

螺旋通道内受限外流传热和阻力特性的数值模拟

雷勇刚, 楚 攀, 何雅玲, 高亚甫

(西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘 要: 通过三维数值模拟, 对不同螺旋角度(15、20、30、40、45、50、60°)的螺旋通道内受限外流传热和流动特性进行了研究, 提出了在一定的 Re 数范围内($0.8 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$)的优化形式, 从而改善管壳式换热器壳侧流动和传热。研究结果表明, 螺旋通道内受限外流形成理想的柱塞流, 流道内速度分布均匀, 有效地减小和消除了流动死区; 与垂直折流板形成的“Z”字形受限外流相比, 在相同的压降梯度下具有较高的传热系数, 具有明显的节能效果。在研究的 Re 数范围内, 当螺旋角 $\alpha = 45^\circ$ 时具有最佳的传热和阻力综合性能。研究结果可为管壳式换热器壳侧高效低阻结构设计和进一步优化提供理论依据。

关 键 词: 管壳式换热器; 受限外流; 螺旋角; 数值模拟; 压降

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

管壳式换热器广泛应用于能源动力和石油化工等行业。目前工业上普遍采用的是传统的弓形流板结构形式, 在壳侧形成“Z”字形的受限外流, 但这种流动形式具有沿程压降大, 存在流动死区而使有效换热面积减小的弊端^[1]。随着节能要求的不断提高, 研究和设计高效低阻壳侧受限外流的结构势在必行。

采用螺旋状的受限外流以有效地降低流动阻力且达到强化传热的目的, 这一思想在 20 世纪 60 年代提出以来, 在欧美国家得到了广泛的应用^[2]。相对于传统的“Z”字形受限外流的流动和传热特性的理论和实验研究较为成熟来说^[3], 对于螺旋通道内受限外流流动和传热的研究还不够完善, 特别是对螺旋折流板换热器的实验研究^[4-5]。

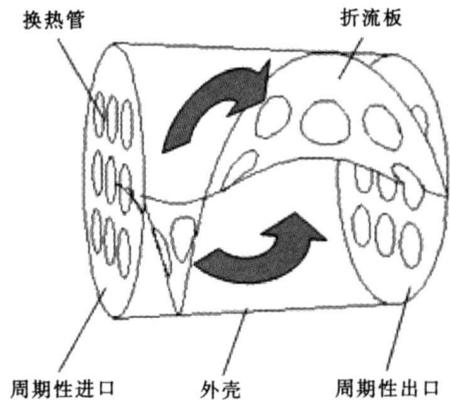
由于螺旋通道内受限外流的复杂性, 仅仅依靠实验的方法, 难以对其流动和温度分布的细节进行详细的描述, 而数值计算的方法可以快速、详细地获得流动和传热细节信息, 从而有效地进行传热和流动特性研究^[6-7]。通过三维数值模拟, 对不同螺旋角度折流板的螺旋通道内受限外流的阻力和传热特性进行研

究, 深入研究其降阻和传热强化机理, 为管壳式换热器壳侧结构设计和进一步的优化提供理论依据。

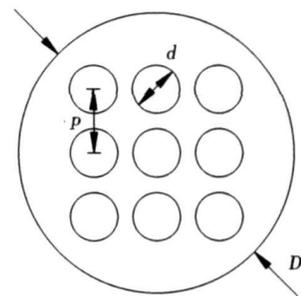
1 几何模型及其数学描述

1.1 几何模型

所研究的螺旋通道受限外流的结构由外壳、换热管、折流板组成, 壳体内折流板形式为连续的螺旋曲面。进行数值计算时, 由于通道结构形式的周期性变化, 取一个周期作为计算区域^[8], 如图 1 所示。表 1 为螺旋通道结构形式的基本几何参数。



(a) 计算区域三维示意图



(b) 计算区域纵向剖面图

图 1 螺旋通道计算区域结构图

收稿日期: 2006-11-24; 修订日期: 2007-05-14

基金项目: 国家重点基础研究发展规划(973)基金资助项目(2007CB206902); 教育部科学技术研究重大基金资助项目(306014).

