

# 回热器对 HAT 循环影响的分析

邱 超, 宋华芬

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030)

**摘 要:** 目前对 HAT 循环中回热器的理论分析大多采用传热温差法和表征回热器特性的回热度分析的方法。针对这两种不同的分析方法分别进行了计算, 比较分析了它们对 HAT 循环的影响, 结果表明, 传热温差法更加适合于对 HAT 循环进行理论分析, 但应当注意传热温差的选取。而回热度法更多应用于回热器的设计。

**关 键 词:** HAT 循环; 回热器; 回热度; 传热温差  
中图分类号: TK122 文献标识码: A

## 1 HAT 循环的介绍

湿空气透平(HAT)循环具有高效率、高比功、低污染、低成本及良好的变工况性能等优点, 受到了国际能源动力工程界的重视, 已成为新型热力循环的重要研究发展方向之一。图 1 为典型的 HAT 循环流程图。

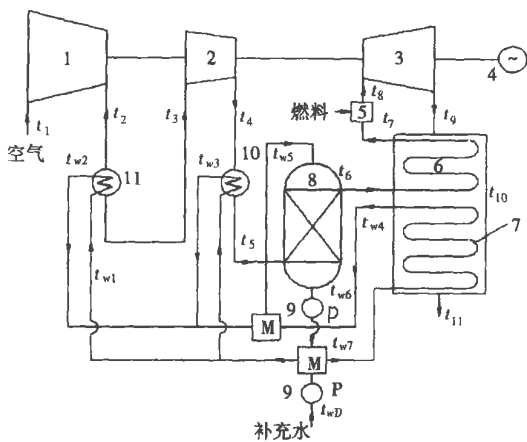


图 1 典型的 HAT 循环流程图

回热器是提高 HAT 循环发电效率的关键设备之一, 其功能是将燃气轮机尾气的余热回收, 用来加热燃烧室入口处的高压湿空气, 从而提高热力循环效率。

## 2 回热器在 HAT 循环中的应用分析

目前对 HAT 循环中回热器的理论分析大多采用传热温差法和表征回热器特性的回热度的方法。下面将分别对这两种方法予以介绍。

### 2.1 传热温差法

传热温差法是指根据气体和水分的不同物理性质, 通过给定换热器的传热温差方法来简化运算。在 HAT 循环中一般是通过给定回热器的传热温差  $\Delta T$ , 即图 1 中的  $(t_9 - t_7)$ , 也就是动力涡轮出口处的燃气温度与即将进入燃烧室的湿空气温度之差, 来对循环进行分析。在不同的文献中给出了不同的传热温差: 如文献[1]中给定回热器中的气-气表面换热节点温差为  $15^\circ\text{C}$ ; 在文献[2]中, 给定回热器中气-气换热器最小温差  $25^\circ\text{C}$ ; 文献[5]中给定回热器端部的最小温差是  $20^\circ\text{C}$ 。

### 2.2 回热度法

回热度  $\sigma$  是指空气在回热器中实际吸收的热量与理想状态下燃气在回热器中可能释放给空气的最大热量之比:

$$\sigma = \frac{c_{p,a}(t_7 - t_6)}{c_{p,g}(t_9 - t_6)} \quad (1)$$

由于回热器中气流速度很低, 总温与静温十分接近, 又假设  $c_{p,a} = c_{p,g}$ , 式(1)可以改写为:

$$\sigma = \frac{(t_7 - t_6)}{(t_9 - t_6)} \quad (2)$$

本文采用以上两种方法分别对 HAT 循环进行了计算。计算的初始条件如下:

- (1) 进口空气为标准状态, 即大气温度 288 K, 大气压力 101.325 kPa;
- (2) 压气机的等熵效率为 0.88, 湿空气透平的等熵效率都为 0.9, 燃烧室效率为 0.98, 机械效率都取为 0.99;
- (3) 低压压气机进出口

收稿日期: 2005-03-31; 修订日期: 2005-07-29

作者简介: 邱超(1979-)男, 湖北随州人, 上海交通大学博士研究生。

流量比为 0.98, 高压压气机进出口流量比为 0.96, 高压涡轮进出口流量比为 1.034, 中压涡轮进出口流量比为 1.005; (4) 中冷器、后冷器、饱和器和中低压涡轮间连接管道的压力损失均为 0.02, 回热器和燃烧室的总压损失系数均为 0.03, 进气管压力损失为 0.06, 排气管压力损失为 0.06; (5) 高压涡轮进口处最高温度为 1 200 °C; (6) 补充水的温度为 288 K。

