

# 椭圆管开缝翅片换热表面特性的三维数值分析\*

周俊杰 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

**摘要:** 研究了平片圆管表面, 开缝片圆管和开缝片椭圆管表面的流动和换热特性。翅片表面的缝为辐射布置, 下游布置较多的缝。椭圆管的长短轴之比为 2.25, 与圆管具有相同的周长。研究结果表明, 两种开缝片的换热量远大于平片, 椭圆管开缝片的压降低于圆管开缝表面。在泵功耗减少 2.5% 时, 椭圆管开缝的换热量比圆管开缝高 7%。椭圆管虽不能改善温度梯度和速度场的协同, 然而压降远低于圆管开缝片, 使其具有较好的综合特性。

**关键词:** 强化换热机理 开缝 椭圆管

**中图分类号:** TK172

## 0 前言

管翅式换热器广泛用在制冷空调等工程领域, 它由等间距且相互平行的强化翅片和与翅片垂直并按一定规律排列的管束组成。管侧流体为制冷剂, 翅片侧流体为空气。参考文献[1]和[2]表明强化传热的翅片从平片到波纹翅片、单侧开缝、双侧开缝和百叶窗翅片, 几何形状越来越复杂, 加工难度和成本也不断增加, 阻力和耗功变大。目前, 国内空调工程中圆管通常采用管径为 9.525 mm 和 7.940 mm 两种管子, 国外圆管的直径不断变小, 目前已采用管径为 7.00 mm 的管子, 甚至有的采用管径为 6.35 mm 的管子, 正在研发管径为 4.00 mm 的管子。为了强化管内换热, 这些管子大多还要加上内螺纹, 进而使加工难度和成本不断增加。管径变小和内螺纹增加, 均使管内侧阻力和泵功增加。空气侧阻力通常占整个换热器热阻的 90% 以上, 为了降低空气侧泵功, 用椭圆管代替圆管是一种可考虑的方式。大量试验表明, 采用椭圆管时迎风面积和管后回流区比圆管小得多, 可以有效地减小空气侧的流动阻力、降低能耗, 数目相同的管束, 椭圆管比圆管更容易实现紧凑。因此, 椭圆管管翅式换热器的研究开发日益受到学者的重视。国内外已对波纹翅片、百叶窗翅片空气侧的流动作了一些数值研究。

设计了一种具有辐射型开缝翅片的二排椭圆管管翅式换热器, 在长短轴之比为 2.25 情况下对这种换热器进行了三维数值模拟, 比较了在相同流速下圆管平片、圆管开缝与椭圆管开缝翅片的换热特性和阻力特性, 分析了其换热机理。

## 1 计算模型

利用对称性, 得出图 1 和图 2 所示的计算区域(锯齿线为逼近开缝条片几何形状的折线)。图 1 为圆管开缝翅片, 圆管的周长与椭圆管的周长相同, 作为椭圆管的参照。图 2 为椭圆管开缝翅片, 开缝的布置采用“前疏后密”的方式<sup>[3]</sup>。管翅式换热器的换热和阻力特性, 与来流速度、翅片型式、管束布置等多个几何参数有关。取翅片长宽厚之比为 25.4 : 21.0 : 1.2, 着重研究在管束布置、翅片间距、开缝高度和翅片厚度保持不变的情况下, 不同速度、管子和开缝形式对换热性能和阻力特性的影响。

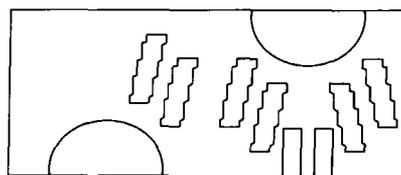


图 1 圆管开缝换热器计算模型

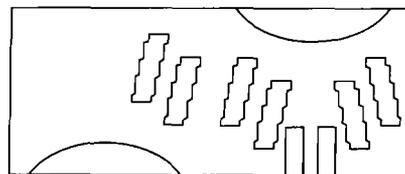


图 2 椭圆管开缝换热器计算模型

经过比较  $136 \times 102 \times 24$  和  $136 \times 102 \times 34$  两种网格的计算结果, 阻力因子和努塞尔数相差均小于 3%, 可以认为数值解基本已处于网格独立的范围内。最后采用  $136 \times 102 \times 24$  的网格离散整个计算区域, 收敛精度为连续性方程残差相对值小于  $5.0 \times 10^{-6}$ 。

