

# 不同组合方式下新型凹凸壳换热板通道的换热性能研究

刘建勇 李 静

(华南理工大学 机械与汽车学院化机与安全研究所, 广东 广州 510641)

**摘 要:**应用数值模拟方法对新型凹凸壳换热板通道的流动换热特性进行了研究,凹凸壳在流动方向上取顺排和叉排两种组合方式。结果表明:无论是叉排还是顺排,每个凹凸壳内都产生 3 个纵向涡,位于壳底部的纵向涡扰动程度最小,换热强化主要作用于凹凸壳部位;叉排时  $x$  方向相邻两壳之间也形成两个纵向涡,纵向涡大大强化了壳壁面的换热,叉排时虽然产生较多的纵向涡,但通道的流动阻力较大,使得流体的整体扰动程度不大,换热系数较顺排时提高不明显;  $Re = 4930$  时,与叉排组合的凹凸壳通道相比,顺排组合的  $j$  因子增加了 5.63,  $f$  因子减小了 39.1,凹凸壳顺排组合时的  $j$ 、 $f$  因子比酒窝板增加 8.44 和 7.9。

**关 键 词:**凹凸壳换热板;纵向涡;换热性能;叉排;顺排

中图分类号: TK172

文献标识码: A

符号说明

$A$ —沿流向的通道截面面积/ $m^2$ ;  
 $C_p$ —流体定压比热容/ $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ ;  
 $D$ —凹凸壳之间的间距/ $m$ ;  
 $d$ —通道的特征长度/ $m$ ;  
 $F$ —球形部分高度/ $m$ ;  
 $H$ —凸壳整体高度/ $m$ ;  
 $h$ —换热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ;  
 $L$ —板间距/ $m$ ;  
 $Nu$ —努赛尔数;  
 $p$ —压强/ $Pa$ ;  
 $Pr$ —普朗特数;  
 $Q$ —热流率/ $W$ ;  
 $r$ —半径/ $m$ ;  
 $\Delta T$ —对数平均温差/ $K$ ;  
 $U$ —流体速度矢量/ $m \cdot s^{-1}$ ;  
 $u$ —平均流速/ $m$ ;  
 $\alpha$ —凸壳与板面所成夹角/ $(^\circ)$ ;  
 $\delta$ —板或壳厚度/ $m$ ;  
 $\lambda$ —流体的导热系数/ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ;  
 $\mu$ —为流体的动力粘性系数/ $kg \cdot (s \cdot m)^{-1}$ ;  
 $\rho$ —流体密度/ $kg \cdot m^{-3}$ ;  
下标:  
 $h$ —横向;

l—纵向;  
m—最小;  
o—过渡;  
s—球形;  
w—壁面。

## 引 言

板式换热器广泛应用于能源、动力、化工、冶金和食品加工等行业中。由于板间气体热物性的限制,板式换热器的热阻主要集中于气体侧,为了强化板间空气的换热,人们设计出各式各样的换热板以强化气体侧换热。

文献[1~3]研究了不同相位差(包括  $0^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $75^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$ )的正弦波纹通道内流体的换热特性,得出了  $0^\circ$ 通道表面的换热最高,  $30^\circ$ 通道表面换热最差但通道的阻力系数最小的结论。文献[4]研究了 V 形波纹板通道,以及两板之间有相位差的通道中流体的换热性能,研究表明有相位差的 V 形波纹板通道中流体的扰动程度更大,换热性能更好。文献[5~7]分别研究了 V 形波纹板、正弦波纹板上、下波纹有交叉角度时通道中流体的换热性能。文献[8]通过数值计算比较了正弦型和 V 型(也称三角形)波纹板通道中流场分布,得出 V 型波纹板通道的换热和压降均低于正弦型波纹板通道。文献[9]中较一般的波纹板有了改进,实验研究了通道流体呈鸡蛋状的波纹板通道,以及有相位差的通道中流体的流动与换热特性。文献[10~11]实验研究了不同相角差的情况下,沿流向上、下波纹板逐渐分离或逐渐趋近的正弦波纹板通道中流体的流动特性,得出  $0^\circ$ 相角差的情况下,可以改善通道内的雷诺数,增大通道内的扰动程度。文献[12]研究了酒窝板通道中流体不同雷诺数下的速度场、温度场以及阻力特性。这些换热板片大大增加了气体侧换热面

