

# 纵流壳程换热器新型抗振折流元件的数值研究

李 静, 刘敏珊, 董其伍

(郑州大学 热能工程研究中心, 河南 郑州 450002)

**摘 要:** 提出了一种新型抗振折流杆元件的结构, 并对该结构的单元流道提出了简化模型, 用数值方法模拟了夹持式折流杆支撑的单元流道内的流动和传热状况, 从流体的流动形态、压力分布和温度分布等方面与直折流圆杆单元流道进行了对比。结果表明, 除阻力降外, 该结构的传热量和传热系数均有所改善。

**关 键 词:** 换热器; 折流杆; 流场; 数值模拟

中图分类号: TK172 文献标识码: A

## 1 引 言

自从美国菲利普石油公司开发折流杆换热器以来, 折流杆换热器已经被广泛地应用于石油、化工等领域, 取得了良好的业绩。但是各种型式的换热器为了制造简便, 都基本采用直的折流杆, 接触形式为点接触。高雷诺数下导致折流杆换热器管束诱导振动失效在近年来已经陆续有所报导<sup>[1~4]</sup>。对换热器进行结构分析和改进, 其目的是使这种高效换热器能得到更好的应用, 在提高管壳式换热器的传热系数的基础上, 使这种产品更趋完美。新型抗振折流杆元件——夹持式折流元件用于纵流换热器, 旨在达到流体介质处于较低雷诺数下提高传热效率, 解决在湍流状态下诱导振动引起换热管之间的菱形磨损失效。与传统的折流板支撑换热器相比, 壳程流体由折流板支撑时的横向流变为纵向流, 有效温差大、传热死区小、高雷诺数下传热效率显著提高。与折流圆杆相比, 改变了换热管与折流元件的接触形式, 由原来的“点”接触变为“面”接触, 由“简支”改为“固支”, 从而减小了接触应力, 根本上解决了振动问题。为了说明这种新型结构的实用性和有效性, 本文提出了新型抗振折流元件的结构模型, 从流体的流动形态、传热性能和温度分布等方面与折流圆杆

单元流道进行了对比, 通过数值模拟, 得出了该模型应用于换热器的实用性, 并且对模型中的参数进行相应调整, 使传热效率进一步提高。

## 2 新型抗振折流杆元件的结构分析

折流杆换热器(见图 1)是将传统折流板换热器壳侧流体横向冲刷管束改变为纵向冲刷管束, 很大程度上消除了传热死区, 有效地减小了由于流体的横向掠管引起的管束振动。流速的提高使传热效率也有很大的提高, 在高雷诺数下折流杆换热器的效率尤为明显。但是高雷诺数, 流体流过折流圈和折流杆时的文丘里效应和涡流脱离, 引起流体湍动, 故仍存在流体诱导振动的因素。这就是说在较强烈的激振力作用条件下, 折流杆换热器仍可能发生流体诱导振动破坏。折流杆换热器换热管被折流杆磨损直至磨穿的情况在实际运行中也有发生<sup>[1,3]</sup>。

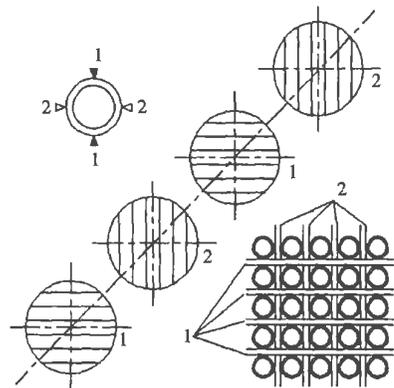


图 1 折流杆支撑的简图

新型抗振折流杆元件(见图 2)对换热管起夹持式支撑作用的同时, 流体流过波浪型折流杆时使文

收稿日期: 2005-04-05; 修订日期: 2005-07-11

基金项目: 河南省杰出人才创新基金资助项目(0221000600)

作者简介: 李 静(1968-), 女, 河南新乡人, 郑州大学博士研究生。

丘里效应和涡流脱离明显增大,提高了流体的湍动,进一步改善壳程传热系数,且没有改变流体流动方向。壳程流体主要是呈轴向流动,与管内流体流动过程基本相同,可以使换热器产生最佳的热力和水力效果。由于新型抗振折流杆元件对换热管起夹持式固定支撑,因而换热管的振动明显缓解,增大的文丘里效应和涡流脱离现象,又使换热器在低雷诺数流动情况下有较好的传热系数。