\* 国家 973 重点基础研究发展规划(G2000026303)和国家自然科学基金(50476046)资助项目。20040623 收到初稿, 20050328 收到修改稿

## 2 数学模型

### 2.1 控制方程

计算的控制方程采用三维、稳态并且不可压缩的对流扩散方程。翅片与流体之间进行耦合计算，管子表面设定为均匀温度，描述整个换热器的流动和换热的守恒控制方程为

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \omega \phi)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \omega \phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) +$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S_{\phi} \quad (2)$$

式中  $u, v, \omega$  ——  $x, y, z$  方向流速  
 $\rho$  —— 密度  
 $\phi$  —— 通用变量  
 $\Gamma_{\phi}$  —— 广义扩散系数  
 $S_{\phi}$  —— 广义源项

### 2.2 边界条件

为了符合工程实际，利用进口处速度均匀条件，向上游延长翅片长度的 1.5 倍；为了在出口处采用局部单向化条件，向下游延长计算区域为翅片长度的 5 倍。

计算区域边界位置示意如图 3 所示(锯齿线为逼近开缝条片几何形状的折线)，各边界条件如下。

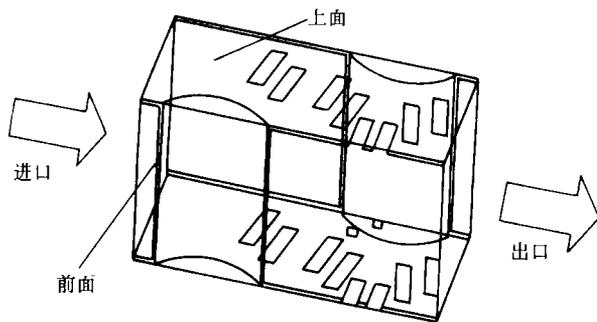


图3 计算区域边界位置示意

(1) 进口：假定为均匀来流，温度为常数。

(2) 出口：采用局部单向化条件<sup>[4]</sup>。

(3) 前后边界：除管子外为对称边界条件，管子为均匀壁温。

(4) 上下边界：翅片处为对称边界条件，缝上流体为周期性边界条件。

(5) 固体边界条件：速度为零。

### 2.3 数值方法

采用有限容积法进行离散，对流扩散项采用乘方

格式，数值计算中压力与速度的耦合计算采用 SIMPLE 算法，整场离散整场求解控制方程，迭代的初始速度均取为零。固体与流体的交界面处的扩散系数采用调和平均，固体与流体区中的导热系数采取各自的导热系数，但固体区的比热则采取流体区的比热。与计算边界相邻的固体区，粘性系数为无穷大<sup>[4]</sup>。

## 3 结果分析与讨论

### 3.1 程序考核

为了验证程序的可靠性，首先计算了有试验结果的开缝翅片，如图 4 所示。

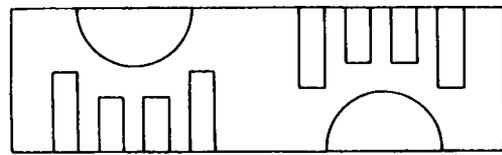
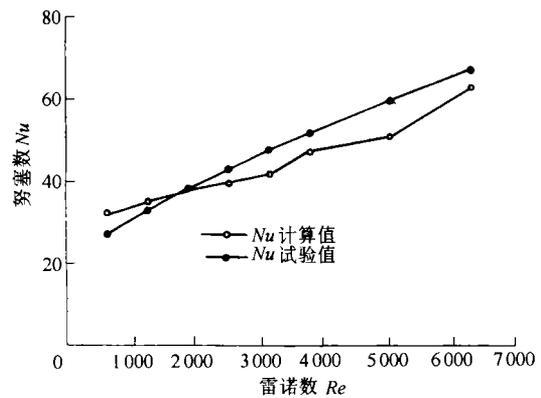


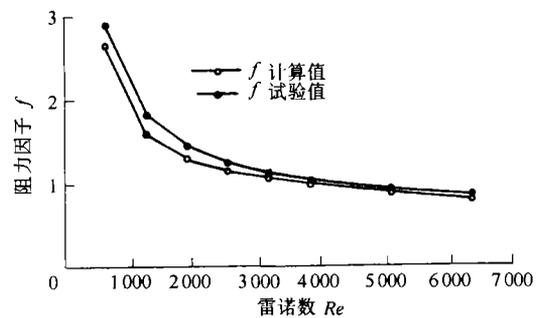
图4 平行开缝翅片

试验试件的几何参数如下：基管内径为 9.33 mm，基管外径为 10.15 mm，翅根直径为 10.55 mm，翅片厚度为 0.2 mm，翅片间距为 2.0 mm，基管材料为纯铜，翅片材料为铝合金，管束的排列方式为叉排，横向管间距为 25.00 mm，纵向管间距为 21.65 mm，管排数为 2 排。