收稿日期: 2010-04-09; 修订日期: 2010-06-04

基金项目: 十一五国家技术研究发展计划(863)基金资助项目(2007AA05Z212-2)

作者简介: 刘建勇(1984-),男,山西运城人,华南理工大学硕士研究生。

积,同时改变了主流方向,增强了流体扰动,减薄或者破坏了热边界层的连续发展,使换热加强。在增强换热的同时也带来了很大的阻力损失。从所查阅的大量文献来看对于波纹板上下两板有相角差的情况下流动换热性能优劣与无相角差的情况相比:无相角差时主要是改变流体主流方向增强扰动,形成的二次流很少;而有相角差时,流道波谷处会形成漩涡从而形成二次流,但是二次流较小,且不够多,扰动程度也不够剧烈,因此无相角差时的流动换热性能较好。文献[5~11]研究的通道结构都是采用不同的措施使通道中流体产生更多的分布均匀的二次流。目前,通过改变二次流的分布来达到强化换

热的二次流强化换热,已成为研究的热点,查阅大量文献,尤其板式换热结构的二次流强化换热研究还很少。

要使换热板主要通过改变二次流分布来达到强化换热,就必须改进及优化现有板片结构。通过研究新型凹凸壳换热板结构,在查阅文献中尚未发现针对新结构即凹凸壳式换热板的相关研究。本研究提出的结构可大量形成凹凸壳内二次流,以二次流强化换热为主,研究针对具有凹凸壳结构的换热板通道的换热特性进行了研究,换热器的换热板模型如图1所示。

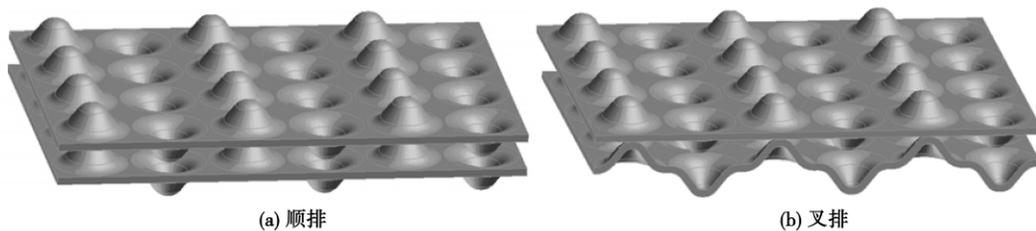


图1 凹凸壳换热板通道示意图

波纹板可以改变气体的来流方向,增加换热面积,增强气体侧的扰动,但是扰动程度较小容易在波谷处形成局部换热恶化,因此强化换热效果不明显;凹凸壳式换热板的改进,可以改善这些情况。上下两板凹凸壳组合排列有顺排和叉排两种方式,对在换热板上冲有凹凸壳的换热板通道进行了三维数值模拟,并就上下两板凹凸壳在叉排和顺排两种组合排列方式下的流动换热特性进行了对比分析,为进一步设计高性能换热器提供基础数据。

由于凹凸结构分布的对称性,取图2中虚线所示范围为计算区域,上层板的上表面和下层板的下表面为计算区域的上下面。考虑凹凸板的导热因素,计算区域中包括通道中的流体和上下凹凸板的固体部分,数值计算中包括了流体与固体部分的换热耦合计算。为了使计算更加精确,计算域的入口向上游(计算区域中凹凸板来流方向)延长10倍板间距,出口向下游(计算域中流体流过凹凸板后的区域)延长了15倍的板间距。

## 1 计算模型

在凹凸壳板式换热器板片上凹凸壳成排间隔分布在板的两侧,在基板上经过双面冲压形成凹凸壳,凹凸壳与基板自成一體,上下两板通过 $x$ 方向的相对平移可组合成顺排和叉排流道,板间距 $L = 3.5$  mm。计算模型如图2所示,板上凹凸壳的横向间距 $D_1 = 10$  mm,纵向间距 $D_2 = 10$  mm,板厚度 $\delta = 1$  mm,凸壳外形呈锥体形,角度 $\alpha = 105^\circ$ ,凸壳顶部呈球形,球形部分半径 $r_s = 2.2$  mm,球形部分高度 $F = 0.8$  mm,凸壳整体高度 $H = 3.5$  mm,凹壳尺寸和凸壳一致,凹凸壳与基板连接处圆滑过渡,过渡半径 $r_c = 2$  mm。

