# 研究论文

# 管壳式换热器壳侧湍流流动与

## 换热的三维数值模拟

#### 邓 斌 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家实验室, 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要 综合应用体积多孔度、表面渗透度和分布阻力方法建立了适用于准连续介质的 N-S 修正控制方程.用 改进的 k-模型考虑管束对湍流的产生和耗散的影响,用壁面函数法处理壳壁和折流板的壁面效应,对一管壳式 换热器的壳侧湍流流动与换热进行了三维数值模拟.对计算结果进行了归纳,并与换热器冷态实验、前人的研 究结果进行了对比分析,从而证明了该方法能更有效地模拟管壳式换热器壳侧的流动特性,压降实验数据和计 算结果符合良好.

关键词 管壳式换热器 多孔介质 湍流流动与换热 数值模拟 **中图分类号** TK 124 **文献标识码** A **文章编号** 0438 - 1157(2004)07 - 1053 - 07

## THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL SIMULATION OF TURBULENT FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN SHELL SIDE OF SHELL-AND - TUBE HEAT EXCHANGERS

#### DENGBin and TAO Wenquan

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi 'an Jiaotong University, Xi 'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract A three-dimensional, staggered grid, full-implicit consistent control-volume numerical model was presented for the analysis of turbulence fluid flow and heat transfer in the shell side of shell-and-tube heat exchanger. The numerical model used the distributed resistance method along with the concept of volumetric porosities, surface permeabilities to account for the presence of tubes in the heat exchangers. A modified k-model was used to account for the effects of tubes on turbulence generation and dissipation. Shell and baffle walls were modeled by using the wall function approach. The three-dimensional model was validated by comparison of the computed pressure drop distribution with experiment data obtained on an E shell type heat exchanger model and the previous research results. Good agreement between the simulation results and experimental data is obtained. It showed that the three-dimensional numerical model could more effectively simulate the flow characteristics in the shell-side of heat exchanger than the previous numerical simulation models.

Keywords shell-and-tube heat exchanger, porous medium, turbulent flow and heat transfer, numerical simulation

引 言

管壳式换热器广泛应用于能源、动力、核能、

2003 - 05 - 05 收到初稿,2003 - 09 - 15 收到修改稿. 联系人:陶文铨.第一作者:邓斌,男,30岁,博士研究生. 基金项目:国家自然科学基金项目(No.50076034)及国家重 点基础研究发展规划项目(No.G2000026303)共同资助. 石油、制冷、化工和加工处理等工程技术领域,如 进料换热器、蒸发器、冷凝器、再沸器、回热器等. 管壳式换热器占整个换热器市场的 30 %左右.因

Received date: 2003 - 05 - 05.

Corresponding author: Prof. TAO Wenquan. E - mail: wqtao @ xjtu. edu. cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 50076034) and the State Key Development Program for Basic Research of China (No. G2000026303).

此研究换热器壳侧流动的压降和换热规律具有重大的工程意义.这些研究可以通过实验手段或者数值 计算来实现<sup>[1,2]</sup>.但由于实验测试费用昂贵、耗时,且实际换热器中流场的可视化和湍流量的测量 也相当困难.因此,人们越来越认识到基于一定实 验数据的数值分析是获得复杂物理问题详细解的一 个节省投资、减少浪费、方便可行的途径.

随着各种模型的逐步完善数值计算方法的发展 和实验数据的积累,国外学者对换热器壳侧单相流 动进行了不少的数值研究,他们主要是 Patankar<sup>[3]</sup>、Sha<sup>[4,5]</sup>、Butterworth<sup>[6]</sup>、Prithiviraj 和 Andrews<sup>[7,8]</sup>,而国内这方面的研究还不多见, 目前见到的计算壳侧流场的有黄兴华<sup>[9]</sup>、胡延 东<sup>[10]</sup>等.

