $R$  at the blade shroud concave and improper assembly procedures. Blade structure design and assembly procedures have been improved based on the analytic calculation results. The blade pre-twisted angle of  $1^\circ$  has been adjusted to  $0.5^\circ$  and the fillet radius  $R$  of the blade shroud concave, increased from 0.8 mm to 2 mm. Moreover, the transition radius  $R$  from the leading edge on the blade pressure surface to the shroud has been increased from 3 mm to 4.5 mm. The subsequent operation has proved the effectiveness of the implemented measures. **Key words:** turbine shrouded moving blades, blade shroud, blade assembly

热电发电机驱动热电热泵联合循环热力学分析 = **Thermodynamic Analysis and Optimization of the Combined Cycle of a Thermoelectric Heat Pump Driven by a Thermoelectric Generator** [刊, 汉] / MENG Fan-kai, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate College, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 32 ~ 36

An innovative model for the combined cycle of a thermoelectric pump driven by a thermoelectric generator was established, and on the basis of non-equilibrium thermodynamic theory, the performance of the whole plant, also analyzed. An analytic formula involving such parameters as the heat supply rate, non-dimensional heat supply rate, as well as the ratio of heat supply coefficient and thermoelectric elements etc. has been derived. Studied was the optimal working current and thermoelectric element distribution corresponding to the maximal heat supply rate and coefficient of the plant. Analyzed was the influence of the high temperature heat-source temperature of the generator and heat-pump heat-supply space temperature etc. on the heat supply rate, heat supply coefficient and the optimal working current and thermoelectric element distribution of the plant. Furthermore, the curve showing the relationship of the heat supply coefficient and non-dimensional heat supply rate at different temperatures of the generator heat source was also given. **Key words:** combined thermoelectric plant, thermoelectric generator, thermoelectric heat pump, non-equilibrium thermodynamics

一种新型的无级调速装置的开发和研究 = **Development and Study of a New Type of Stepless Speed Control Device** [刊, 汉] / YUAN Bin, CHEN Ning, XU Jun-min (College of Mechanical and Automobile Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou, China, Post Code: 310023), QIU Min-xiu (National Key Laboratory on Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 37 ~ 40

The basic working principle of a hydro-viscous drive (HVD) was described, and the overall structure of the HVD along with its hydraulic system, designed. A prototype sample machine was manufactured, which underwent an experimental study. On the basis of the test results, an exploratory study was performed of several key technical issues demanding special attention during the design of the HVD. The study shows that the 400 kW HVD developed on the basis of the design