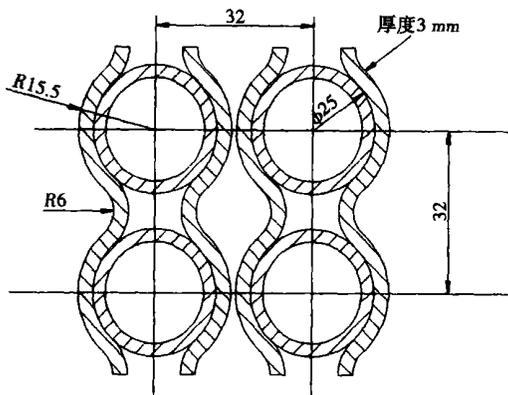


图2 新结构支撑截面图

由于夹持式折流杆的制作有其特殊性,与波形折流杆的成型制造有着工艺上相似<sup>[5]</sup>。在寻求制造厂商就扁条钢带成型和夹持式折流杆换热器组装工艺的技术支持后认定加工这种形式的折流杆不存在技术难点,也不会增大制造成本。本文研发了这种新型的折流杆换热器—夹持式折流杆换热器,在相同条件下对夹持式和直杆式两种折流元件单元流道进行了数值模拟对比。

### 3 两种折流元件单元流道的数值模拟

#### 3.1 模拟方法

对于不可压缩流体流动,重力对流体的影响要比粘性力和惯性力小得多,可以忽略不计。这样,可以得到不可压缩流体的运动方程:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0 \tag{1}$$

不可压缩流体忽略摩擦产生的热量,其能量方程为:

$$u_x \frac{\partial}{\partial x} + u_y \frac{\partial}{\partial y} + u_z \frac{\partial}{\partial z} = \alpha \left[ \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right] \tag{2}$$

式中:  $\alpha$ —导温系数(热扩散系数)。

模拟湍流模型采用标准  $k-\epsilon$  模型,其湍流动能方程  $k$  和扩散方程  $\epsilon$  为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k +$$

$$G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{4}$$

式中:  $G_k$ —由层流速度梯度而产生的湍流动能;  $G_b$ —由浮力产生的湍流动能;  $Y_M$ —在可压缩湍流中过渡的扩散产生的波动;  $C_1, C_2, C_3$ —常数;  $\sigma_k$  和  $\sigma_\epsilon$ — $k$  方程和  $\epsilon$  方程的湍流  $Pr$  数;  $S_k$  和  $S_\epsilon$ —用户定义。湍流速度  $\mu_t$  由下式确定:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{5}$$

式(5)为标准  $k-\epsilon$  模型方程,其方程涉及常数为:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

由于纵流壳程换热器壳程内部结构复杂,现实中换热器的结构尺寸过于庞大,如采用数值模拟方法对整个换热器壳程进行模拟,受计算机软硬件条件的限制,难以得到较为准确可靠的结果。因此,考虑到纵流壳程换热器壳程结构的对称性以及流体在壳程流动过程中的周期性,在实际的模拟中将整个壳程简化为周期性单元流道模型,如图3所示,阴影部分表示单元流道的流通横截面,  $L_b$  为折流圈间距,在图中表示为两根折流杆轴线之间的垂直距离,一个周期性单元流道长度取  $2L_b$ ,折流杆中心位置和流道端面中心位置均关于坐标原点对称。

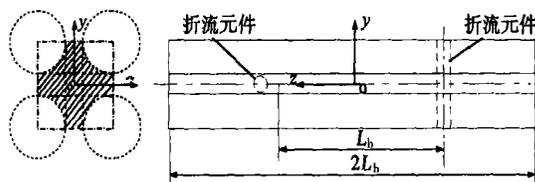


图3 周期性单元流道示意图

对于周期性充分发展流动,如果温度变化有限,物性参数不变时,有周期性的流动特性:

$$u(x, y, z) = u(x, y, z + s) = u(x, y, z + 2s) = \dots \tag{6}$$

$$p(x, y, z) - p(x, y, z + s) = p(x, y, z + s) - p(x, y, z + 2s) = \dots \tag{7}$$

式中:  $u$ —流体的速度矢量( $u, v, w$ ),其中,  $u$  为  $x$  方向的速度,  $v$  为  $y$  方向的速度,  $w$  为  $z$  方向的速度;  $p$ —流体的压力。

充分发展的换热, 取流动方向的坐标为  $z$ , 任一截面  $z$  上任一点流体的无因次温度分布与坐标  $z$  无关, 则充分发展的换热有:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{T_{w,m} - T}{T_{w,m} - T_b} \right) = 0 \quad (8)$$