关于以前学者所做的工作,文献 [3~6] 模型 过于简单,仅局限于层流而没有考虑管束产生的湍 流及其耗散;文献 [7~10] 虽然采用了湍流模型, 但文献 [7,8] 没有具体说明多孔介质特性参数的 确定方法,文献 [9,10] 中多孔介质特性参数采 用了整场的平均值.

本文在前人研究的基础上,提出了一种采用全 三维、交错网格的计算方法来对管壳式换热器壳侧 的湍流流动和换热进行数值模拟.它主要基于多孔 介质与分布阻力方法,采用改进的 *k*-模型和壁面 函数法,在不同条件下计算了管壳式换热器壳侧湍 流流动与换热的情况,并与换热器冷态实验进行了 对比,得出了一些有用的结论.其中多孔介质特性 参数按所计算换热器的具体结构,每个控制容积的 三个方向之值都单独计算.计算结果表明,该种方 法更合理,压差计算值与实验值间的偏差比采用全 场平均值时的偏差更小.

#### 1 数学模型

1.1 准连续介质的控制方程及边界条件

壳侧单相流动的体积多孔度表示的方程组可以 统一表示为<sup>[11]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial t}(f\phi) + \nabla \cdot (f\phi\overline{V} - f\phi\nabla\phi) = fS\phi$$
(1)

式中的 f 对控制容积来说是容积多孔度,表示一个控制容积中流体部分所占的体积,对控制容积的界面来说,它表示表面渗透度,表示表面流体所占的表面积.为流体密度,  $\phi$ 为一般变量,  $S_{\phi}$ 为 $\phi$ 的源项,  $_{\phi}$ 为 $\phi$ 的扩散系数.圆柱坐标系中

壳侧流体的各守恒方程的  $\phi$ 、 $S_{\phi}$ 、  $_{\phi}$ 见表 1.

Table 1 $\phi$  and the formulation of $\phi$ , S $\phi$ 

$\phi$	$\phi$	$S \phi$
и		$-\frac{V_rV}{r} + 2\frac{1}{r^2}\frac{\partial V_r}{\partial} - \frac{V}{r^2} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial} + g + R$
v		$\frac{V^2}{r} - 2 \frac{1}{r^2} \frac{\partial V}{\partial} - \frac{V}{r^2} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial} + g_r + R_r$
w		$-\frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + g_z + R_z$
k	<u> </u>	$G - + R_k$
	<u>µ</u> ,	$C_1 G \frac{1}{k} - C_2 \frac{2}{k} + R$

表中	为流体的有效黏度,	可表示为

 $= l + t, \quad t = C_{\mu}k^2/$ 

k、 分别为湍流脉动动能及耗散率, p 为压 力,  $R_r$ 、R、 $R_z$ 为3个坐标方向上的分布阻力分 量. 湍流常数  $C_1 = 1.44$ ,  $C_2 = 1.92$ ,  $C_{\mu} = 0.09$ ,  $_k = 1.0$ , = 1.3, G为湍动能的产生率,其表达 式见文献 [12].

计算中边界条件的处理如下:

(1) 进口边界条件的处理

入口取轴向均匀流速. 流入管壳式换热器时流 速方向是竖直向下的. 在图 1 (a) 所示情形中, 计 算入口截面为进口管与壳体相交的截面, 在图1 (b) 中以 *CD* 表示. 假设入口流速均匀, *u*<sub>in</sub>方向为竖 直向下. 则入口边界条件可表示如下: 当 < 0 时, 管壳式换热器内某一点距入口管道中心线的距 离小于 *r*<sub>in, n</sub>时, 有

$$\begin{array}{c}
u = u_{\rm in} \sin \\
v = - u_{\rm in} \cos \\
w = 0
\end{array}$$
(2)

湍流脉动动能的进口条件:取平均进口流速下 的单位质量动能的 1 %. 耗散率取 $\frac{2 u_{in} R_{in}}{t} = 500$ , 由此确定  $_{t}$ ,再按式  $_{t} = C_{\mu} k^{2}/$ 确定 $^{[12]}$ .

