

# 基于 STAR-CD 的梯形翅片流道内过渡流的流动与换热特性计算与分析

## COMPUTATION AND ANALYSIS OF TRANSITIONAL FLOW AND THEREOF HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS WITHIN TRAPEZIFORM-FIN FLUID CHANNEL BASED ON STAR-CD

邓 杰 余南阳

(西南交通大学机械学院)

**摘 要:** 结合工程实际, 利用商用计算流体力学软件 STAR-CD, 首先对简化的散热器流道内处于入口段的过渡流工况进行了建模分析, 使用相同当量特征参数的圆管进行了相应工况的换热特性计算, 并与相应的经验公式对比, 进而以此为模型的论证, 对梯形截面翅片流道内的过渡流工况的流动与换热特性进行了数值计算。计算得到, 在  $Re$  为 2200 ~ 8000 范围的过渡流状态下, 梯形截面翅片流道的换热效果比当量特征尺寸的圆管要好, 而且, 前者的换热效果在  $Re$  数大于 4500 时比后者提高更大, 表明前者的入口段效应更好。

**关键词:** STAR-CD、梯形翅片流道、过渡流、换热特性、数值模拟

**Abstract:** Combining with the real engineering, modeling of simplified fluid channel of the heat sink at the condition of transitional flow with entrance end was analyzed based on the commercial CFD software package STAR-CD. With equivalent characteristic parameters of trapeziform-fin channel, computation of heat transfer characteristics of circular pipe with transitional flow was conducted. Also, the consequent results were compared with corresponding empirical formulae. On the basis of the verification of numerical model, numerical computation on flow and heat transfer characteristics of trapeziform-fin channel at transitional flow was executed. It could be concluded that, heat transfer effect of trapeziform-fin channel was superior to that of circular pipe at transitional flow with Reynolds number at the range of 2200 to 8000. Moreover, heat transfer effect of the former was more prominent when Reynolds number overcomes 4500. It demonstrated the entrance effect of trapeziform-fin channel was superior to that of circular pipe.

**Key words:** STAR-CD、trapeziform-fin channel、transitional flow、heat transfer characteristics、numerical simulation

## 1 引言

目前, 电子器件冷却已成为集成芯片可靠性和电力性能保障的必需手段。为了减小终端散热器到周围环境这一环节的热阻, 电子器件冷却系统的终端散热器一般采用扩展表面来增强换热。关于散热器翅片的换热效果的研究, 已有诸多相关的数值模拟与试验研究, 如翅片结构对换热效果的影响和翅片开缝等工作<sup>[1-4]</sup>, 但是较少涉及到过渡流状态。

本文结合工程实际, 针对某大功率电力半导体器件的终端散热器, 将其简化为梯形翅片流道计算单元, 采用商用流体力学计算软件 *STAR-CD* 对处于入口段、雷诺数在 2200~8000 范围的过渡流工况进行了流动与换热的数值计算, 并对计算结果进行了分析。

## 2 问题描述与几何简化

终端散热器简化后的示意图如图 1 所示, 流动空气沿着 Z 向水平流过散热器翅片间的流道, 在垂直方向上每排翅片与流体流道之间为 5mm 的狭窄平行板蒸汽冷凝通道, 是终端散热器下部的池沸腾冷却腔的冷凝段。垂直于 Z 向的平面局部放大见图中右侧圆圈, 其中 a 代表液体流动, 壁面厚度很小, 忽略不计; b 代表翅片间的空隙, 即翅片间的流体流道, 流道之间被翅片隔开。由于各流体流道之间互不干扰, 为了减小计算规模, 这里选取计算单元进行数值计算, 计算单元的截面如图 1 右侧局部放大圆圈内的矩形方框区域所示, 其尺寸如图 2, 由此可得梯形截面流道的当量直径  $d$  为 6.554mm。此外, 散热器宽即流体流道长度  $l$  为 240mm, 可知单个流道的长径比  $l/d = 36.6 < 60$ , 流动属于入口段范围。

