



# 再热 Brayton 循环效率特性分析

王俊华, 陈林根, 孙丰瑞

(海军工程大学 船舶与动力学院, 湖北 武汉 430033)

**摘要:** 在燃气轮机循环中工质温度变化范围大, 其比热是变化的。利用数值分析方法研究了工质变比热情况下再热 Brayton 循环的效率特性, 发现存在最佳循环总效率和对应的最优压比, 讨论了循环温比、压气机和透平效率对循环最优压比和循环总效率最佳值的影响, 比较了压气机效率和透平效率的影响程度, 并指出了已有文献的错误。所得的分析结果对燃气轮机的优化设计和运行参数选择具有一定的指导作用。

**关键词:** 再热 Brayton 循环; 效率特性; 功率特性; 数值分析

中图分类号: TK12

文献标识码: A

符号说明

- $a$ ——中间变量,  $\gamma_T \eta_C \eta_T$
- $c_p$ ——定压比热容/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- $\dot{m}$ ——质量流量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $n$ ——中间变量,  $\gamma_C (\gamma_T - 1) / [2\gamma_T (\gamma_C - 1)]$
- $p$ ——压力, Pa
- $Q$ ——热量, kJ
- $R$ ——气体常数/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- $T$ ——温度, K
- $w$ ——压缩功或膨胀功/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- $x$ ——中间变量,  $\pi^{\gamma_T}$
- $\gamma$ ——中间变量,  $(\kappa - 1) / \kappa$
- $\eta$ ——效率
- $\kappa$ ——比热容比
- $\pi$ ——压比
- $\tau$ ——温比
- 下标
- C——压气机, 空气
- in——输入值
- max——最大值
- min——最小值
- opt——最佳值
- out——输出值
- s——等熵过程
- T——透平, 燃气

$T_1$ ——一级透平

$T_2$ ——二级透平

1, 2, 3, 4, 5, 6——各状态点

## 引言

对燃气轮机循环(其循环模式为 Brayton 循环)的研究是近几年学术研究的热点之一。应用经典热力学理论研究 Brayton 循环, 其代表性成果可见于佐藤豪、陈大燮和 Horlock 等人的著作<sup>[1-3]</sup>。自有限时间热力学诞生以来<sup>[4-9]</sup>, 应用有限时间热力学研究 Brayton 循环取得了极大的进展。就循环模型而言, 研究范围已经包括了闭式与开式、内可逆与不可逆、简单、回热、中冷、再热及它们的组合形式的 Brayton 循环, 以及使用等温加热修正的 Brayton 循环、正反向 Brayton 联合循环和基于 Brayton 循环的热电联产循环等。就优化目标而言, 研究范围包括功率、效率、比功率、功率密度、生态学函数、生态学性能系数、烟经济性和烟密度等等, 代表性的研究成果参见文献 [7, 10~15]。

在以往的研究中, 大部分作者都使用了空气/燃气的比热容不变的假设。但是, 实际上空气/燃气的比热容是温度的函数, 在温度剧烈变化的场合尤其不能忽略比热容的变化。在 Brayton 循环中, 空气/燃气的温度变化极大, 在许多燃气轮机中, 温度差高达 1 000 °C, 甚至更多。在这种情况下, 再使用比热容不变的假设是不合适的。Woods 考虑到空气和燃气比热容的区别<sup>[16]</sup>, 分析了基于调和平均绝热指数的闭式 Brayton 循环, 得到了输出功率以及对应于最大输出功率的最优压比解析解。Chandra 等人在 Woods 工作的基础上, 讨论了基于调和平均绝热指数的再热 Brayton 循环和中冷再热 Brayton 循环的功率特性<sup>[17-18]</sup>, 研究了循环参数对最优输出功率及对

收稿日期: 2010-03-04; 修订日期: 2010-12-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10905093); 教育部新世纪优秀人才支持计划基金资助项目(NCET-04-1006); 全国优秀博士学位论文作者专项基金资助项目(200136)