(2) 出口边界条件的处理

出口边界的位置与进口边界相对应,即为出口 管道与壳体相交的曲面,边界条件取为: 对切向 和轴向速度采用充分发展的条件; 对法向速度采 用局部质量守恒的边界条件<sup>[12]</sup>; 湍流脉动动能 和耗散率采用充分发展边界条件.

在计算区域的其他固体边界上,作为对流项中的流速取: u(i, j, k) = v(i, j, k) = w(i, j, k)



Fig. 1 Shell and tube heat exchanger

j, k) =0. 作为所求解的变量, u、v、w 的边界条件需要按照壁面函数法的思想来处理.

(3) 对称线上的边界条件

对于管壳式换热器来说,沿竖直方向的直径纵 剖截出的面(即图1中面A—A)为对称面.在三 维圆柱坐标系中为 =0和 = 的面.在这两个 面上有

$$u = 0, \ \frac{\partial v}{\partial} = 0, \ \frac{\partial w}{\partial} = 0$$
 (3)

1.2 **分布阻力模型** 

基于对各向异性多孔介质中流动的研究,在圆 柱坐标系下,定义分布阻力的三个分量分别为半径 方向的 *R*<sub>r</sub>,圆周方向的 *R* 以及轴流方向的 *R*<sub>z</sub>. 文献 [13] 的实验总结出的压降关系式可得到半径 方向及圆周方向的分布阻力公式如下

$$R_{r} = \begin{bmatrix} -\frac{p}{r} \\ r \end{bmatrix}_{r} = -0.5 \frac{1}{r} N \quad fV_{r,\max} |V_{\max}| \quad (4)$$

$$R = \begin{bmatrix} -\frac{p}{r} \\ r \end{bmatrix}_{r} = -0.5 \frac{1}{r} N \quad fV_{\max} |V_{\max}| \quad (5)$$

其中  $V_{r,max}$ ,  $V_{max}$ ,  $|V_{max}|$ 分别是错流区流过 最小面积的 r 方向速度、 方向速度及绝对值速度 的大小. N 是一个计算单元中在平面 (r, ) 上 截到的管子排数. 是一个几何因子,它与管子的 布置有关, 是流体密度, f 是阻力系数.

对于轴向流动,可采用 Rehme<sup>[14]</sup>压降关联式, 它描述的是通道内沿着管束的流动,公式如下

$$R_z = \left[ -\frac{-p}{z} \right]_z = -0.5 \frac{1}{z} f V_z |V_{\text{max}}|$$
(6)

换热器中的管束会使湍流脉动动能的产生和扩 散得到强化.壁面附近湍流的产生主要是由于壁面 剪切应力和平行于壁面的速度分量共同作用的结 果.根据文献 [7],换热器管束产生的湍流脉动动 能的源项可表示为

$$R_{k} = \frac{1}{V}RV dV = R_{r} / V_{r} / + R / V / + R_{z} / V_{z} / (7)$$

假设管束中流体已达充分发展,则脉动动能耗 散率的源项可表示为<sup>[7]</sup>

$$R = 1.92 R_k / k$$
 (8)

式中 R<sub>k</sub>由式 (7) 确定.

1.3 温度场计算中换热管与折流板的处理

换热器的壳体外壁视为绝热,对 = 0, = 的对称线处取法向一阶导数为 0.

折流板作为热导率为。的固体,采用区域扩 充法将折流板上的点作内点求解.换热的基本能量 平衡式可描述为换热管内侧流体的散热全部被壳侧 流体吸收.