## 2 计算方法

### 2.1 控制方程与边界条件

计算过程中以空气为介质进行计算,由于凹凸壳之间的间距很小,空气在凹凸壳之间的温度变化不是很大,认为空气的物性为定值,把通道中的流动简化为常物性下的稳态流动。凹凸壳的存在增强了通道内流体的扰动,计算模型采用了RNG  $k-\epsilon$ 模型,可以较好的捕捉流场中的漩涡特性。控制方程见文献[13]。

计算区域边界条件设置为:

$x$ 方向的前后边界面:流体区域与固体区域均采用对称性边界条件;

$y$  方向的左右边界面: 流体区域, 左边取为速度入口边界, 入口温度为 500 K, 入口速度为 8 m/s; 右边取为出口边界; 固体区域采用速度无滑移的绝热壁面;

$z$  方向的上下边界面: 取上下边界面的延长段

为速度无滑移固体绝热面, 上下边界面的其余部分取为速度无滑移固体面, 给定温度  $T_w = 300$  K。

其余固体表面采用速度无滑移壁面, 温度由换热耦合计算得出。

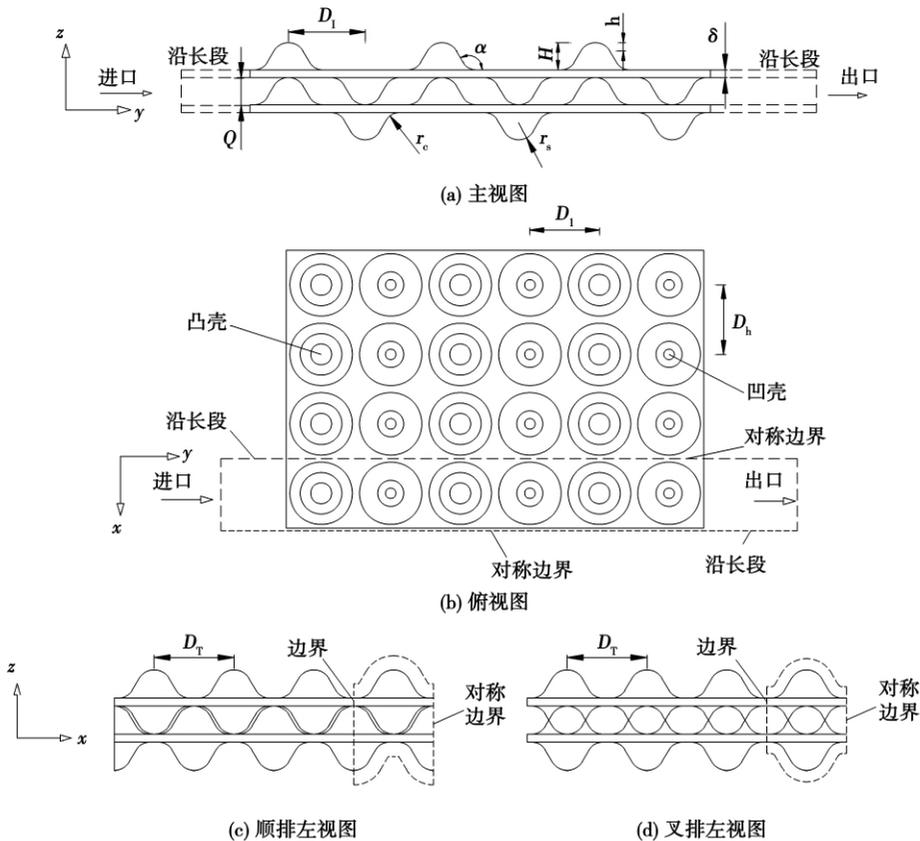


图 2 凹凸壳式换热板流道结构尺寸及计算区域示意图

### 2.2 数值计算方法

采用 CFD 商业软件进行数值计算, 由于计算区域形状的不规则性, 在生成网格的过程中, 对流体区域和固体区域分别进行网格生成; 对整个计算域都采用非结构化的四面体网格。计算中采用有限容积法对控制方程进行离散, 压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 对流项采用二阶迎风格式进行离散。