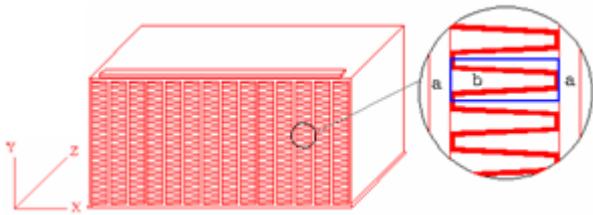


图 1 简化终散热器示意

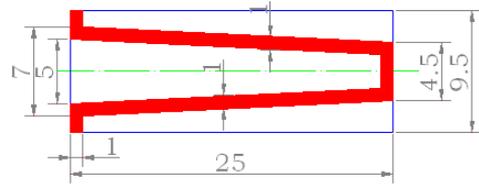


图 2 计算单元截面尺寸

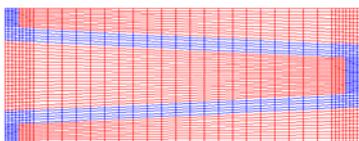


图 3 截面网格划分

## 3 数值计算模型建立

### 3.1 基本假定与计算方法

假定流道内空气为理想气体, 其密度仅随温度变化, 分子黏性系数满足 *sutherland* 定律<sup>[5]</sup>,  $\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} \text{ Kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ,  $C_s = 116$ , 其他物性参数保持不变, 并且流体流动是稳态的。由于流道计算单元的换热为翅片与空气之间的换热, 采用流固耦合传热进行计算, 假定翅片为铝合金材料, 密度为  $2610 \text{ Kg}/\text{m}^3$ , 导热系数  $110 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ , 比热容  $904 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ <sup>[6]</sup>。对翅片流道流动与换

热的计算, 采用连续性方程、动量方程和能量方程联合求解其流场和温度场。用有限容积法离散计算区域, 代数方程的求解采用流体压力与速度耦合的 *SIMPLE* 程序算法, 对流项离散的差分格式采用二阶精度的 *MARS* 格式, 计算收敛的相对残差的控制精度为  $10^{-4}$ 。

### 3.2 计算模型

由于该流动属于入口段范围, 而标准的高 *Re* 数  $k-\epsilon$  方程模型适用于充分发展湍流, 采用标准的高 *Re* 模型与标准壁面函数结合的模型进行计算必然会带来较大误差。而按照两层模型计算时, 计算结果与文献给出过渡流或湍流的经验值均有较大偏差, 这主要是由于现有的两层模型将近壁区的厚度近似处理为定值, 而实际处于入口段范围流体流动的近壁区厚度是不断变化的。为了对近壁区进行合时的处理, 按 *RNG* 模型试算后, 发现流道计算单元内大部分区域的湍流雷诺数  $Re_t$

( $=\rho k^2/(\eta\epsilon)$ ) 小于 150, 这表明过渡流不能用高 *Re* 模型和 *RNG* 模型来计算, 应采用低 *Re* 湍流模型计算<sup>[7]</sup>。

因此, 这里采用低 *Re* 湍流模型进行计算。由于传统的低 *Re* 数模型需要在近壁面生成足够密的网格, 近壁层网格数至少为 20 层, 以确保近壁区有一个足够小的  $y^+$  值, 这里对近壁区采用混合壁面处理方法<sup>[8]</sup>。该方法利用一种特殊的壁面边界条件消除了需要保证近壁区较密网格的负担, 从而大大减少了计算规模, 它仅用于低雷诺数湍流模型, 混合壁面条件的独立性通过渐进式或低 *Re* 数与高 *Re* 数模型混合式对于剪切应力、内能和化学物种壁面流量的有效性来实现, 混合因子  $\zeta$  是基于  $y^+$  值的四次渐进展开式, 见式 (1)。

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left( e^{ku^+} - 1 - ku^+ - \dots - \frac{(ku^+)^4}{4} \right) \quad (1)$$

$$\zeta = (1 - e^{-y^+/y_m^+})^2 \quad (2)$$

并且  $y_m^+$  满足式 (3)

$$y_m^+ - \frac{1}{k} \ln(Ey_m^+) = 0 \quad (3)$$

式中,  $y^+$  为网格第一个内节点与壁面间的无量纲距离;  $u^+$  为无量纲速度分布;  $\zeta$  为混合壁面处理方法的混合因子;  $k$  为 von Karman 常数;  $E$  为相应于水力光滑壁面的经验常数。