在分布阻力模型中,一个计算单元中壳侧总焓 为 *H*<sub>s</sub>,管侧总焓为 *H*<sub>t</sub>.在此单元中,壳侧、管侧 流体交换的热量 为

$$= \int_{A_s} k \left( \frac{\mathbf{H}_t}{\mathbf{c}_{\mathsf{p},t}} - \frac{\mathbf{H}_s}{\mathbf{c}_{\mathsf{p},s}} \right) d\mathbf{A}_s \tag{9}$$

式中 k 是总传热系数, c<sub>p,t</sub>、c<sub>p,s</sub>分别是管侧、壳 侧流体的比热容. A<sub>s</sub> 是一个计算单元中所有换热 管的总表面积. 式 (9) 积分后得到能量方程中的 源项

$$S_{\rm T} = kA_{\rm s} \left( \frac{H_{\rm t}}{c_{p,{\rm t}}} - \frac{H_{\rm s}}{c_{p,{\rm s}}} \right) = kA_{\rm s} (T_{\rm t} - T_{\rm s})$$
 (10)

假设管侧的流动是充分发展的,流动仅沿 z 轴线方向,所以管内流体的焓应满足能量平衡式

$$= W_t \frac{\mathrm{d} H_t}{\mathrm{d} z} = c_{p,t} W_t \frac{\mathrm{d} T_t}{\mathrm{d} z}$$
(11)

Zukauskas<sup>[13]</sup>总结出 Nu 与 Re、 Pr 及管束的排列 形式之间的关系,由此可得到壳侧传热系数  $h_s$ . 管侧传热系数  $h_t$  可由文献 [15] 计算出,这样就 可得到总传热系数 k.

#### 2 数值模拟方法及计算步骤

控制方程的离散采用控制容积积分法<sup>[12]</sup>.为 了克服压力与速度的失耦,本文采用交错网格.交 错网格中,物性参数如 , ,以及标量场如 *p*, *T*, *k* 和 等存于主网格上,这些参数所代表的计 算单元空间为主控制容积. *u*, *v*, *w* 各自的控制 容积均与主控制容积分别在 , *r*, *z* 方向上有半 个网格步长的错位.引入多孔介质模型的同时,也 使得方程中多引入了一个与计算区域的几何结构和 网格划分有关的一系列量 (多孔介质特性参数): *f*, *f*<sub>r</sub>, *f*<sub>z</sub>, *f*<sub>v</sub>. 它们所采用的网格系统及编号方案,将在另文专门叙述.

采用 SIMPL E 算法处理速度与压力的耦合关 系. 求解 *u、v、w、T、k*和 的代数方程时, 计算步骤如图 2 所标.



Fig. 2 Numerical simulation program frame figure

### 3 数值模拟结果

以下为所计算几何结构和流体物性参数,管内 流体与管外流体呈顺流布置.几何参数如表2所 示.

lable 2	Geometric	parameters o	of heat	exchanger
---------	-----------	--------------	---------	-----------

Shell-side fluid	Tube-side fluid	Shell side length/ m	Number of baffles	Diameter of tubes / m	Number of tubes	Inlet tube diameter / m
air	water	1.98	9, 7, 5	0.015, 0.010	325	0.148

3.1 管壳式换热器内壳侧湍流流场、温度场

以壳侧 *Re* 为 50000, 管侧 *Re* 为 20000 的情形 为例, 计算所得流场、温度场及压力场的分布示于

图 3、图 4 中. 图中压力场、温度场是由颜色的深 浅来表示大小的. 压力的变化范围是 0 ~ 150000 Pa,因为所计算的流体是不可压缩的,因而压力的 绝对值无关紧要,这里实际是压差的分布. 壳侧温 度的变化范围是 293 ~ 340 K,管侧温度的变化范 围是 350 ~ 351 K.



Fig. 3 Simulation results of vertical section

由图 3、图 4 可以看出由于换热管的存在,使 流体之间的掺混更为剧烈,计算所得各点的速度值 比较均匀. 从图 3 中还可看出,在每一块折流板附 近都存在一个流速较低的区域.在进出口区域,由 于流道的突扩(缩),流体流速有较大的变化. 图 4 中显示了换热器进出口部分截面上的流场和温度 场.