### 3 参数定义

雷诺数定义为:

$$Re = \rho u_m d / \mu \quad (1)$$

式中:  $u_m$ —通道最小截面处的平均流速, m/s;  $\rho$ —流体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\mu$ —流体的动力粘性系数, kg/(m · s);  $d$ —特征长度, mm; 当障碍物对湍流的发

生和发展过程起着重要的干扰作用时, 湍流特征长度应该取为障碍物的特征长度, 因此这里取凹凸壳在基板上投影的直径为 9 mm。

努赛尔数:

$$Nu = hd / \lambda \quad (2)$$

式中:  $\lambda$ —流体的导热系数, W/(m · K);

换热系数:

$$h = Q / A_0 \Delta T \quad (3)$$

式中:  $\Delta T$ —对数平均温差, K;  $A_0$ —包括凹凸壳和基板的总的换热面积, m<sup>2</sup>;

流动截面的涡通量  $\Gamma_x$  定义为:

$$\Gamma_x = \int (\nabla \times U) dA \quad (4)$$

式中:  $U$ —流体速度矢量, m/s;  $A$ —流动截面积, m<sup>2</sup>;

换热、流动特性由  $j_f$  因子来表征:

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = \frac{h}{\rho u_m c_p} Pr^{2/3} \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \cdot \frac{A_c}{A_0} \quad (6)$$

式中:  $c_p$ —流体定压比热容, J/(kg · K);  $A_c$ —通道最小截面面积,  $m^2$ ;  $Pr$ —普朗特数;  $\Delta p$ —通道进出口压差, Pa。

### 4 结果与分析

计算过程中流体区域以空气, 固体区域以铝为介质计算。以空气进口  $Re = 4\ 930$  的条件下, 对凸有凹凸壳的换热板通道进行了数值模拟, 对比研究了叉排和顺排两种排列方式下的流动换热特性。

#### 4.1 凹凸壳产生的漩涡情况

当流体流经凸壳和随之出现的凹壳时, 在凹壳处由于流速突然增大而产生低压, 由于凸壳前部的迎面流和凹壳之间的压差作用, 在凹壳内以及凹壳

附近产生了漩涡, 且都为纵向涡。

图 3(a) 是叉排时流体计算区域中第二个凸壳与凹壳之间的二次流速度分布图。由图看出, 流道中凸壳后部出现了两个轴向与流向一致的漩涡  $J$ , 并向下游发展; 发展到凹壳时在凹壳内也形成两个轴向与流向一致的漩涡  $E$  和一个轴向与流向垂直的漩涡  $G$ 。在凹壳外部形成两个轴向与流向一致的漩涡  $W$ 。漩涡  $J$  的强度较大, 其引起的二次流引导主流冲击凸壳背面, 改变了凸壳表面的速度梯度。漩涡  $T$  在凹壳内形成, 引起的二次流引导主流冲击凹壳的内表面, 使凹壳表面速度梯度得到改善。漩涡  $W$  在  $x$  方向上相邻的两凸壳之间形成, 引导主流冲刷凸壳侧面。

图 3(b) 是顺排时流体计算区域凹壳中的速度分布图, 凹壳内形成两个轴向与流向一致的漩涡, 凹壳底部形成一个轴向与流向垂直的漩涡, 这些漩涡增大壳内流体的扰动程度, 引导主流破坏壳内表面流体的速度边界层, 使换热加强。