其中采用传热温差法时, 分别计算了传热温差即  $\Delta T = (t_9 - t_7) = 15$  °C、20 °C 和 25 °C 三种情况; 采用回热度法时, 分别计算了回热度  $\sigma = 0.80$ 、0.85 和 0.90 三种情况。

计算结果分别如图 2 和图 3 所示。

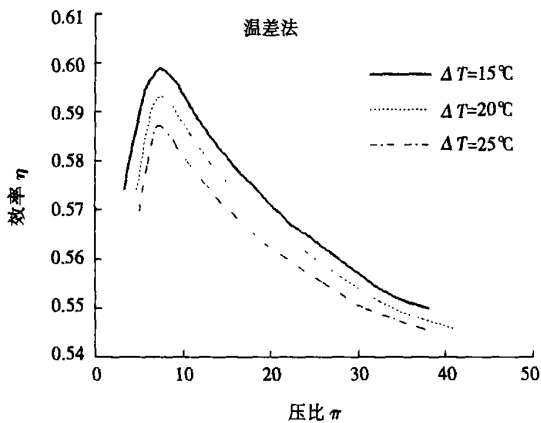


图 2 传热温差、压比和效率的关系曲线

从图 2 中可以看出, 采用传热温差法计算时, HAT 循环的效率随压比的变化比较平缓, 对应于不同的传热温差, 效率都在压比为 7 左右达到最大值, 也即  $\pi_{\eta_{\max}} \approx 7$ , 并且在传热温差为 15 °C 时, 对循环的流程进行优化之后, 效率有望突破 60%, 这点与文献 [1~2] 中 HAT 循环在较低压比下可以得到较高效率的结论相符。同时还可以看出, 循环的效率随传热温差的增大而减小, 当传热温差从 15 °C 升高到 25 °C, 循环的效率从 59.86% 降到 58.69%。这主要是因为传热温差越低, 回热器中尾气的热量利用率越高。

从图 3 中可以看出, 采用回热度的方法进行计算时, 在压比不变的情况下, 随着回热度的提高, 循环效率得到了显著提高。同时, 回热度越高, 达到效率最优值所需的压比却逐渐减小, 也就是说, HAT 循环的效率随着压比的变化存在着极大值。例如  $\sigma = 0.80$  时, 得到  $\eta_{\max} = 51.72\%$  的最佳理想压比为  $\pi_{\eta_{\max}} = 33$ ;  $\sigma = 0.85$  时, 得到  $\eta_{\max} = 52.98\%$  的最佳理

想压比为  $\pi_{\eta_{\max}} = 23$ ;  $\sigma = 0.90$  时, 得到  $\eta_{\max} = 54.53\%$  的最佳理想压比为  $\pi_{\eta_{\max}} = 18$ 。这与文献 [4] 中结论相符。

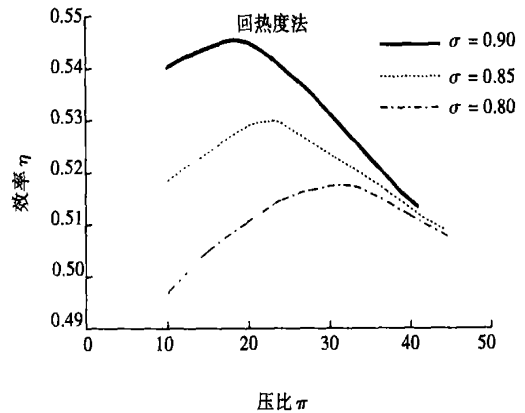


图 3 回热度、压比和效率关系曲线

根据文献 [1~2, 5] 中设计点的参数值, 要使循环的效率达到最大值, 在传热温差  $\Delta T$  为 15 °C、20 °C 和 25 °C 时, 经过计算, 回热器工作的回热度  $\sigma$  分别为 0.961 4、0.94 和 0.962 5。它们都要大于采用回热度方法计算时的回热度。同时采用回热度法分析时, 从计算结果中也可以得到在回热度分别为 0.80、0.85、和 0.90 时, 在最高效率对应的最佳压比处, 传热温差  $\Delta T$  分别为 64 °C、58 °C 和 45 °C。