Fig. 4 Simulation results of cross section

#### 3.2 Res 对壳侧流动与换热的影响

*Re*<sub>s</sub>的定义如式(12)所示<sup>[15]</sup>,在双对数坐标下,进出口压差与壳侧*Re*在双对数坐标中几乎

呈线性递增,它的拟合公式如式(13)所示.

$$Re_{\rm s} = \frac{G_{\rm c} d_{\rm f}}{\left[ \begin{array}{c} \frac{1}{4} & D_{\rm in}^2 & u_{\rm in} \\ \hline d_{\rm s} - \left( \begin{array}{c} \frac{d_{\rm s}}{P_{\rm t}} \\ \end{array} \right) & d_{\rm t} \end{array} \right] \frac{L}{N_{\rm cross}}$$
(12)

 $p = 4.78 \times 10^{-4} Re_{\rm s}^{1.814}$ (13)

式 (12) 中  $P_t$  为换热管管间距,  $N_{cross}$ 为错流区个数,  $G_c$  (kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>) 为换热器中心线或者距中 心线最近管排上错流流动的质量速度.

图 5 为量纲 1 进出口压差随壳侧 *Res* 的变化情况.量纲 1 进出口压差的定义为

$$p^{*} = \frac{p}{0.5 V_{\text{max}}^{2}}$$
 (14)

其中 V<sub>max</sub>为轴线上速度的最大值. 由图 5 可见, 这样定义的量纲 1 进出口总压降在双对数坐标中呈 直线变化.





换热器壳侧沿程压降示于图 6 中. 位置点 3~ 7 为窗口区靠近壁面上的点,可以看到由入口(位 置 1)到入口正对壁面(位置 2)以及从出口正对 壁面(位置 8)到出口(位置 9)有较大的压降. 这是由于入口和出口区域的突扩、突缩产生较大的 局部阻力. 而流过每一块折流板的压降相对较小, 并且流过每一块折流板的压降相同,从位置 2 到位 置 7 压力呈线性下降. 由图 6 中可以看到,若采用 量纲 1 压力降的定义式(14),壳侧不同 *Re* 下的 流动压降可以统一起来表示.

## 3.3 相同壳侧流量下折流板个数对管壳式换热器 内流动与换热的影响

工程上常常关心在相同壳侧流量下,哪种换热器所需的泵功较少而换热量较大<sup>[16]</sup>. 图 7 为在相同壳侧流量下(此处为  $U_{in} = 102.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )各点的压力值.图中将入口(原位置 1)、正对入口的底侧(原位置 2)、正对出口的底侧(原位置 8)和出口(原位置 9)不变,第一个窗口区(原位置



pressure and  $Re_s$ 

3)、最后一个窗口区(原位置 7)之间间隔按错流 区个数平均布置(如 7 块板总共为 11 个点,9 块 板总共为 13 个点).图 7 表明:在相同壳侧流量 下,折流板越多,沿轴向单位长度的阻力越大.而 在进口的突扩和出口的突缩区域,由于流量相同、 局部区域几何尺寸相同,局部阻力也相同.折流板 数较小时,压降主要落在入口和出口区.



Fig. 7 Pressure of each test point when inlet mass flow is constant

图 8 为壳侧流量一定时壳侧进出口截面平均温 差. 该图表明: 当壳侧流量、换热器外形尺寸一定 时,随着折流板的增多,壳侧进出口截面平均温差 增大,但增加的幅度随折流板个数的增加而减小.



Fig. 8 Variation of section average temperature with baffle number when mass flow is constant

#### 4 计算结果与换热器冷态实验的对比

模拟的换热器几何及物理参数参见表 2. 对折 流板数目不变时壳侧流量对换热器内湍流流动的影 响选取了 7 块板作为研究对象. 采用 *k*- 模型对六 种不同的工况进行了计算, 6 个工况对应的进口气 体体 积流量分别为: 0.24、0.26、0.28、0.31、 0.33、0.34 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>. 对于不同折流板数目对换热 器内流动的影响,本文在相同的进口气体流量 (0.24 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>)下进行了研究. 下面介绍主要对比 结果,具体的实验结果参见文献 [11].