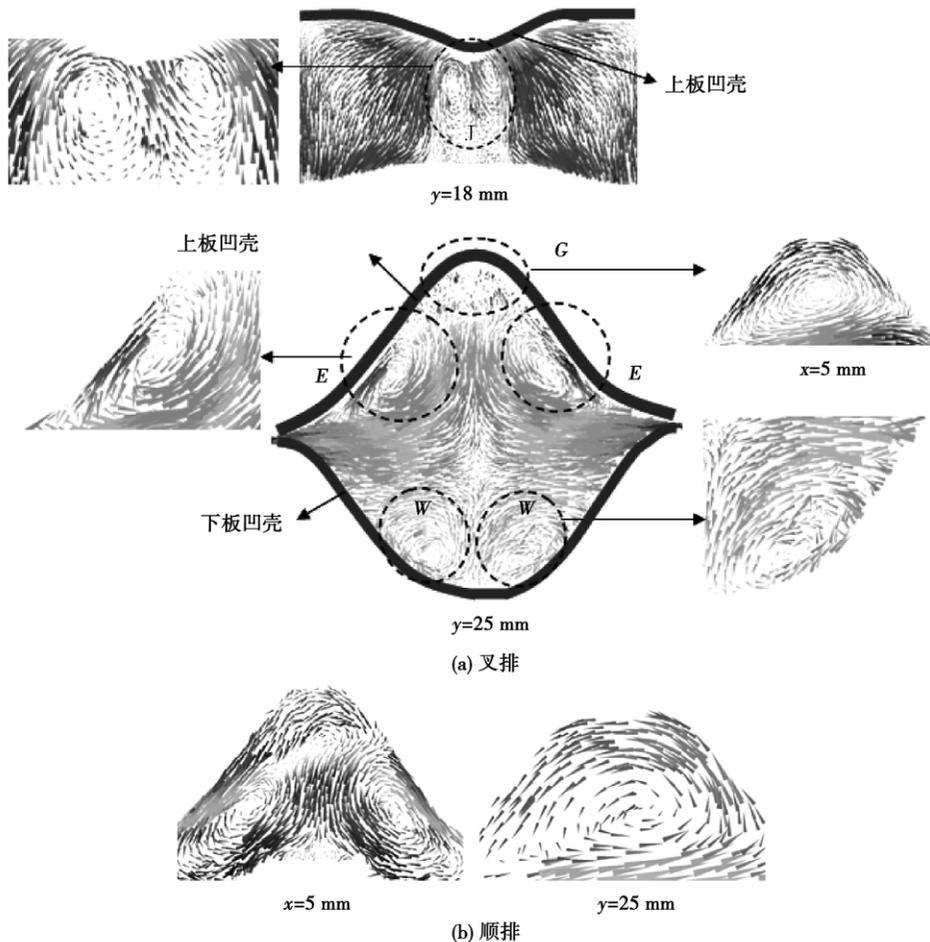


图 3 不同截面速度矢量分布

#### 4.2 通道内流动特性的比较

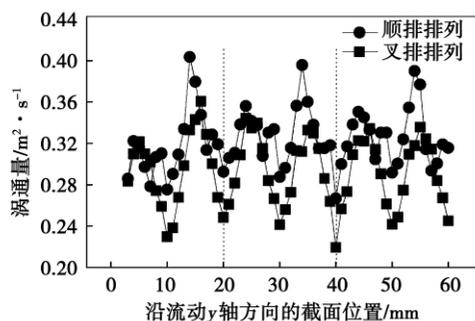


图4 截面涡流量  $\Gamma_x$  沿程变化

排列方式不同必然影响纵向涡的发展及分布,图4表示在不同排列方式下流动截面涡流量  $\Gamma_x$  的沿程变化。由图看出:(1)通道截面形状周期性变化,引起  $\Gamma_x$  周期性变化;(2)叉排组合时(以计算区域的第二个周期为例说明),由于纵向涡主要分布在壳内,纵向涡由壳内发展到  $y = 20$  mm 的截面时强度变弱,因此截面的涡流量出现个极小值;由于下板凸壳的阻挡、上板凹壳的引流,使得流体主流方向逐渐改变,并在上板凹壳内以及下板  $x$  方向两凸壳之间形成纵向涡,因此截面  $y = 20$  mm 到  $y = 24$  mm 之间的涡流量逐渐增大,纵向涡继续往上板的凹壳壳外发展。当纵向涡往壳外发展减弱时,上板壳内的纵向涡在壳边缘处叠加,使得局部涡流量增加,随后的截面  $y = 30$  mm 前无凹凸壳作用;纵向涡强度逐渐减弱,因此涡流量在截面  $y = 20$  mm 与  $y = 30$  mm 之间呈增大—减小—增大—减小趋势;流体经  $y = 30$  mm 截面后,由于上板凸壳的绕流作用,以及下板两个凹壳的引流作用,使得涡流量在  $y = 30$  mm 到  $y = 35$  mm 之间逐渐增大,并在截面  $y = 34$  mm 达到最大值。之后由于上板凸壳后部小程度尾迹的存在,涡流量逐渐减小,下板壳内的纵向涡在壳边缘处叠加使得涡流量有个局部最大值,随后到  $y = 40$  mm 之前的截面比较平缓,涡流量也由此减小,因此涡流量在截面  $y = 30$  mm 与  $y = 40$  mm 之间呈增大—减小—增大—减小趋势;(3)顺排组合时(以第二个周期为例说明)在截面  $y = 20$  mm 与  $y = 30$  mm 之间,流体遇到下板凸壳形成绕流,使流体进入上板凹壳形成纵向涡,纵向涡在  $y = 25$  mm 强度最大,之后流体经过下板凸壳后部的通道截面逐渐平缓,纵向涡的强度也逐渐减弱,因此涡流量在  $y = 20$  mm 和  $y = 30$  mm 截面之间呈减小—增大—减小的趋势;截面  $y = 30$  mm 和  $y = 40$  mm 之间的通道形状与截面  $y = 20$  mm 和  $y = 30$  mm 之间的通道一样,仅在  $z$  方向上相反,其沿程截面涡流量规律不变。