作者简介: 雷勇刚(1976-)男, 山西平遥人, 西安交通大学博士研究生。

表 1 计算几何模型的基本参数

参 数	
外壳直径 D/mm	110
壳内换热管外径 d/mm	19
换热管管间距 p/mm	25
折流板螺旋角/ $^\circ$	15、20、30、40
	45、50、60

1.2 控制方程

由于螺旋通道的螺旋结构, 流动不具有对称性, 计算按全三维流场考虑, 对螺旋通道内的受限外流的数值计算采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流计算模型。由于 RNG $k-\epsilon$ 通过修正湍动粘度, 考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况, 使得该模型比标准 $k-\epsilon$ 模型对瞬变流和流线弯曲影响具有更好的预报能力^[9-10]。数值计算的控制方程为:

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right] - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

k 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \epsilon \quad (4)$$

ϵ 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon}^* \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

其中: $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, $C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} -$

$$\frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}, \eta = (2E_{ij}/E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\epsilon},$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]$$

2 流动和传热的计算方法

采用 Gambit 软件对计算区域建模和生成网格, 由于螺旋通道的壳侧结构形式复杂, 网格采用非结构化的四面体网格。在管壁面及螺旋形折流板处对

网格进行加密, 并通过自适应技术对网格作进一步的细化, 通道截面网格如图 2 所示。

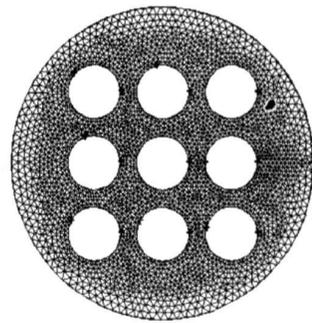


图 2 纵断面网格生成图

换热管管壁温为定值: $T_w = 300 \text{ K}$, 外壳设为绝热边界条件, 螺旋形折流板耦合计算, 螺旋通道内流体在进出口处设为周期性边界条件, 进口温度 $T_{\text{in}} = 335 \text{ K}$ 。计算流动区域工质为水, 物性恒定。

数值计算采用 Fluent 软件进行。用有限容积法离散控制方程, 求解离散方程时均采用 QUICK 格式, 用 Simple 算法实现压力与速度的耦合计算。在壁面采用标准壁面函数法处理, 无滑移壁面条件。数值计算的收敛性判据采用连续性方程和动量方程中变量的相对残差小于 10^{-5} ; 能量方程中变量的相对残差小于 10^{-8} 。

计算的模型结构形式复杂, 为了有效快速地获得周期性流动的解, 在计算中, 作了如下努力: (1) 为了实现螺旋通道内折流板处流体和固体的耦合计算, 计算中直接将折流板定义为固体区, 在该区速度值为零, 折流板中无内热源, 求解导热方程以考虑折流板处的温度分布, 从而有效解决了流体通道内折流板处的导热问题; (2) 在计算过程中, 通过 adapt 对换热管处第一个内节点与壁面间的无量纲距离进行调整, 对近壁面网格加密以提高计算准确性, 而总的计算网格不会太多。

3 计算结果及其特性分析

本文 Re 数定义为:

$$Re = u d_e / \nu \quad (6)$$

式中: d_e —特征尺寸, 取换热管外径 d ; u —最小截面流速, 定义为:

$$u = q_m / \rho A \quad (7)$$

式中: q_m —通道内流体质量流量; ρ —流体密度; A —最小截面面积, 定义为:

$$A = \frac{1}{2}BD(1 - \frac{d}{p}) \tag{8}$$

式中: B —一个周期的轴向长度; D —外壳直径; p —管间距。

为了验证计算的可靠性, 将计算结果与文献[11]的实验结果进行了比较。文献[11]中对螺旋角为 15° 的拟合公式为:

$$\ln(NuPr^{-1/3}) = -1.81 + 0.558\ln Re \tag{9}$$

计算结果与实验拟合公式的对比结果如图3所示, 从图中可以看出, 数值计算结果与实验拟合公式吻合较好, 充分说明了本文数值模拟的可靠性。

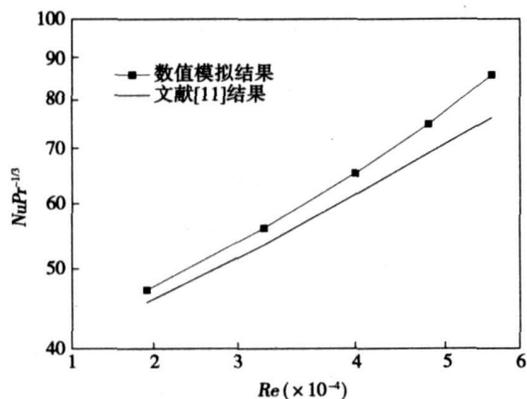


图3 数值计算与实验结果的比较

3.1 速度场分布及流场分析

图4所示为螺旋通道内受限外流的流动迹线图, 由图可以清晰地看到, 通道内流体呈连续的螺旋状流动, 管束受到旋转流体冲刷。由于具有一定倾角的折流板的导流作用, 通道内流体的轴向流动增强, 从而有效地消除了流动的返混。

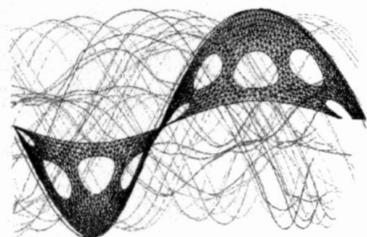


图4 螺旋通道受限外流流动迹线图

本文同时对具有相同管束结构的25%圆缺口的垂直折流板通道内的受限外流作了数值模拟, 图5所示为垂直折流板通道和螺旋通道内受限外流两种流动形式的局部速度矢量图。图5(a)为垂直折流板通道内折流板处局部速度矢量图, 可以看出, 在

折流板处流体突然转向, 有明显的流动死区和回流出现, 使其有效传热面积减小。图5(b)为螺旋通道内折流板处局部速度矢量图, 可以看出, 螺旋通道内折流板处速度分布均匀, 流体斜向冲刷换热管, 没有回流和流动死区出现。图5(c)和(d)分别为垂直折流板通道1/2螺距处和螺旋通道内1/2螺距处截面速度矢量图, 从图中可以清晰地看出, 螺旋通道内受限外流的速度分布较为均匀, 而垂直折流板通道内受限外流在换热管附近有明显的低速区, 使其换热能力变差。因此, 螺旋通道内受限外流是一种不同于传统垂直折流板通道受限外流的特殊流动模式, 通道内流体呈连续的螺旋状流动, 有效消除了流动死区。

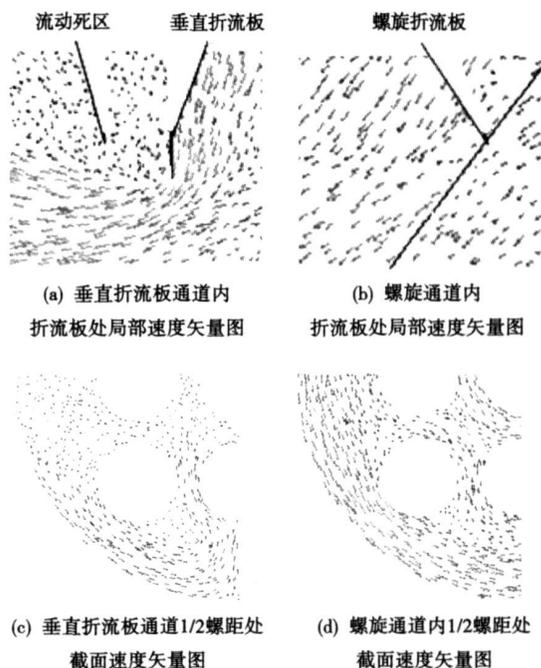


图5 受限外流流动局部速度矢量图

3.2 阻力计算结果及分析

不同螺旋角通道结构的压降梯度随 Re 数的变化曲线如图6所示。由图可见, 在相同的 Re 数下, 螺旋通道内受限外流的压降梯度远远小于垂直折流板通道内的压降梯度。压力降由沿程阻力损失和形体局部阻力损失产生, 一方面, 由于螺旋流动的连续变化, 没有如垂直折流板形成的“Z”字形的受限外流突然转向, 使得流过折流板产生的形体阻力大大降低; 另一方面由于倾斜螺旋板的导流作用, 使得流体斜向冲刷换热管, 从而减小外掠管束的阻力。因此, 螺旋通道受限外流的压降梯度低于垂直折流板