式中:  $T_{w,m}$ — $z$  截面上的换热管平均壁温;  $T_b$ — $z$  截面流体的平均温度;  $T$ — $z$  截面上任一点  $(x, y)$  的流体温度。

当管壁是恒壁温时, 设壁温为  $T_w$ , 定义无因次温度  $\Theta = \frac{T - T_w}{T_b - T_w}$ , 有:

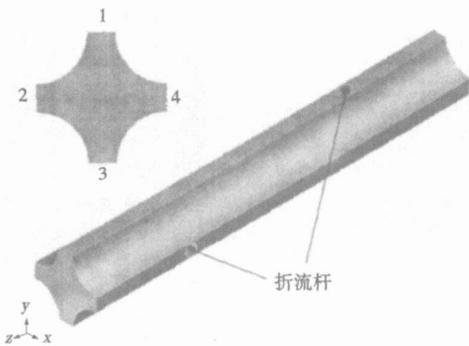


图 4 两种结构周期性单元流道几何

根据模型的几何特征和流道内的流动特征, 为得到准确可靠的模拟结果, 采用分块网格划分方法, 将折流杆区域分离出来使用加密网格, 并在折流杆表面设置边界加密网格, 以更好地反映流体在掠过杆表面时边界层的影响。划分后的网格如图 5 所示, 上方为折流杆流道网格图, 下方为夹持式折流元件流道网格图。

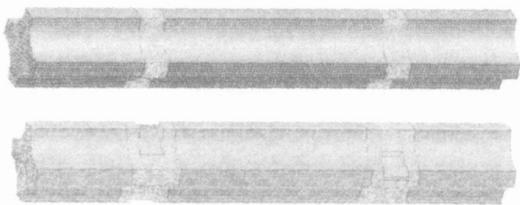


图 5 周期性单元流道模型的网格划分图

将网格导入 FLUENT, 并作如下假设:

- (1) 流道内流体密度、粘度和比热容等不受温度和压力改变的影响;
- (2) 流体为不可压缩、各向同性和连续性介质;
- (3) 流体为牛顿流体;

$$\Theta(z, y, z) = \Theta(x, y, z + s) = \Theta(x, y, z + 2s) = \dots \quad (9)$$

本文采用计算流体动力学(简称 CFD)软件对两种结构的单元流道进行数值模拟<sup>[6-7]</sup>, 两种结构单元流道的模型图如图 4 所示。基本几何参数为, 管子取工程常用的  $25 \times 2.5$  mm, 管间距为 32 mm,  $L_b$  取值 200 mm, 折流杆直径取 6 mm, 夹持板厚度为 3 mm, 宽 10 mm, 面 1、2、3、4 设置为对称面, 流道的两个端面设置为周期性端面, 流体沿  $z$  轴正向先后经过互相垂直的两组折流元件。

(4) 所取单元流道在径向上与相邻单元流道无相互交叉影响;

(5) 所取周期性单元流道内流体流动为周期性充分发展的, 不受壳程进出口的影响;

(6) 流体通过单元流道后无质量增量, 流道内无其它源项;

(7) 不考虑重力。

检查节点数和网格质量后, 在 FLUENT 中选用离散求解器和标准  $k-\epsilon$  模型, 打开能量方程, 并在边界条件中作如下设置: 设置介质, 将管壁温度设置为 400 K(相当于管程通过蒸汽冷凝加热), 将介质的入口温度设置为 300 K, 操作条件为标准大气压, 边界条件中壁面为标准无滑移壁面, 周期性条件中设置单元流道内的流量, 压力速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 动量和能量方程中的对流项离散采用二阶迎风格式。

### 3.2 模拟结果与分析

应用数值模拟计算, 可以通过仿真的方式获得换热器内部的流动和传热状况, 可以知道流体在换热器壳侧内任意点流动速度的大小、方向, 同时也可

以知道在换热器内部流体的温度和压力分布、给热系数的分布状况，并可以通过等值线图、矢量图等图形方式直观地显示出来。下面对上述模型在相同工况下换热器壳侧的流动和传热参数变化进行模拟分析，并从几个方面说明夹持式折流杆换热器结构的合理性。

(1)观察图 6 和图 7, 可知夹持式折流杆云图的高速流体主要集中在流道壁面附近, 对壁面的边界层影响较大, 相邻两孔板间存在的旋涡有利于流道内流体的混合和对流换热。