图5是通道截面的压力的沿程变化。从图中可看出在每个凹凸壳处,由于形状阻力的原因,均有一个较大的压降存在,在凹凸壳过渡区域出现压强回升现象,这是因为过渡区域截面面积逐渐变大又变小导致流体阻力也出现同样趋势。叉排时压力损失比顺排时大。

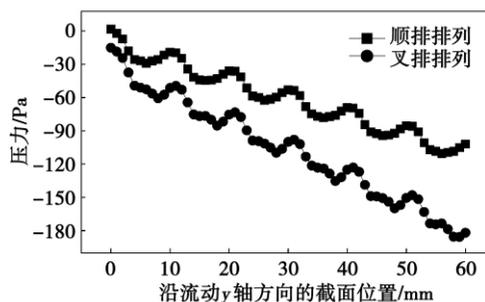


图5 截面压力  $P$  的沿程变化

#### 4.3 通道内换热特性的分析

图6为凹凸壳产生的纵向涡对通道表面  $h_y$  的影响。由图看出,叉排和顺排两种组合方式下,通道截面平均换热系数总体上沿流向周期性减小。以计算区域的第二个周期段为例,叉排时,流体流过截面  $y = 20$  mm 冲击下板的凸壳,并在上板凹壳内形成纵向涡,流体扰动增强,截面换热系数沿程增加,在截面  $y = 23$  mm 处由于上板凹壳底部的轴向垂直与流向的纵向涡的存在,使流体扰动程度达到周期内最剧烈程度,截面换热系数达到最大值。

流体流过  $y = 23$  mm 的截面后,随着上板凹壳底部的纵向涡的扰动程度急剧减小,在  $y = 25$  mm 处截面换热系数达到极小值,之后由于截面面积先减小后增大,使得流体的扰动程度和沿程截面换热系数先增大后减小,到截面  $y = 30$  mm 时达到局部极小值。

流体流经  $y = 30$  mm 后,流体冲击上板凸壳,并流进下板的凹壳形成纵向涡,破坏了壁面的速度边界层,使得截面换热系数沿程增大,增大到截面  $y = 33$  mm 时出现极大值,流经截面  $y = 33$  mm 后,下板凹壳底部的纵向涡强度减弱导致截面换热系数在  $y = 35$  mm 处出现极小值,之后通道截面面积先减小后增大,使得流体扰动程度先增大后减小,对边界层破坏先增强后减弱,因此流体界面换热系数先增大后减小,在  $y = 40$  mm 处,换热系数达到此周期内最小值。

顺排时,沿程界面的换热系数变化趋势大体相同,流体流经  $y = 20$  mm 的截面,上板凹壳中部的纵向涡强度逐渐增大,到达  $y = 25$  mm 截面时,由于上板凹壳底部流体的纵向涡强度很小不能有效剪薄壁

面速度边界层的厚度,致使此处截面的换热系数出现极小值,通道中其它凹壳内流动特性相同。

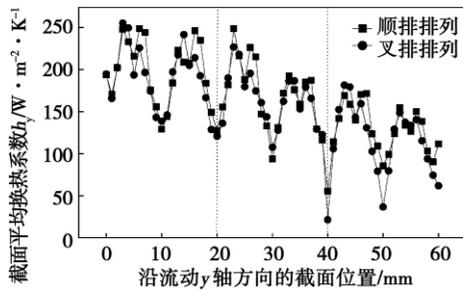


图 6 沿程截面的平均换热系数变化

为了研究对比通道总的流动换热特性,分析了不同换热板通道的流动换热特性,表 1 是不同换热通道包括正弦波纹通道、凹凸壳顺排、叉排、酒窝板等通道的数据比较。其中正弦波纹、酒窝板通道的尺寸与凹凸壳通道尺寸对应。