### 3.3 网格划分

计算单元的总网格约为 50 万, 其中沿长度方向上网格数为 100, 截面网格分布见图 3 所示。

### 3.4 边界条件设定

(1) 入口条件: 入口给定流速边界条件, 分别计算 6 m/s、7 m/s、8 m/s、10 m/s、12 m/s、15 m/s、18 m/s、20 m/s 的不同流速工况, 雷诺数在 2000~8000 范围内。入口空气参数设定为: 入口温度 40 °C, 密度  $1.128 \text{ Kg}/\text{m}^3$ , 比热容  $1005 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ , 导热系数  $0.0276 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ , 分子黏性系数  $1.91 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ <sup>[6]</sup>。按文献取湍流强度  $TI=0.02$ , 混合长度按当量直径的 1/10 近似取为  $\text{Mixing Length} = 0.001 \text{ mm}$ <sup>[9]</sup>。

(2) 出口条件：设为标准大气压力边界。

(3) 壁面换热边界条件：

由于采用蒸汽凝结来加热时或者液体沸腾来冷却时，壁面温度可认为是均匀的<sup>[7]</sup>，而图 1 给出的工程实例散热器的翅片流道两侧为金属壁面蒸汽冷凝通道，因而可设定金属壁面为定壁温条件，取翅片流道计算壁面温度为 80℃。

(4) 对称边界：根据简化散热器结构的几何特征，将单个流道计算单元上下两个表面设置对称边界条件。

## 4 模型论证

由于当前工程上的阻力系数和对流换热的  $Nu$  数的经验关联式是在圆管条件下给出的，这里，采用与梯形流道当量直径相同的圆管流道进行计算，并将结果与经验式所得值进行对比，从而给出模型论证。计算取圆管直径 6.554mm，管长 240mm，壁厚忽略不计，物理模型采用上节所述情形，得到流动与换热特性如下。

### 4.1 阻力系数

计算的阻力系数如图 4 所示，图示有三条拟合曲线，其中曲线 (1) 代表过渡区的布拉休斯平均阻力计算关联式的值，曲线 (2) 为过渡区的阿里特苏里经验式所得值<sup>[10]</sup>，曲线 (3) 为计算得到的圆管平均阻力系数。图中可见，当管内流动的  $Re$  接近下临界  $Re$  时阻力特性偏差稍大，而随着  $Re$  的增大，接近文献给出的经验关联式所得值。

### 4.2 平均对流传热系数

在过渡流的几种不同雷诺数工况下，计算结果与经验式所得值如图 5 所示，其中曲线 (1) 代表数值计算值，曲线 (2) 为过渡流的毫森关联式 (4) 所得值，曲线 (3) 代表齐德-泰特经验式 (5)<sup>[6]</sup>。将对应的计算工况与相应的管内强迫对流换热的经验公式计算值进行比较发现，采用毫森整理和推荐的过渡区 ( $2200 < Re < 10^4$ ) 强迫对流传热的平均对流传热系数关联式所得结果与计算值偏差较大，而采用处于入口段的层流换热的齐德-泰特公式计算长为  $l$  的管道的平均  $Nu$  数则与计算结果相对误差在 5% 以内。