根据上面的分析可以得出, 采用传热温差法进行计算时, 回热度一直在变化着, 并且工况变化时, 回热度变化比较大, 这一点与实际工作情况相似。采用传热温差法得到的最大循环效率要明显的高于回热度法得到的最高效率, 且对应最高效率处, 回热器工作的回热度比较高; 当 HAT 循环的效率达到最大值时, 传热温差法得到的最佳压比要远小于回热度法对应的最佳压比。

由此可以得出, 在其它条件不变的情况下, 仅仅对循环中回热器部分采用不同的理论计算方法, 得到的结果还是相差比较大的。但传热温差的理论分析方法与实际回热器的工作情况较为接近, 因此应用 HAT 循环的理论分析比较合适。

### 3 HAT 循环中回热器的研究

从上面的分析中可以得出, 传热温差的减小和回热度的提高无疑对提高效率是有利的, 但是我们也应注意回热器的换热面积和重量尺寸, 注意合理

选取传热温差的大小。

设单位时间内空气在回热器中吸收的热量:

$$Q = q_m \cdot c_p \cdot (t_7 - t_6) \quad (3)$$

式中:  $q_m$ —流量, kg/h。

从传热学知, 回热器在单位时间内的传热量:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t \quad (4)$$

式中:  $K$ —传质系数,  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ ;  $A$ —换热面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta t$ —对数平均温差,  $\text{K}$ 。

在逆流式回热器中, 传热面两侧的平均温差可近似地认为:

$$\Delta t \approx t_9 - t_7 \quad (5)$$

于是:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t \approx K \cdot A \cdot (t_9 - t_7) \quad (6)$$

把式(2)、式(3)和式(6)三式联解, 得:

$$\frac{A}{q_m} \approx \frac{c_p (t_7 - t_6)}{K \cdot (t_9 - t_7)} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{\sigma (t_9 - t_6)}{t_9 - [t_6 + \sigma (t_9 - t_6)]} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (7)$$

式(7)两边同乘以  $q_m/p_i$ , 并注意它是比功  $W_i$  的倒数, 故得:

$$\frac{A}{p_i} = \frac{c_p}{K} \cdot \frac{1}{W_i} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (8)$$

式中:  $p_i$ —叶轮机械的功率,  $\text{kW}$ 。比功  $W_i$  是不随  $\sigma$  变化的。式(8)表明单位功率的换热面积是如何随回热度  $\sigma$  的变化而剧烈变化的。令  $K = 210 \sim 380 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ ,  $c_p = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,  $W_i = 184 \text{ kJ}/\text{kg}$ ,  $p_i = 7\ 355 \text{ kJ}/\text{s}$ , 代入式(8)中, 得出结果见表 1。

表 1 换热器的换热面积与回热度的关系

$\sigma$	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$A/\text{m}^2$	740	1 151	1 973	4 440	$\infty$

可见,  $\sigma = 0.9$  与  $\sigma = 0.6$  相比, 换热面积几乎增加 5 倍。回热度越高, 换热面积的增加就越大。换热面积的增加不仅会导致回热器的尺寸和重量增加, 而且还将增加气体流经回热器的流动阻力和压力损耗。当回热度增加到某一极限时(即所谓的极限回热度), 回热器的附加压损将导致回热对提高效率方面的效果为零。

所以, 我们在采用传热温差法对 HAT 循环进行分析时, 选取的传热温差也应当考虑到回热器的换热面积和重量尺寸, 以及目前所能达到的水平。传

热温差的选取应当综合各方面因素考虑决定。

## 4 结 论

本文采用两种方法分别对 HAT 循环中的回热器进行理论计算, 结果表明采用传热温差法计算时选用的传热温差越低, 得到的循环效率越高, 回热器也工作在较高的回热度下。此时机组的最高效率都是在较低的压比(一般低于 10)下得到的。当采用回热度算法时, 回热度越高, 循环最高效率越大, 同时最高效率对应的压比也越小。

传热温差法和回热度法这两种理论分析方法都能大致地描述出 HAT 循环的基本情况。比较而言, 传热温差法从单位功率的回热器面积入手分析<sup>[9]</sup>, 分析结果与实际情况更加接近, 比回热度法更适合于 HAT 循环的理论分析; 回热度法从单位工质流量的回热器面积进行分析<sup>[9]</sup>, 在对循环的理论分析过程中保持回热度不变, 这一点与实际工作时的情况有较大差异, 更多的应用于回热器的设计过程。所以, 在对 HAT 循环进行理论分析时, 建议采用传热温差法, 同时也得注意传热温差的合理选取。