表 1 不同通道的  $j$ 、 $f$  因子

	酒窝板	凹凸壳 叉排	正弦 波纹	凹凸壳 顺排	凹凸壳 叉排	凹凸壳 顺排
$j$	0.009 69	0.009 94	0.010 29	0.010 50	0.009 94	0.010 50
$j/j_{base}$	1	1.026 3	1.061 9	1.084 4	1	1.056 3
$f$	0.020 21	0.035 22	0.032 08	0.021 81	0.035 22	0.021 81
$f/f_{base}$	1	1.742 4	1.587 1	1.079 30	1	0.619 25

从表 1 可以看出,无论是正弦波纹板,还是凹凸壳板的叉排和顺排排列方式,与酒窝板对比,在强化换热的同时,都带来了阻力损失,凹凸壳叉排组合和正弦波纹板通道的  $j$  因子增加的幅度要远远小于  $f$  因子增加的幅度;凹凸壳顺排组合的  $j$ 、 $f$  因子比酒窝板增加 8.44 和 7.9,强化换热增加的幅度高于阻力增加的幅度。凹凸壳顺排组合的  $j$  因子比叉排时增加了 5.63, $f$  因子叉排时减小了 39.1。

### 5 结 论

(1) 由于几何结构周期性变化,通道中流体的阻力,也周期性的减小,叉排时阻力下降比顺排时阻力下降迅速,顺排的压力损失约为叉排压力损失的 0.623 倍。

(2) 凹凸壳叉排组合时,在通道壳内形成两个强度较大的纵向涡,壳底部形成强度较小的纵向涡,壳的  $z$  方向的外部形成两个强度较大的纵向涡;顺排组合时,在壳内形成两个强度较大的纵向涡,壳底形成一个强度较小纵向涡;纵向涡是由于通道中壳内外的压差引起。

(3) 叉排组合时由于形成的纵向涡较多,通道

截面的涡通量较顺排组合时大,但是由于叉排组合的压力损失较大使得通道中流体的速度降低,扰动程度减弱,对速度边界层的破坏减弱,导致换热系数与顺排时相差不大。

(4) 无论是凹凸壳叉排、顺排组合还是正弦波纹板,较酒窝板在强化换热的同时也增加了阻力损失,其中凹凸壳叉排和正弦波纹板通道阻力增加远大于强化换热的增加;凹凸壳顺排组合的  $j$ 、 $f$  因子比酒窝板增加 8.44 和 7.9;凹凸壳顺排组合的  $j$  因子比叉排时增加了 5.63, $f$  因子比叉排时减小了 39.1。

### 参考文献:

- [1] RUSH T A,NEWELL T A,MCOBIA. An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages [J]. Int J of Heat and Transfer,1999,42(9):1541-1553.
- [2] NISHI MURA T,OHORIS J,KAWAMURA Y J. Flow characteristics in a channel with symmetric wavy wall for steady flow [J]. J of Chem Eng of Japan,1984,17(5):466-471.
- [3] 阴继翔,李国君,丰镇平. 不同相位差正弦波纹通道内流动与换热性能的数值研究 [J]. 西安交通大学学报,2004,38(7):693-697.
- [4] PAISARN NAPHON. Effect of wavy plate geometry configurations on the temperature and flow distributions [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer 2009,36:942-946.
- [5] KANARIS A G,MOUZA A A,PARAS S V. Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surface [J]. International Journal of Thermal Sciences 2009,48:1184-1195.
- [6] CROCE G,AGARO P D. Numerical analysis of forced convection in plate and frame heat exchangers [J]. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow 2002,6:756-771.
- [7] FERNANDES CARLA S,DIAS RICARDO P,NOBREGA J M,et al. Thermal behaviour of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers [J]. Journal of Food Engineering 2006,76:433-439.
- [8] 李海朋,刘 钊,丰镇平. 两种波纹板通道内的流动及换热比较 [J]. 工程热物理学报,2008,29(10):1755-1758.
- [9] PALOMARES B G,GUERRERO A H, MENDEZ R R, et al. An experimental analysis of the flow pattern in heat exchangers with an egg carton configuration (parallel convergent and divergent cases) [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,2009,30:158-171.
- [10] TOLENTINO F O, MENDEZ R R, GUERRERO A H, et al. Use of diverging or converging arrangement of plates for the control of chaotic mixing in symmetric sinusoidal plate channels [J]. Experimental Thermal and Fluid Science 2009,33:208-214.
- [11] TOLENTINO F O, MENDEZ R R, GUERRERO A H, et al. Experimental study of fluid flow in the entrance of a sinusoidal channel [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow 2008,29:1233-1239.
- [12] ELYYAN MOHAMMAD A,ROZATI ALI,TAFTI DANESH K. Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2008,51:2950-2966.
- [13] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.