计算结果见图 5。该图表明计算的努塞尔数最



(a)



(b)

图5 数值计算值与有关试验数据的对比

大偏差在 15% 以内, 阻力系数的计算偏差在 10% 以内, 说明程序是可靠的, 采取数值模拟对于复杂的强化换热表面计算是可行的。最大偏差发生在进口流速为 0.5 m/s (相应的雷诺数为 635) 时, 是由于低速时试验测量误差较大。但空调常用的速度范围为 1.0~3.0 m/s, 不影响计算结果的可靠性。

计算了圆管平直翅片, 圆管辐射开缝翅片及椭圆管辐射开缝翅片三种换热表面的特性, 迎面风速范围为 1.0~3.0 m/s。

### 3.2 换热量和压降随速度的变化关系

图 6 的计算结果表明, 三种管翅式换热表面随速度的增大, 换热量也相应的增加, 在相同的流速下, 圆管开缝的换热量最大, 平片最小, 圆管开缝比椭圆管开缝略高。

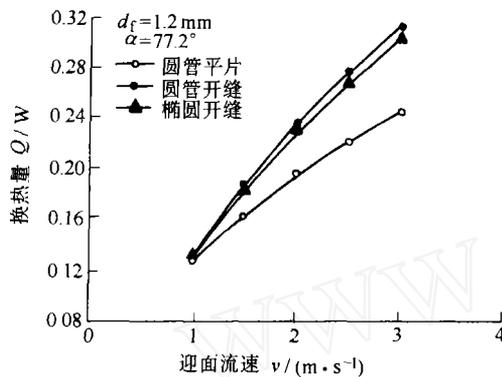


图 6 换热量随速度的变化关系

图 7 表明, 三种管翅式换热表面的压降随着速度的增加而增加, 椭圆管开缝增加的幅度比圆管开缝增加的小。在相同流速下, 圆管开缝的压降最大, 平片最小, 椭圆管开缝明显低于圆管开缝的压降, 随速度的增加, 低得越多。

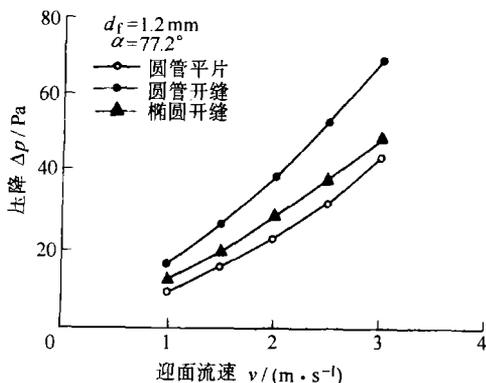


图 7 压降随速度的变化关系

### 3.3 单位泵功的换热量随速度的变化关系

对空调器的设计来说, 泵功是空调生产厂家与用户直接关心的重要参数。

图 8 表明, 随流速的增大, 单位泵功所能传递

的换热量  $Q_{pp}$  变小, 速度低时, 单位泵功的所能传递的换热量平片最大, 圆管开缝最小, 椭圆管开缝比圆管开缝高。

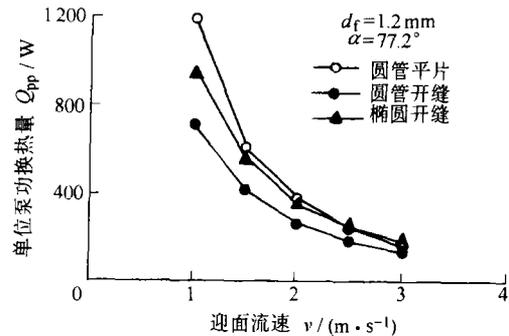


图 8 单位泵功的换热量随速度的变化关系

泵功消耗相当时, 椭圆管开缝的换热量高。如椭圆管开缝翅片在来流速度为 2.3 m/s 时, 泵功为  $8.61 \times 10^{-4}$  W, 换热量为 0.252 W; 而圆管在来流速度为 2.0 m/s 时, 泵功为  $8.846 \times 10^{-4}$  W, 换热量为 0.235 W。椭圆管开缝与圆管开缝相比, 泵功低 2.5% 左右, 而换热量增加 7.0% 左右。