通道内受限外流的压降梯度。

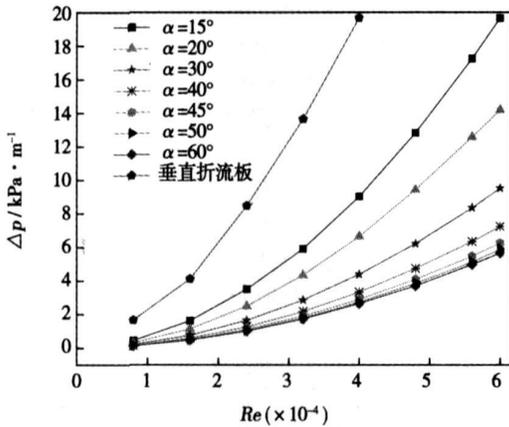


图 6 不同螺旋角度通道压降梯度随 Re 数变化曲线图

数值模拟的结果显示, 不同螺旋角度的折流板形成的受限外流的压降梯度随螺旋角度的增加而减小。值得注意的是, 在角度较小时, 两相邻计算角度的压降梯度变化较大, 在 $Re=6 \times 10^4$ 时, 最大可降低 30%; 而当螺旋角 $\alpha > 45^\circ$ 时, 压降梯度的降低最大仅为 5%。因此, 在螺旋角较小时, 增大螺旋角可以使阻力损失显著降低; 在螺旋角较大时, 压降梯度随螺旋角增大而降低的幅度大大减小。

3.3 综合性能的分析

从高效节能的角度来对流动形式作综合评价, 单方面地强调压降的降低或单方面地强调传热性能的提高都是不合适的, 应综合考虑泵功的降低和传热性能的提高两个方面。本文采用相同压降梯度的传热系数来作为综合性能的评价指标。

不同螺旋角螺旋通道的传热系数与压降梯度的关系曲线如图 7 所示。由图可见, 不同螺旋角的螺旋通道内, 受限外流在相同压降梯度下的传热系数均大于垂直折流板形成的通道内受限外流的传热系数, 在相同的泵功消耗下具有更高的传热效果。随螺旋角的增大, 相同压降梯度下的传热系数先是变大; 当螺旋角 $\alpha > 45^\circ$ 时, 随螺旋角的增大而减小。由上述阻力模拟结果的分析可知, 螺旋通道一方面由于极大降低了通道内折流板产生的形体阻力和流体外掠换热管的阻力损失, 使得相同 Re 数下其阻力大大降低; 另一方面由于离心力的影响, 螺旋通道内从圆心沿半径方向存在较大的速度梯度, 通道内的换热管受到非均匀的来流冲刷, 使边界层减薄及其扰动增强, 从而增大传热效率。当螺旋角较大时, 随螺旋角的增大其阻力降低幅度较小, 而螺旋通道

内切向速度分量减小, 换热管处的边界层增厚, 使得传热性能有所下降, 从而引起相同压降梯度下的传热系数降低。因此, 在计算的范围内, 螺旋通道内受限外流在相同压降梯度下的传热系数大于垂直折流板通道内受限外流的传热系数, 在螺旋角约为 45° 时可获得最佳的传热和阻力综合性能。

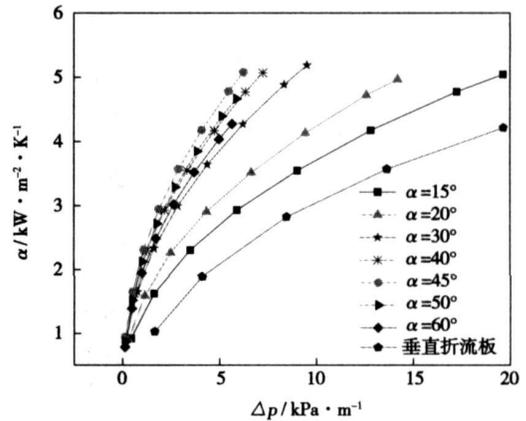


图 7 不同螺旋角度在相同压降梯度下传热系数变化曲线图

4 结 论

(1) 与垂直折流板形成的“Z”字形受限外流相比, 在相同 Re 数下, 螺旋通道内受限外流的阻力损失大大降低; 在相同的压降梯度下具有较高的传热系数。这就意味着在获得相同的传热系数的情况下, 螺旋通道内受限外流的阻力损失低, 是一种可以达到节能效果的高效低阻的流动形式。因此, 在管壳式换热器中采用螺旋折流板可以有效达到减阻和传热强化的目的。