作者简介: 王俊华(1971-), 男, 湖北荆州人, 海军工程大学博士研究生, 现工作在酒泉卫星发射中心工程师。

应的最优压比的影响。本研究在文献 [17] 的基础上, 进一步研究再热 Brayton 循环的效率特性, 讨论各循环参数对最佳循环总效率及对应的最优压比的影响, 并对分别以循环总效率和输出功率为优化目标时的热力学参数进行对比。

### 1 循环模型

再热燃气轮机循环  $T-s$  图如图 1 所示。其中, 1-2 为压气机压缩过程(1-2  $s$  为相应的等熵过程), 2-3 为等压加热过程, 3-4 为工质在第一级透平中的膨胀过程(3-4  $s$  为相应的等熵过程), 4-5 为等压再热过程, 5-6 为工质在第二级透平中的膨胀过程(5-6  $s$  为相应的等熵过程), 6-1 为放热过程。其中,  $p_i, T_i (i = 1, 2, 3, 4, 5, 6)$  为各状态的工质绝对压力与绝对温度。

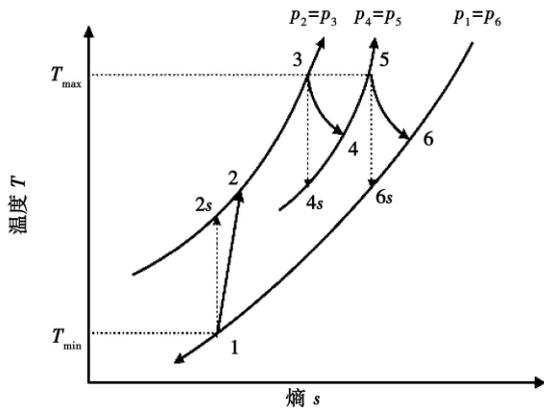


图 1 循环  $T-s$  图

Fig. 1  $T-s$  chart of the cycle

### 2 循环效率解析式

假定工质为理想气体, 其中空气的比热容为  $c_{pC}$ , 比热容比为  $\kappa_C$ ; 燃气的比热容为  $c_{pT}$ , 比热容比为  $\kappa_T$ ; 工质质量流量为  $\dot{m}$ 。为便于与文献 [17] 比较, 取循环中  $p_1 = p_6, p_2 = p_3, p_4 = p_5 = \sqrt{p_1 p_2}, T_1 = T_{min}, T_3 = T_5 = T_{max}$ 。

1-2 过程中压气机压缩耗功  $w_C$  为:

$$w_C = \dot{m} c_{pC} \frac{T_{min}}{\eta_C} (\pi^{\gamma_C} - 1) \quad (1)$$

式中:  $\pi = p_2/p_1, \gamma_C = (\kappa_C - 1) / \kappa_C$ 。

工质在第一级透平中所做的膨胀功  $w_{T1}$  为:

$$w_{T1} = \dot{m} c_{pT} \eta_{T1} T_{max} \left[ 1 - \frac{1}{(p_3/p_4)^{\gamma_T}} \right] \quad (2)$$

式中:  $\gamma_T = (\kappa_T - 1) / \kappa_T$ 。

由于  $p_3 = p_2, p_4 = p_1 p_2$ , 式(2)可简化为:

$$w_{T1} = \dot{m} c_{pT} \eta_{T1} T_{max} (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) \quad (3)$$

工质在第二级透平中所做的膨胀功  $w_{T2}$  为:

$$w_{T2} = \dot{m} c_{pT} \eta_{T2} T_{max} \left[ 1 - \frac{1}{(p_5/p_6)^{\gamma_T}} \right] \quad (4)$$

由于  $p_6 = p_1, p_5 = p_4$ , 于是式(4)可简化为:

$$w_{T2} = \dot{m} c_{pT} \eta_{T2} T_{max} (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) \quad (5)$$

假定两级透平效率相同, 即  $\eta_{T1} = \eta_{T2} = \eta_T$ , 于是整个燃气轮机装置的膨胀功  $w_T$  为:

$$w_T = w_{T1} + w_{T2} = 2\dot{m} c_{pT} \eta_T T_{max} (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) \quad (6)$$