(编辑 陈 滨)

不同组合方式下新型凹凸壳换热板通道的换热性能研究 = **Study of the Heat Exchange Performance of a New Type Convex and Concave Shell Heat Exchange Plate-formed Passage Under Different Combination Modes** [刊 汉] LIU Jian-yong, LI Jing ( Chemical Machinery and Safety Research Institute, College of Machinery and Automobile, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510641) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 191 ~ 196

By using a numerical simulation method, studied was the heat exchange characteristics of the flow in a new type convex and concave shell heat exchange plate-formed passage with the convex and concave shells adopting two combination modes, in-line and staggered arrangement in the flow direction. The research results show that whatever the staggered or in-line arrangement is adopted, three longitudinal vortexes invariably emerge inside each convex and concave shell, the longitudinal vortex at the bottom of the shell has a minimum disturbance degree and the heat exchange intensification is mainly acted on the convex and concave shell. When the staggered arrangement is adopted, two longitudinal vortexes are formed in the  $x$  direction between any two neighboring shells and greatly intensify the heat exchange through the wall surface of the shell. Although relatively more longitudinal vortexes take shape in the staggered arrangement, the flow resistance is big in the passage, resulting in a relatively low overall disturbance degree to the fluid and an unobvious enhancement of the heat exchange coefficient compared with that in the in-line arrangement. When  $Re = 4930$ , compared with the convex and concave shell plate-formed passage in the staggered arrangement combination mode, the  $j$  factor in the in-line arrangement combination mode increases by 5.63% while the  $f$  factor decreases by 39.1%. The  $j$  and  $f$  factor in the in-line arrangement combination mode of the convex and concave shells increase by 8.44% and 7.9% respectively when compared with those of the dimple plates.

**Key words:** convex and concave shell heat exchange plate, longitudinal vortex, heat exchange performance, staggered arrangement, in-line arrangement

基于场协同理论的强化传热综合性能评价因子 = **Overall Performance Factor for Evaluating Intensified Heat Conduction Based on the Field Synergy Theory** [刊 汉] XIA Xiang-ming, ZHAO Li-wei, XU Hong, et al ( United Nations Key Laboratory on Chemical Engineering, College of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200237) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 197 ~ 201

From the perspective of the field synergy theory, a non-dimensional performance factor  $\Phi$  was presented for comprehensively evaluating the intensified heat conduction effectiveness on the heat exchange surfaces. To prove its soundness and correctness, two examples were enumerated for conducting a three-dimensional numerical simulation, i. e. spirally twisted flat tube and corrugated-plate-formed passages. The non-dimensional performance factor  $\Phi$  was calculated and compared with the traditional intensified heat conduction evaluation factor  $\eta$ . It has been found that both  $\Phi$  and  $\eta$  assume an identical tendency and can reflect the overall performance of the heat exchange surfaces, therefore they can both serve as parameters for evaluating overall performance of intensified heat conduction. **Key words:** field synergy, intensified heat conduction, non-dimensional performance factor, overall performance, numerical simulation

超临界锅炉过热器炉内外壁温对比试验及分析 = **Contrast Experiment and Analysis of the Inner and Outer Wall Temperature of a Supercritical Boiler Superheater** [刊 汉] XU Hai-chuan, YU Yan-zhi, ZHANG Li-ang-bo ( College of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072), DONG Gong-jun ( Dabieshan Power Generation Co. Ltd., Macheng, China, Post Code: 438304) // Journal of En-