(2) 螺旋通道内受限外流形成螺旋流动, 速度分布均匀, 减小和消除了流动死区, 有效提高了传热效率。

(3) 螺旋通道内受限外流的压降梯度随螺旋角度的增加而减小。在螺旋角度较小时, 相邻两计算螺旋角度的压降梯度下降较大, 最大可降低 30%; 而在螺旋角度较大时, 相邻两计算螺旋角度的压降梯度下降较小, 最大不超过 5%。在角度较小时增大螺旋角, 能够更显著地降低通道内阻力损失; 而在螺旋角较大时, 其降阻幅度大大降低。

(4) 在计算的 Re 数 ($0.8 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$) 范围内, 当螺旋角 $\alpha < 45^\circ$ 时, 相同压降梯度下的传热系数随螺旋角度的增加而增加; 在 $\alpha = 45^\circ$ 可以获得最佳的传热和阻力特性; 当 $\alpha > 45^\circ$ 时, 相同压降梯

度下的传热系数随螺旋角度的增加而减小。

参考文献:

- [1] STEHLIK P, WADEKAR V V. Different strategies to improve industrial heat exchange[J]. Heat Transfer Engineering 2002, 23(6): 36-48.
- [2] BELL K J. Heat exchanger design for the process Industries[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2004, 126(10): 877-885
- [3] 施林德尔 E U. 换热器设计手册[M]. 第三卷. 马庆芳, 马重芳, 译. 北京: 机械工业出版社 1988.
- [4] LUTCHA J, NEMCANSKY J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles[J]. Trans IChE, 1990, 68(A): 263-270.
- [5] KRAL D, STEHLIK P, VAN DER PLOEG H J, et al. Helical baffles in shell-and-tube heat exchanger part I: experimental verification[J]. Heat Transfer Engineering, 1996 17(1): 93-101.
- [6] PRITHIVIRAJ M, ANDREWS M J. Three dimensional numerical simulation of shell-and-tube heat exchangers, part I: foundation and fluid mechanics[J]. Numerical Heat Transfer, 1998 33: 799-816.
- [7] HE Y L, TAO W Q, DENG B, et al. Numerical simulation and experimental study of flow and heat transfer characteristics of shell side fluid in shell-and-tube heat exchangers // Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers; Science, Engineering and Technology[C]. Hoboken, N J, 2005. 29-42.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [9] YAKHOT V, ORSZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence 1: basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1: 3-11.
- [10] YAKHOT V, SMITH L M. The renormalization group, the expansion and derivation of turbulence models[J]. Journal of Scientific Computing, 1992 7: 35-68.
- [11] 王 良. 螺旋折流板换热器传热与阻力性能的实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2001.

(编辑 柴 舒)

整体煤气化联合循环

燃用低等级煤的联合循环装置

据《Gas Turbine World》2006年3~4月号报道, Siemens已经开发出供IGCC(整体煤气化联合循环)应用的联合循环发电装置, 该装置基于SGT6-5000F修改而成, 它目前在北美洲清洁煤发电市场是最有前途的。

联合循环: 两台修改的232 MW烧合成煤气的SGT6-5000F燃气轮机, 两台三压余热锅炉, 一台300 MW汽轮机。

汽化器序列: 两个50%汽化器序列, 能够使用范围广的原料, 包括低等级煤和炼油残余物。

额定输出功率: 设计的净额定输出功率为64 MW, 高热值效率为38%。

设计特点: 能清除/回收99%硫, 除去90%水银, 用于控制初级NO_x的合成气加湿和氮的稀释, 以及用于进一步减少到3 mg/kg NO_x的SCR(选择催化还原)。

Siemens选择195 MW SGT6-5000F作为IGCC应用的平台。

ISO条件下, 修改的烧合成煤气的SGT6-5000F的额定输出功率是232 MW, 比它具有DLN(干式低NO_x)燃烧的使用天然气的额定值增加19%。

输出功率的增加, 主要是由于更多的涡轮质量流量以及以水蒸气和氮的形态加入的稀释剂造成的。前者与合成气燃料高流量有关, 后者是为了控制NO_x使其降低到15 mg/kg而被注入系统的。稀释剂可以相当于输送到燃气轮机的合成气燃料流量的≥50%。