循环的净输出功率  $w_{out}$  为两级透平的膨胀功之和减去压气机耗功, 其值为:

$$w_{out} = w_T - w_C = 2\dot{m} c_{pT} \eta_T T_{max} (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) - \dot{m} c_{pC} \frac{T_{min}}{\eta_C} (\pi^{\gamma_C} - 1) \quad (7)$$

压气机等熵效率定义为  $\eta_c = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1)$ , 于是有:

$$T_2 = [T_{2s} - (1 - \eta_c) T_1] / \eta_c \quad (8)$$

又因为  $T_{2s}/T_1 = (p_2/p_1)^{\gamma_C}$ , 代入式(8), 得:

$$T_2 = [\pi^{\gamma_C} - (1 - \eta_c)] T_{min} / \eta_c \quad (9)$$

透平等熵效率定义为  $\eta_T = (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{4s})$ , 于是有:

$$T_4 = (1 - \eta_T) T_3 + \eta_T T_{4s} \quad (10)$$

又因为,  $T_3/T_{4s} = (p_2/p_4)^{\gamma_T} = \pi^{1/2\gamma_T}$ , 代入式(10), 得:

$$T_4 = (1 - \eta_T + \eta_T \pi^{-1/2\gamma_T}) T_{max} \quad (11)$$

循环总的吸热量为:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \dot{m} c_{pC} (T_3 - T_2) + \dot{m} c_{pT} (T_5 - T_4) \\ &= \dot{m} c_{pC} \left[ T_{max} - \frac{\pi^{\gamma_C - 1} + \eta_C T_{min}}{\eta_C} \right] + \dot{m} c_{pT} \eta_T (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) T_{max} \end{aligned} \quad (12)$$

定义整个装置的(热力学第一定律)总效率为:

$$\eta = w_{out} / Q_{in} \quad (13)$$

将式(7)和式(12)代入式(13), 并引入  $c_{pT} = \kappa_T R / (\kappa_T - 1) = \gamma_T R$  以及  $c_{pC} = \kappa_C R / (\kappa_C - 1) = \gamma_C R$  ( $R$  为气体常数), 可得:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{2\gamma_T \eta_T \eta_C (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) \tau - \gamma_C (\pi^{\gamma_C} - 1)}{\gamma_C (\eta_C \tau - \pi^{\gamma_C} - 1 + \eta_C) + \gamma_T \eta_C \eta_T (1 - \pi^{-1/2\gamma_T}) \tau} \\ &= \frac{2a\tau(1 - x^{-n}) - \gamma_C(x - 1)}{\gamma_C(\eta_C \tau - x - 1 + \eta_C) + a\tau(1 - x^{-n})} \end{aligned} \quad (14)$$

其中,  $a = \gamma_T \eta_C \eta_T$ ,  $x = \pi^{y_C}$ ,  $n = \gamma_C (\gamma_T - 1) / [2\gamma_T (\gamma_C - 1)]$ ,  $\tau = T_{\max} / T_{\min}$ 。

从理论上讲, 对式(14)的两侧对  $x$  取导数并令其为零, 即可求得循环的最优压比  $\pi_{opt}$ 。但这一方程无解析解, 只能通过数值计算求得其数值解。

### 3 循环效率特性分析及与功率特性的比较

#### 3.1 循环温比对最优压比的影响

图 2 显示了当  $\eta_C = \eta_T = 0.9$ ,  $\kappa_C = 1.4$  和  $\kappa_T = 1.33$  时分别以循环总效率和净输出功率为优化目标时最优压比  $\pi_{opt}$  与循环温比  $\tau$  的关系。由图中可以看出, 两条曲线都单调递增, 且以循环总效率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  总是比以净输出功率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  要大, 两者的差别随  $\tau$  的增大而增大。