(2)图 7 所示流道内的流场受夹持式折流元件的影响很大, 流体流过这一区域, 流速急剧变化, 流体流过此处时流通面积急剧减小, 然后又突然扩大, 文丘里效应较大, 必然造成压力降的增加。因此, 间距不宜太小, 否则压力损失太大。

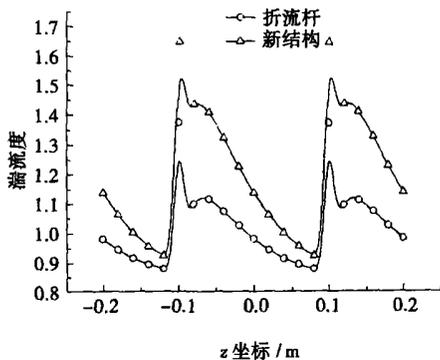
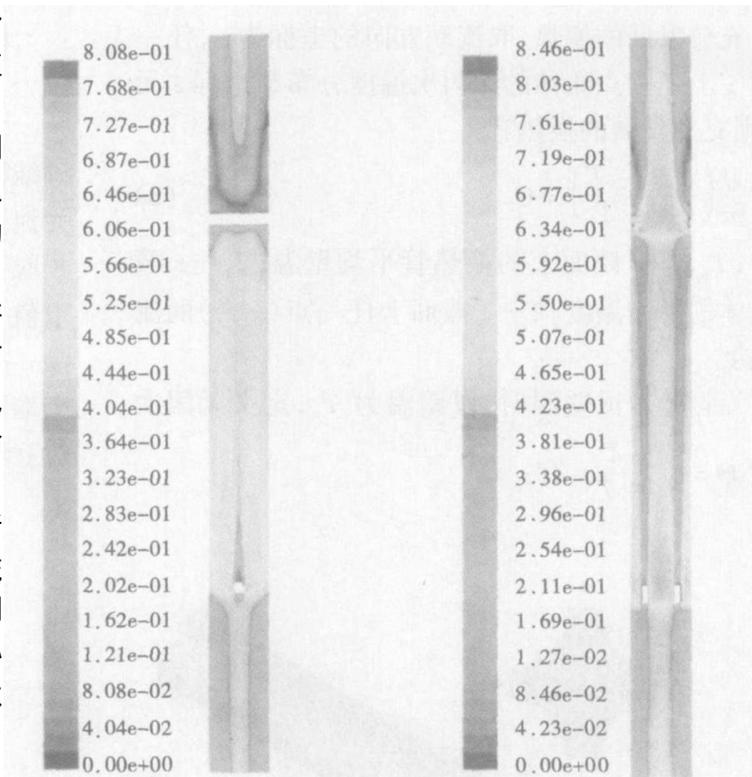


图 8  $Re=1500$  时湍流度随  $z$  轴坐标变化对比图

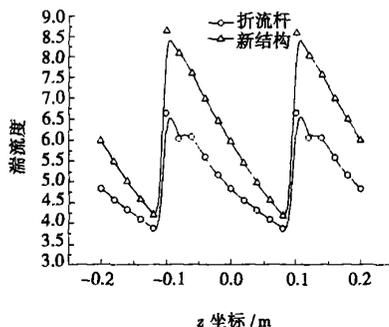


图 10  $Re=10000$  时湍流度随  $z$  轴坐标变化对比图

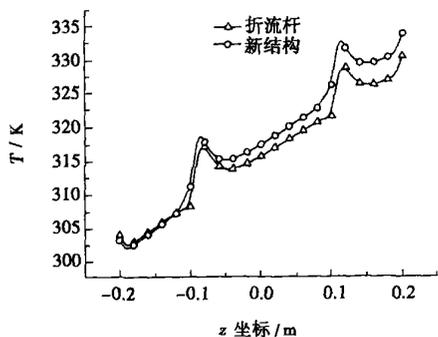


图 9  $Re=1500$  时温度随  $z$  轴坐标变化对比图

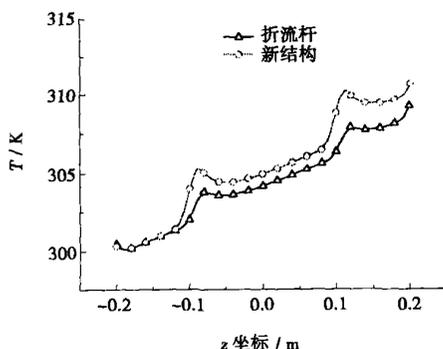


图 11  $Re=10000$  时温度随  $z$  轴坐标变化对比图

(3) 分别在低雷诺数 ( $Re = 1\ 500$ ) 和高雷诺数 ( $Re = 10\ 000$ ) 下做对比数值模拟实验, 低雷诺数下夹持式折流元件的湍流度高出很多 (见图 8), 传热量明显优于折流杆 (见图 9); 高雷诺数下夹持式折流元件的湍流度、传热量明显优于折流杆 (见图 10 和图 11)。