## 参 考 文 献:

- [1] 肖云汉, 林汝谋, 蔡睿贤. HAT 循环的系统优化[J]. 工程热物理学报, 1994, 15(2): 133-136.
- [2] 王永青, 殷 刚. 湿空气(HAT)透平循环的系统优化和性能分析[J]. 热能与动力工程, 2000, 15(6): 590-592.
- [3] 肖云汉, 蔡睿贤, 林汝谋. HAT 循环的模块化与热力学评价[J]. 工程热物理学报, 1996, 17(3): 257-260.
- [4] 焦树建, 段志鹏. HAT 循环热力参数的优化选择[J]. 燃气轮机技术, 1995, 8(2): 25-30.
- [5] MACCHI E, CONSONNI S, LOZZA G, *et al.* An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: part A—inter-cooled and steam-injected cycles[J]. ASME, 1995, 117(7): 489-498.
- [6] DAY W H, RAO A D. FT400 HAT with natural gas fuel[A]. Proc of ASME Cogen Turbo Congress[C]. Houston, TX, 1992. 239-245.
- [7] 翁史烈. 燃气轮机与蒸汽轮机[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1995.
- [8] LAZZARETTO A, SEGATO F. Thermodynamic optimization of the HAT cycle plant structure-part I: optimization of the “basic plant configuration”[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(1): 1-7.
- [9] 蔡睿贤. 燃气轮机回热循环新析[J]. 工程热物理学报, 1989, 10(1): 1-6.

the boundary layer concentration gradient and a decrease in boundary layer thickness. However, at the inverse side, an exactly opposite situation will prevail. **Key words:** rotating cylinder, boundary layer, temperature field, concentration field, convective mass exchange

纵流壳程换热器新型抗振折流元件的数值研究 = **Numerical Investigation of an Innovative Vibration-proof Baffle Element for a Heat Exchanger with Longitudinal Flows at the Shell Side** [刊, 汉] / LI Jing, LIU Ming-shan, DONG Qi-wu (Research Center of Thermal Energy Engineering under the Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(6). — 579 ~ 583

Proposed is the construction of an innovative vibration-proof baffle rod element along with a simplified model for the unitary flow duct of this construction. By employing a numerical method the flow and heat transfer condition was simulated in a unitary flow duct supported by a clamp-type baffle rod. The results of the simulation were compared with those of the unitary flow duct of a straight baffle rod from the standpoint of fluid flow configuration, pressure and temperature distribution, etc. It has been found that with the exception of resistance drop the recommended construction has its heat transfer rate and heat transfer factor somewhat improved. **Key words:** heat exchanger, baffle rod, flow field, numerical simulation

回热器对 HAT 循环影响的分析 = **An Analysis of the Influence of a Recuperator on a Humid Air Turbine (HAT) Cycle** [刊, 汉] / QIU Chao, SONG Hua-fen (Institute of Mechanical & Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(6). — 584 ~ 586

Nowadays two methods are generally adopted for the theoretical analysis of recuperators in a HAT cycle, namely, heat-transfer temperature difference method and thermal-ratio analysis method featuring the characteristics of a recuperator. Calculations were conducted using respectively the above-mentioned two methods of analysis and their impact on the HAT cycle was compared and analyzed. It has been found that the heat-transfer temperature difference method is more suited for the theoretical analysis of the HAT cycle. However, due attention should be paid during the selection of the heat-transfer temperature difference. On the other hand, the thermal ratio method has found more applications for the design of recuperators. **Key words:** humid air turbine cycle, recuperator, thermal ratio, heat-transfer temperature difference

波槽管管外珠状凝结换热的实验探讨 = **Experimental Investigation of Tube-Outside Dropwise Condensation Heat Exchange of a Corrugated Tube** [刊, 汉] / HUANG Wei-tang, LIU Feng, ZHAORI Getu (Institute of Power & Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(6). — 587 ~ 590

Under the condition of steam condensation outside a horizontal and vertical tube a comparative experimental investigation was conducted for the heat transfer performance of four kinds of experimental tubes. Within the range of tests for a horizontal tube with a condensation condition slightly higher than one atmospheric pressure the total heat transfer factor of tube BGT is about 1.38 - 1.60 times of that of a bare tube, while the total heat transfer factor of tube BGT-1 is about 2.05 -