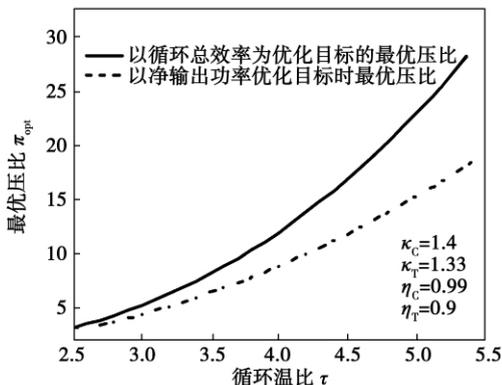


图 2 温比与最优压比的关系

Fig. 2 Relationship between the temperature ratio and the optimal pressure ratio

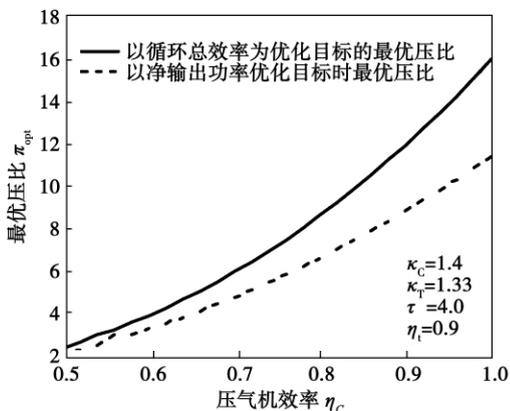


图 3 压气机效率与最优压比的关系

Fig. 3 Relationship between the compressor efficiency and the optimal pressure ratio

#### 3.2 压气机效率对最优压比的影响

图 3 显示了当  $\tau = 4$ ,  $\eta_T = 0.9$ ,  $\kappa_C = 1.4$  和  $\kappa_T = 1.33$  时分别以循环总效率和净输出功率为优化目标时压气机效率  $\eta_C$  对  $\pi_{opt}$  的影响。由图中可以看出, 两条曲线都单调递增, 且以装置总效率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  总是比以净输出功率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  要大, 两者的差别随  $\eta_C$  的增大而增大。

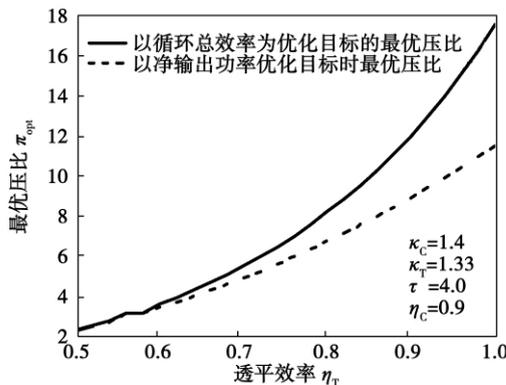


图 4 透平效率与最优压比的关系

Fig. 4 Relationship between the turbine efficiency and the optimal pressure ratio

#### 3.3 透平效率对最优压比的影响

图 4 显示了当  $\tau = 4$ ,  $\eta_C = 0.9$ ,  $\kappa_C = 1.4$  和  $\kappa_T = 1.33$  时分别以循环总效率和净输出功率为优化目标时压气机效率  $\eta_T$  对  $\pi_{opt}$  的影响。由图中可以看出, 两条曲线都单调递增, 且以循环总效率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  总是比以净输出功率为优化目标时的  $\pi_{opt}$  要大, 两者的差别随  $\eta_T$  的增大而增大。

分析文献 [17] 中以净输出功率为优化目标的最优压比公式可以发现,  $\eta_C$  和  $\eta_T$  在公式中是对称的, 也就是说,  $\eta_C$  和  $\eta_T$  对最优压比的影响应该是相同的, 但文献 [17] 中却得出了两条不平行的曲线。而当以循环总效率为优化目标时,  $\eta_C$  和  $\eta_T$  在公式中是不对称的, 因而它们对循环总效率的影响不完全相同。由图 5 可以看出, 在  $\eta_C$  和  $\eta_T$  都较小的情况下,  $\eta_C$  对  $\pi_{opt}$  的影响比  $\eta_T$  要大, 而当  $\eta_C$  和  $\eta_T$  都较大时正好相反。