图 6、8 中  $d_f$  为翅片中心线的距离,  $\alpha$  为辐射角, 也就是开缝方向与来流方向之间的夹角。如图 9 所示。

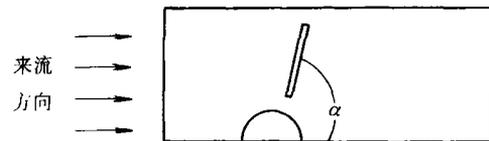


图 9 辐射角示意图

## 4 强化换热机理分析

参考文献[5~7]表明, 对流换热的强度, 不仅取决于流速、温差和流体物性, 还取决于速度场与温度梯度的协同程度。这两个矢量的夹角是协同程度的一种指标, 图 10 中  $\theta$  为全场平均的速度与温度梯度的夹角, 图 11 中  $n_{int}$  是对流项的积分值  $\rho c_p \int |v| |\nabla T| dv$  ( $v$  为速度矢量,  $\nabla T$  为温度梯度,  $dv$

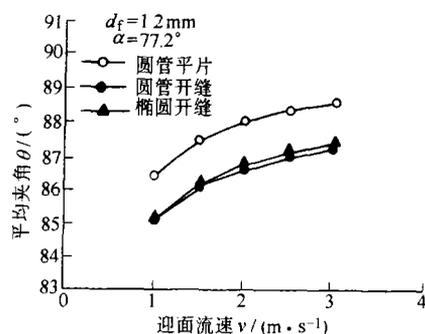


图 10 夹角随速度的变化关系

为体积元,  $c_p$  为质量定压热容), 其值代表了换热量的大小。图 6 和图 10 表明, 随流速的增大, 换热量增大, 对流项的积分值  $n_{int}$  增大, 温度梯度与速度矢量的平均夹角变大, 协同性变差, 在相同流速下, 平片的夹角最大, 对流项的积分值  $\rho c_p \int |\mathbf{v}| |\nabla T| dv$  最小。椭圆管开缝的夹角略大于圆管开缝, 协同性略差, 对流项的积分值略小于圆管开缝。

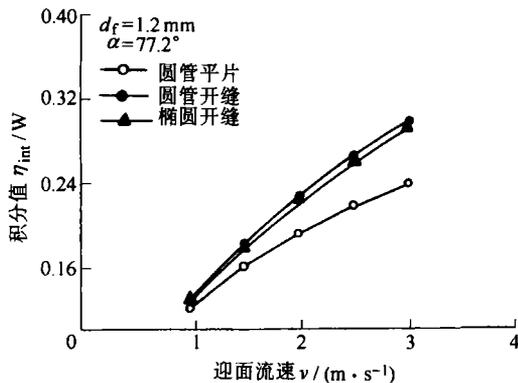


图 11 积分值随速度的变化关系

图 12 和图 13 表示速度为 2.0 m/s 时离开翅片高度为 0.3 mm 处的流线图, 空白区域为管子位置。从图可以看出, 在相同速度下, 椭圆管后死区比圆管明显减小, 绕流的阻力减小, 使椭圆管功耗减小。因此, 在相同的功耗下, 椭圆管的来流速度可以适当提高, 从而使换热量得以增加。

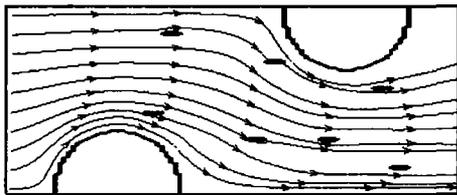


图 12 圆管开缝翅片高度为 0.3 mm 处的速度场

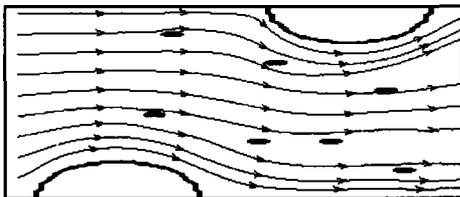


图 13 椭圆管开缝翅片高度为 0.3 mm 处的速度场

## 5 结论

(1) 应用三维模型模拟了圆管平片, 圆管辐射开缝翅片及椭圆管辐射型开缝翅片三种换热表面的换热特性, 分析了其换热性能及强化机理, 比较了它们的换热性能和阻力性能。