(吉桂明 供稿)

不同密度煤粉的矿物质分布与燃烧特性研究 = **A Study of the Mineral Distribution and Combustion Characteristics of Pulverized Coal of Different Densities**[刊, 汉]/CAI You-min, YAO Hong, LIU Xiao-wei, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(6). — 651 ~ 655

Through the use of a heavy-liquid floatation, a kind of bituminous coal can be divided into three density sections, i. e. high ($> 2.0 \text{ g/cm}^3$), medium ($1.4 \sim 2.0 \text{ g/cm}^3$) and low ($< 1.4 \text{ g/cm}^3$). By utilizing SEM, XRD and XRF etc. analytic methods, a study was conducted of mineral distribution, mineral composition, particle diameter, ash constituents, industrial and elementary analysis and combustion characteristics of raw coal of different densities. The results show that with an increase in density of the raw coal, the industrial analysis indicates an increase of ash content in coal, a decrease of volatile and fixed carbon content. The elementary analysis also indicates a decrease of organic carbon, element hydrogen and nitrogen content. Low-density pulverized coal contains a small amount of internal mineral matter while medium and high-density pulverized coal contain an abundance of mineral matter. What differs is that the former contains a great deal of internal mineral matter, but in the latter a large quantity of external mineral matter predominates. The particle diameter distribution of the raw coal of three densities is almost identical. However, the particle diameter distribution of the mineral matter contained in the raw coal in question is very different. With an increase of the density of raw coal, the particle diameter of mineral matter contained in it will increase significantly. The thermogravimetric curves of the raw coal of three densities indicate that the low-density pulverized coal assumes a most intense combustion and the weight loss and heat release become ever weaker with an increase of density. **Key words:** coal, density, mineral matter, granularity, thermogravimetry

螺旋通道内受限外流传热和阻力特性的数值模拟 = **Numerical Simulation of Heat Transfer and Resistance Characteristics of the Restricted Outgoing Flow in a Spiral Channel**[刊, 汉]/LEI Yong-gang, CHU Pan, HE Ya-ling, et al (National Key Laboratory on Multi-phase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(6). — 656 ~ 660

Through a three-dimensional numerical simulation, a study was conducted of the heat transfer and flow characteristics of restricted outgoing flows inside a spiral channel with different spiral angles ($15^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ$). The authors have proposed several optimization modes applicable in a certain range of Reynolds Number ($0.8 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$), thereby improving the flow conditions and heat transfer at the shell side of a tube-and-shell type heat exchanger. The results of the study show that the restricted outgoing flow in the spiral channel can form an ideal plunger flow with the velocity distribution inside the channel being uniform, thus effectively minimizing and eliminating flow dead areas. Compared with a "Z"-shaped restricted outgoing flow formed by vertical baffles, the above-mentioned flow inside the spiral channel can boast a relatively high heat transfer coefficient and enjoy an obvious energy-saving effectiveness at a same pressure-drop gradient. In the range of Reynolds number under investigation, the flow in question has a comprehensive performance of optimum heat transfer and resistance when the spiral angle α is around 45° . The research findings can well provide a theoretical basis for the design of a high-efficiency and low-resistance structure at the shell side of a shell-and-tube type heat exchanger and for its further optimization. **Key words:** shell-and-tube type heat exchanger, restricted outgoing flow, spiral angle, numerical simulation, pressure drop

大型热力发电机组能耗参数的统计分析与应用 = **Statistical Analysis and Application of Energy-consumption Parameters of Large-sized Thermal Power Plants**[刊, 汉]/LI Li-ping, NIU Yu-guang (Automation College, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003), ZHANG Chun-fa, WANG Hui-jie (College of Energy Source and Power, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(6). — 661 ~ 664

Based on the long term operating data and on-line performance calculation ones of a power plant, a statistico-analytical study was performed of the actual performance characteristics of the plant. Proposed was a criterion for discriminating the plant performance steady state compatible with the process thermodynamic characteristics and thermal test standards. Through a statistical analysis of the sifted out data, which meet the steady-state criterion, obtained respectively was the un-