另外, 无论是以循环总效率还是以净输出功率为优化目标, 当  $\eta_C$  和  $\eta_T$  太小时,  $\pi_{opt}$  都会趋于无穷大, 而循环的净输出功率趋近于零甚至可能为负值, 循环总效率却较高, 这一点很容易从物理意义上予以解释。当  $\eta_C$  太小时,  $T-s$  图中的 2 点趋近于 3 点, 这意味着压气机压缩耗功极大而透平的膨胀功

不变,从而净输出功率为趋近于零甚至可能为负值。但此时,由于2点趋近于3点,循环中吸热减小(仅在再热过程中吸热),循环总效率反而有可能增大。当 $\eta_T$ 太小时的分析与此类似,数值计算的结果也能证明这一点。因此,文献[17]中的图4是不正确的。

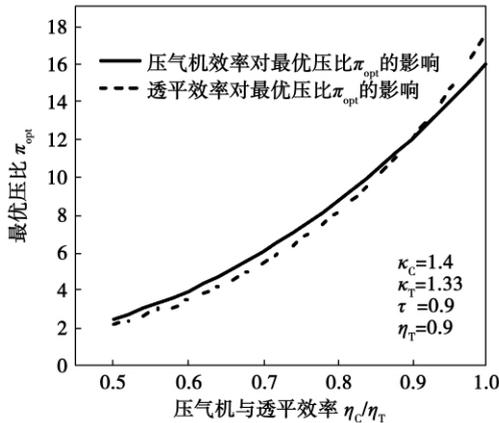


图5 压气机与透平效率对最优压比的影响比较  
Fig. 5 Comparison of the influence of the compressor efficiency with that of the turbine on the optimal pressure ratio

### 3.4 温比、压气机和透平效率对循环总效率最佳值的影响

图6和图7分别显示了 $\tau$ 、 $\eta_c$ 和 $\eta_T$ 对循环总效率最佳值 $\eta_{opt}$ 的影响。从图中可以看出, $\eta_{opt}$ 随 $\tau$ 、 $\eta_c$ 和 $\eta_T$ 单调递增,且在压气机、透平效率较低时, $\eta_c$ 对 $\eta_{opt}$ 的影响更显著,而当压气机、透平的效率都较高时, $\eta_T$ 对 $\eta_{opt}$ 的影响更大些。

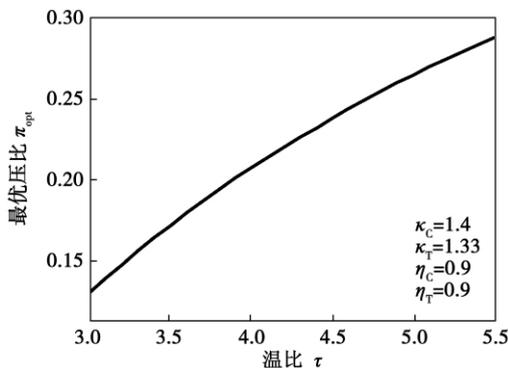


图6 温比对循环总效率最佳值的影响  
Fig. 6 Influence of the temperature ratio on the optimal total efficiency of the cycle

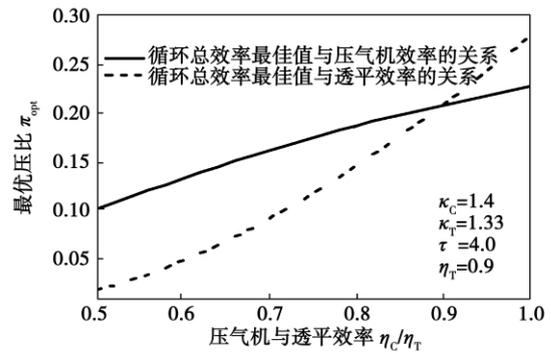


图7 压气机与透平效率对循环总效率最佳值的影响  
Fig. 7 Influence of the compressor and turbine efficiency on the optimal total efficiency of the cycle