(2) 所研究的三种管翅式换热表面, 随流速的

增大, 换热量增大, 但压降也增大, 单位泵功的换热量减小。在所计算的速度范围内, 在相同流速时, 椭圆管开缝翅片优于圆管开缝翅片。

(3) 场协同原理的分析表明椭圆管对改善场协同并无明显好处, 但因其形状阻力明显低于圆管, 因而单位泵功的换热量增加。

(4) 综合开缝增强扰动和椭圆管减小阻力的优点, 提出的椭圆管辐射开缝翅片换热表面具有较好综合性能, 是一种有前景的强化换热表面。

## 参 考 文 献

- 1 Wang C C. Recent process on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. of heat exchangers*, 2000, 1: 57~84
- 2 Wang C C. Technology review—a survey of recent patents of fin-and-tube heat exchangers. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2000, 7(5): 333~345
- 3 Cheng Y P, Qu Z G, Tao W Q, et al. Numerical design of efficient slotted fin surface based on the field synergy principle. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 2004, 45(6): 517~538
- 4 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- 5 Kang H J, Li W, Li H J, et al. Experiment study on heat transfer and pressure drop characteristics of four types of plate fin-and-tube heat exchanger surfaces. *J. Thermal Science*, 1994(1): 34~42
- 6 Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41(14): 2 221~2 225
- 7 Tao W Q, Guo Z Y, Wang B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer—its extension and numerical verification. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2002, 45 (18): 3 849~3 856

## THREE DIMENSIONAL NUMERICAL ANALYSIS FOR SLOTTED FIN-AND-TUBE HEAT TRANSFER SURFACES HAVING OVAL TUBE CONFIGURATION

Zhou Junjie Tao Wenquan

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

Abstract: Fluid flow and heat transfer characteristics of three  
(下转第 98 页)

## OPTIMAL KINEMATIC DESIGN OF 2-DOF PLANAR PARALLEL ROBOT WITH HIGH SPEED AND HIGH PRECISION

*Sun Lining Ding Qingyong Liu Xinyu*  
(*Robotics Institute, Harbin Institute  
of Technology, Harbin 150001*)

**Abstract:** Based on the analyses of workspace, dexterity, velocity and precision, an optimal kinematic design method of 2-DOF planar parallel robot is developed. A global index composed of conditioning index, velocity and precision is proposed to achieve a workspace with good performance. The proposed

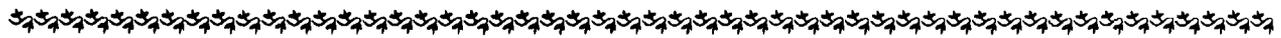
method can be implemented in two steps. In the first step, under the constraints of dexterity and singularity, a workspace with good performance is achieved, and a set of bars' length parameters and length ratios of two bars are generated to achieve the objective workspace. In the second step, the proposed global index is used to choose the most optimal length ratio between proximal and distal bars from the series of parameters acquired in the first step, thus the singularity, dexterity, velocity and precision are considered in the optimal design.

**Key words:** Parallel mechanism Kinematics

Optimal design

**作者简介:** 孙立宁, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士生导师, 哈工大机器人研究所所长。研究方向为微机器人技术、并联机器人、机器人智能控制。

E-mail: [insun@hit.edu.cn](mailto:insun@hit.edu.cn)



(上接第 93 页)

types of plate fin-and-tube surfaces are numerically investigated, plain plate fin-and-round tube, slotted plate fin-and-round tube, and slotted plate fin-and oval tube. The ratio of the long axis over the short one of the oval tube is 2.25 with the same perimeter length as the round tube. The strips in the slotted fin surfaces are arranged radially, with more strips located in the downstream part of the fin surfaces. It is found that the heat transfer rate of the two slotted fin surfaces is appreciably higher than that of the plain one, and the pressure drop of the oval tube slotted fin surface is much lower than that of the round tube slotted surface. When the pumping power of the

oval tube surface is 2.5% lower than that of the round tube surface, the heat transfer rate of the oval slotted fin surface is 7% higher than that of the round tube surface. It is found that the pressure drop of the oval tube is significantly lower than that of slotted round-tube fin surface, leading to its superiority in the thermal-hydraulic performance.

**Key words:** Enhanced heat transfer mechanism

Slotted fin Oval tube

**作者简介:** 周俊杰, 男, 1974 年出生, 博士研究生。主要研究方向为强化传热与节能及其工程数值计算。

E-mail: [zhoujunjie2008@163.com](mailto:zhoujunjie2008@163.com)