表 3 是折流板数目不变时(7 块),壳侧进出 口总压降的计算值和实验值的比较.计算值与实验 值的最大偏差为 25.1%,由于计算时没有考虑管 子与折流板、折流板与壳壁之间的间隙,实际的模 型这些间隙是存在的,因此,计算值偏高是合理 的.从实验的角度看,该计算值与实验值吻合程度 是较好的.

 
 Table 3
 Total pressure drop comparison between simulation value and experiment value when

bofflo	numbere	ara	constant
панне	numbers	аге	constant

No.	p ∕kPa	p / kPa	Relative error/ %
1	6.53	5.57	17.2
2	7.90	6.63	19.1
3	9.37	7.70	21.6
4	10.94	8.88	23.0
5	12.72	10.22	24.5
6	13, 50	10.71	25.1

simulation results; experimental data.

表 4 是折流板数目分别为 5、7、9 块,气体进口流量为 0.24 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>时,壳侧进出口总压降的计算值和实验值的比较.从表中可看出,7 块板偏差较大,为 20.5 %,9 块板最小,为 8.3 %.

## Table 4 Total pressure drop comparison between simulation value and experiment value

when number of baffles are different						
Item	<i>p</i> (number of baffles = 5) / kPa	<i>p</i> (number of baffles = 7) / kPa	p (number of baffles = 9) / kPa			
simulation results	4.8518	6.716 5.57314	11.7028			
relative error/ %	16.6	20.5	8.3			

# 5 采用不同方法确定多孔介质特性参数时数值模拟结果的比较

为了和以前的研究结果相比较,本文采用了两种不同的方法来计算多孔介质特性参数。一种是本 文提出的多孔介质特性参数按所计算管壳式换热器 的具体结构,每个控制单元都单独计算(包括体积 多孔度和三个方向的表面渗透率),简称方法1; 另一种就是文献[9,10]中采用的计算区域各个 控制单元的多孔介质特性参数采用整场平均值(体 积多孔度),简称方法2.对同一台换热器,比较 了不同的进口流量(0.24,0.26,0.28,0.31, 0.33,0.34 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>)下,换热器进出口总压差的 变化,并与实验数据相对比,最终的结果见表5.

从表 5 中可以看出,采用方法 1 时计算值与实 验值的偏差在 20 %左右,而对应的方法 2,计算值 与实验值的偏差在每一工况下,均大于方法 1 与实 验值的偏差(最大的可达到 38 %,比方法 1 高了 13 %).

Table 5Total pressure drop comparison betweensimulation results and experiment value whenapplying different methods to calculate

porous medium parameters

	Method 1			Method 2		
No.	p / kPa	p / kPa	Relative error/%	<i>p</i> / kPa	p / kPa	Relative error/ %
1	6.53	5.57	17.2	6.66	5.57	19.6
2	7.90	6.63	19.1	8.05	6.63	21.4
3	9.37	7.70	21.6	9.58	7.70	24.4
4	10.94	8.88	23.0	11.24	8.88	26.6
5	12.72	10.22	24.5	13.03	10.22	27.5
6	13.50	10.71	25.1	14.78	10.71	38.0

simulation results;

experimental data.

以上的计算结果表明,对多孔介质特性参数的 计算,采用整场平均值与按结构局部计算对换热器 的模拟结果有一定的影响,而且估计随着流量的增 加差别会进一步加大.虽然方法1需要增加一些计 算工作量,但对同一台设备只需计算一次即可,一 旦进行局部计算的程序开发成功,应用起来很方 便.因此在需要精确地进行数值模拟时应该采用方 法1.

#### 6 结 论

本文综合应用体积多孔度、表面渗透度和分布

阻力方法建立了适用于准连续介质的 N-S 修正控 制方程.运用改进的 k- 模型和壁面函数法,在不 同条件下计算了管壳式换热器壳侧湍流流动与换热 的情况.结果表明:

(1) 采用标准的 *k*- 模型可以很好地预测壳侧的压降,实验数据和计算结果符合良好.