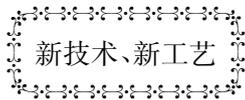
## 4 结论

研究表明,再热 Brayton 循环中存在一个最优的循环压比使得循环总效率取得最佳值,最优压比和总效率最佳值都与温比、压气机效率和透平效率成单调的正相关关系。以净输出功率为优化目标时压气机效率和透平效率对最优压比和最佳净输出功率的影响相同(文献[17]在此问题上有错误,本研究已分析指出),而本研究表明,如果以循环总效率为优化目标,则在压气机效率和透平效率都较低时(两者效率小于0.9时),压气机效率的影响程度大于透平效率的影响程度,而当压气机和透平效率都较高时(两者效率高于0.9时),情况正好相反。这就意味着如果想设计一台具有较高效率的再热燃气轮机,必须选择合适的压比,并在各种条件许可的范围内,尽量提高温比和压气机、透平效率。本研究所得结果对燃气轮机的优化设计与运行参数选择有一定的指导意义。

### 参考文献:

- [1] 佐藤豪. 燃气轮机循环理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.  
ZUO Teng-hao. Theory of gas turbine cycles [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1993.
- [2] 陈大燮. 动力循环分析 [M]. 上海: 上海科学出版社, 1983.  
CHEN Da-xie. Power cycle analysis [M]. Shanghai: Shanghai Science Press, 1983.
- [3] HORLOCK J H. Advanced gas turbine cycles [M]. Cambridge: Elsevier Science, 2003.
- [4] CURZON F L, AHLBORN B. Efficiency of a carnot engine at maximum power output [J]. Am J Phys, 1975, 43(1): 22-24.

- [5] ANDRESEN B. Finite-time thermodynamics [M]. Physics Laboratory II, University of Copenhagen, 1983.
- [6] SIENIUTYCA S, SALAMON P. Advances in thermodynamics, volume 4: Finite Time Thermodynamics and Thermoconomics [M]. New York: Taylor & Francis, 1990.
- [7] CHEN L, SUN F. Advances in finite time thermodynamics: analysis and optimization [M]. New York: Nova Science Publishers, 2004.
- [8] 陈林根. 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.  
CHEN Lin-gen. Finite time thermodynamic analysis of irreversible processes and cycles [M]. Beijing: Higher Education Press, 2005.
- [9] SIENIUTYCZ S, JEZOWSKI J. Energy optimization in process system [M]. Oxford: Elsevier, 2009.
- [10] WANG W, CHEN L, SUN F. Efficiency optimization of an irreversible closed intercooled regenerated gas-turbine cycle [J]. Proc IMechE Part A: J Power Energy 2006, 220(A6): 551 - 558.
- [11] CHEN L, WANG J, SUN F. Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle [J]. Mathematical and Computer Modelling, 2008, 48(3/4): 527 - 540.
- [12] UST Y, SAFA A, SAHIN B. Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative Brayton heat-engine [J]. Appl Energy, 2005, 80(3): 247 - 260.
- [13] UST Y, SOGUT O S, SAHIN B, et al. Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for an irreversible Brayton heat engine with variable-temperature thermal reservoirs [J]. J Energy Institute, 2006, 79(1): 47 - 52.
- [14] 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.
- [15] UST Y, SAHIN B, KODAL A. Performance optimisation of irreversible cogeneration systems based on a new exergetic performance criterion: exergy density [J]. J Energy Institute, 2009, 82(1): 48 - 52.
- [16] WOODS W A. On the role of the harmonic mean isentropic exponent in the analysis of the closed-cycle gas turbine [J]. Proc IMechE., Part A: J Power Energy, 1991, 205(A4): 287 - 291.
- [17] CHANDRA H, TRIPATHI A, KAUSHIK S C. Parametric study of a closed cycle reheat gas turbine power plant based on the harmonic mean isentropic exponent [J]. Int J Ambient Energy, 2009, 30(2): 83 - 94.
- [18] CHANDRA H, ARORA A, KAUSHIK S C, et al. Thermodynamic analysis and parametric study of a closed cycle gas turbine with intercooler and reheater on the basis of a new isentropic exponent [J]. Int J Sustainable Energy, 2011, 30(2): 82 - 97.