表 1 列出了两种结构中相同工况下传热与压降性能的比较。结果表明, 除压力降外, 该结构的传热量和传热系数均有所改善。

表 1 传热与压降性能比较

	$Re = 1\ 500$		$Re = 10\ 000$	
	壁面传热系数 /	压力梯度 /	壁面传热系数 /	压力梯度 /
	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$Pa \cdot m^{-1}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$Pa \cdot m^{-1}$
折流杆支撑	960.6	-17.7	2 038.1	-387.9
新型支撑	1 030.3	-23.3	2 239.3	-525.4

## 4 结 论

(1) 通过数值模拟, 可以很直观地了解波形折流杆换热器内的流动状态, 从流体的流动形态、压力分布和温度分布等多个方面与折流杆换热器进行了对比。结果表明, 夹持式折流杆单元流道的内部流场均匀, 不存在传热死区。通过传热量和传热系数的对比, 夹持式折流杆换热器都优于传统的折流杆换

热器。

(2) 本文研发的夹持式折流杆换热器, 不仅具有以往折流杆换热器传热性能好、抗结垢能力强的优点, 而且还克服了以往折流杆换热器结构在高雷诺数下的换热管间的菱形磨损及低雷诺数下湍流扰动不足、传热效率急剧下降等缺点。

## 参考文献:

- [1] 胡明辅, 杨波涛, 戚冬红, 等. 折流栅抗振型换热器结构及其抗振特性研究[J]. 压力容器, 1999, 16(2): 32-34.
- [2] LIU MINSHAN, DONG QIWU. Study of random dynamic response of a new type energy-saving NHCS heat exchanger[A]. *Proceeding of ICEE Beggell House Press C*. Warwick Gardens; European Technology Development Ltd. 1996. 455-460.
- [3] 曹质彬. 热交换器管束的振动与噪声(二)[J]. 石油化工设备, 1985, 14(12): 42-49.
- [4] 刘敏珊, 董其伍, 刘连山. 大型列管换热器延寿机理的探讨[J]. 郑州工业大学学报, 1998, 19(1): 11-15.
- [5] 严良文. 壳程纵流换热器的强化传热研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2004.
- [6] 董其伍, 吴金星, 刘敏珊, 等. 孔板支撑换热器壳程流场的数值预测[J]. 压力容器, 2003, 20(8): 4-7.
- [7] PRITHIVIRA J M, ANDREWS M J. Comparison of a three-dimensional numerical model with existing methods for prediction of flow in shell-and-tube heat exchangers[J]. *Heat Transfer Engineering* 1999, 20(2): 15-19.

## 新 结 构

# 汽轮机经济性和可靠性的提高

《Теплоэнергетика》2005 年 4 月号报导了探讨提高汽轮机调节阀和排汽管工作效率及研究高压部分的叶片装置的工作效率非传统方法, 以提高汽轮机经济性和可靠性。

为了稳定阀门通流部分内的流动, 使气流从阀座表面或从阀盘表面分离, 以便保证产生的射流保持轴向对称。Skoda 公司改进的不卸载阀在配合直径后有端部切口, 促使气流从阀盘对称分离。

为了稳定气流在跨音速、音速和超音速条件下的流动, 在叶栅斜切口区域内的叶背一侧用具有直角形纵向小槽的表面代替光滑表面。对于具有相当短叶片的喷嘴叶栅, 利用子午面成型的外轮廓, 在叶型进口边缘上做成 V 形腔能减少进口的“马蹄形”旋涡强度, 从而减少了叶栅内的能量损失。

在解决降低汽轮机排汽系统内的阻力和能量损失问题时, 至少要完成两个主要任务: 首先, 在汽轮机末级后实际的速度场下保证在轴径式扩压器内使气流的动能有效地转换成位能; 其次, 组织蒸汽在扩压器之外的排汽管内流动, 使其流体阻力最小, 并在蒸汽进入冷凝器时速度场不均匀性最小。为了改善汽体在排汽管内的流动, 在其水平中分面的下面安装板栅形式的旋涡消除器。

(吉桂明 供稿)

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 -