(2) 与以前文献中采用的数值模拟方法相比, 本文提出的算法更为合理,计算值与实验值的偏差 更小.

(3) 换热管的存在使壳侧流场更加均匀. 换热器结构相同时,总压降与 *Re*s<sup>1.814</sup>成正比,量纲 1 总压降随 *Re* 增加而减少,截面平均温度沿流程逐渐增加,但增加的幅度则随折流板的个数增加而减小.

(4) 在相同壳侧流量下,折流板数较小时,压 降主要落在入口和出口区.进出口总压降随折流板 个数的增加而增加,而量纲1压降则随折流板个数 的增加而减小.

#### References

- Tinker T. Shell-side Characteristics of Shell-and-tube Heat Exchangers (A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchangers). Trans. ASME, HTD. 1958. 36-52
- 2 Palen J W, Taborek J. Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method. *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, 1969, 65 (93): 53-63
- 3 Patankar S V. Numerical Prediction of Shell Side Flow and Heat Transfer in Heat Exchangers, a Reappraisal of Shell Side Tube Flow in Heat Exchangers. In: Proc. 22nd Heat Transfer Conference and Exhibition, Niagara Falls, ASME, HTD. 1984, 39:1-9
- 4 Sha W T, Yang C I, Kao T T, Cho S M. Multi-dimensional Numerical Modeling of Heat Exchangers. ASME J. Heat Transfer, 1982, 104: 417-425

- 5 Sha W T. Numerical Modeling of Heat Exchangers. In: Cheremisin off N P, ed. Handbook of Heat and Mass Transfer, Gulf Publishing, 1985, 1
- 6 Butterworth D. A Model for Heat Transfer During Threedimensional Flow in Tube Bundles. In: Proc. Paper HX-6, 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, 1978
- 7 Prithiviraj M, Andrews M J. Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Part I: Foundation and Fluid Mechanics. *Numerical Heat Transfer*, 1998, 33A: 799-816
- 8 Prithiviraj M, Andrews M J. Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Part : Heat Transfer. Numerical Heat Transfer, 1998, 33A: 817-828
- 9 Huang Xinghua (黄兴华), Lu Zhen (陆震), Liu Dongnuan (刘 冬暖). Numerical Study of Turbulent Flow Characteristics in Shell Side of Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Shanghai Jiaotong University* (上海交通大学学报), 2000, 51 (3): 297-302
- 10 Hu Yandong (胡延东). Three-dimensional Numerical Simulation of Shell Side Velocity and Temperature Fields of Shell-and-Tube Heat Exchangers: [thesis]. Xi 'an: School of Energy and Power, Xi 'an Jiaotong University, 2001
- 11 Dengbin (邓斌). Experimental and Numerical Study of Flow and Heat Transfer in the shell Side of Heat Exchangers: [dissertation]. Xi 'an: School of Energy and Power, Xi 'an Jiaotong University, 2003
- Tao Wenquan (陶文铨). Numerical Heat Transfer. 2nd ed. Xi ' an: Xi 'an Jiaotong University Press, 2001
- 13 Zukauskas A. Convect Heat Transfer in Heat Exchangers. Ma Changwen (马昌文), trans. Beijing: Science Press, 1986. 292-300
- 14 Rehme K. Simple Method of Prediction Factors of Turbulent Flow in Noncircular Channels. Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, 16: 933-950
- 15 Yang Shiming (杨世铭), Tao Wenquan (陶文铨). Heat Transfer. 3nd ed. Beijing: Higher Education Press, 1998
- 16 Wang Liangbi (王良璧) . Experimental and Numerical Study of Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in Sectionally Complex and Twisted Ducts : [dissertation] . Xi 'an: School of Energy and Power, Xi 'an Jiaotong University, 1996