## 功率分配齿轮装置

Voith Turbo BHS 公司推出了新型功率分配齿轮装置。新齿轮采用功率分割原理,适用于高功率和高速用途。该功率分配齿轮装置的速比在 1.1 到 10 之间,最佳速比在 2 到 5。最高传输功率达 170 MW,最高转速达 80 000 r/min。这种功率分割齿轮装置是并联轴和行星齿轮箱的替代解决方案,特别是在其技术可行性范围以外的用途上。当传统并联轴齿轮装置达到 100 m/s 和 3.5 MPa 负荷的轴承范围时,Voith Turbo BHS 公司主张采用这种齿轮装置,这些数值将低于同种用途。由于更小的转动齿轮装置,节线速度范围在 190 m/s,功率分配齿轮装置可以防止达到该极限。该装置可以传输更大功率和速度,保证更高的运行安全性。这种设计的另一个优点是齿轮的同轴布置需要空间更小,撬体更小,投资成本更低。该装置维护方便,外壳中分,便于进入和检查。由于采用优化的高正齿齿轮,噪音受到控制,很少需要隔噪。

摘译自柴油机和燃气轮机世界 2011 年 9 月刊

of a gas-engine-driven heat pump system and the tactics for controlling the superheating degree of the evaporator when the set value of the superheating degree is being changed. The gain dispatchment control tactics were used to realize a control of the superheating degree of the evaporator. The test results show that when the rotating speed of the gas engine is being changed, the control of the superheating degree is relatively precise with its fluctuation varying in a range of  $\pm 0.5$  °C. When the set value of the superheating degree is being changed, the maximal overshoot of the superheating degree is less than 2 °C and the superheating degree response is quick. The system displays very good dynamic response characteristics with its time for attaining a steady state being not longer than 200 s. **Key words:** gas-engine-driven heat pump, superheating degree, electronic expansion valve, gain dispatchment control

再热 Brayton 循环效率特性分析 = **Analysis of the Efficiency Characteristics of the Brayton Reheat Cycle** [刊,汉] WANG Jun-hua, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui ( Postgraduate School, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6) . - 660 ~ 664

In a gas turbine cycle, the working medium temperature varies in a wide range and its specific heat also changes. By utilizing a numerical analytic method, studied were the efficiency characteristics of the Brayton reheat cycle under the condition of the specific heat of the working medium being changed. It has been found that there exist an optimum total efficiency of the device and its corresponding optimum pressure ratio. The influence of the temperature ratio of the cycle and the efficiency of the compressor and turbine on the optimal pressure ratio of the cycle and the optimal total efficiency of the device was also investigated. On this basis, the influencing extents on the efficiency of the compressor and turbine were compared and the mistakes existing in the currently available literatures were pointed out. The foregoing can offer certain guide for optimized design and selection of operating parameters of a gas turbine. **Key words:** Brayton reheat cycle, efficiency characteristics, power characteristics, numerical analysis

Ni 基和 Co 基金属载氧体的持续循环能力研究 = **Study of the Sustainable Circulating Capacity of Ni-base and Co-base Metallic Oxygen-carriers** [刊,汉] CHEN Lei, JIN Jing, DUAN Hui-wei, et al( College of Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6) . - 665 ~ 668

Chemical chain combustion represents a relatively novel carbon dioxide separation technology, among which the sustainable circulating reaction capacity of the metallic oxygen carriers directly affects the actual application and popularization of the technology in question. With Ni-base and Co-base metallic oxygen carriers serving as objects of study, by using a TGA ( thermogravimetric analyzer) , SEM ( scanning electron microscope) and XRD ( X-ray diffractometer) etc. analytic tools, the sustainable circulating capacities of both metallic oxygen carriers were compared and studied. The research results show that the reaction rate and the sustainable circulating capacities of the oxygen carriers increase by a large margin after added with an inert carrier and the Ni-base oxygen carrier exhibits