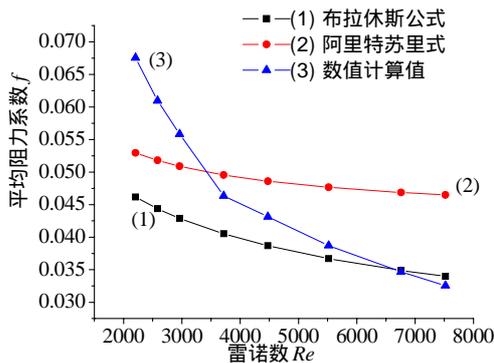


图 4 圆管  $Re$  在 2200~8000 范围内的阻力系数

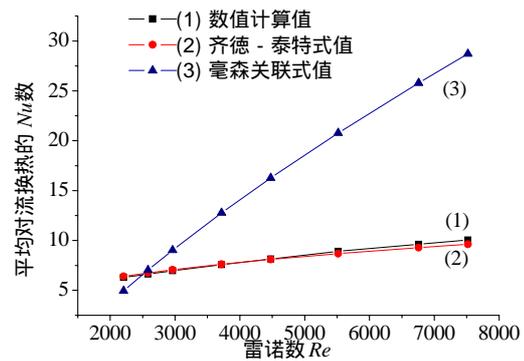


图 5 圆管  $Re$  在 2200~8000 平均对流传热的  $Nu$  数

可见，由于算例给出的圆管过渡流处于长径之  $l/d < 60$  的入口段情形，过渡流的毫森公式与该过渡流的换热偏离较远，处于入口段的过渡流换热效果接近层流状态。上述结果表明，低  $Re$  湍流模型可用于平直梯形截面流道换热特性的计算。

## 5 计算结果及分析

按模型论证采用低  $Re$  数湍流模型进行耦合传热计算, 得到梯形截面流道的流动与换热特性, 将其与当量几何尺寸的圆管流道相应工况相比较, 图 6 给出了圆截面管道和梯形截面流道在过渡流范围内的阻力系数变化趋势, 图 7 给出了两种流道在相应工况下的平均对流换热的  $Nu$  数的变化趋势。从计算结果来看,  $Re$  约为 4500 是一个转折点, 在  $Re$  为 2200~4500 的工况范围, 梯形截面流道与圆管道的阻力系数差别很小, 但前者换热强度比后者提高 15% 左右。而在  $Re$  为 4500~8000 工况范围, 梯形截面流道与圆管道的阻力系数比圆管道增加 3%~30%, 与此同时, 前者的平均对流换热的  $Nu$  数比后者提高 16%~120%, 增幅比阻力系数更大。总体来说, 梯形截面流道换热的入口段效应比当量尺寸圆管道要好。

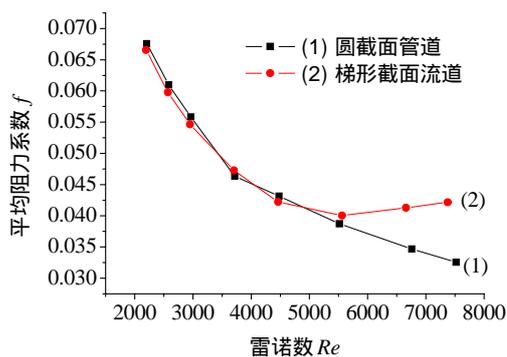


图 6 两种流道平均阻力系数

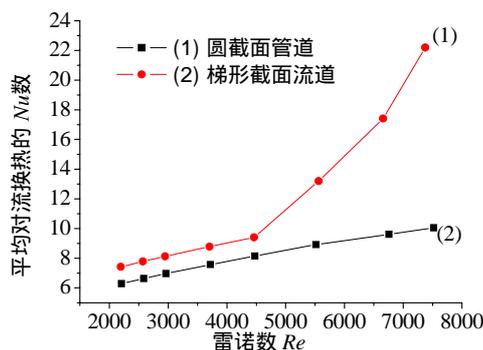


图 7 两种流道平均对流换热

## 6 结论

- (1) 工程算例流动处于入口段,  $Re$  工况为 2200~8000 范围的过渡流工况的计算模型应选用低  $Re$  数湍流模型。
- (2) 对于圆管, 此范围内的换热效果近似层流, 而计算得到梯形截面流道的换热效果优于当量特征参数的圆管, 表明梯形截面翅片流道的入口效应比圆管效果好。
- (3) 当  $Re$  数在 4500~8000 范围内, 计算的梯形流道的阻力系数和平均对流换热的  $Nu$  数与圆管道明显增加, 且  $Nu$  数的增幅较阻力系数增加快。

## 7 参考文献

- [1] 梁德才, 简弃非. 散热器翅片结构对流体流动及换热过程影响的数值仿真研究. 电子机械工程, 2007, 23(1): 24~27.
- [2] 张来, 杜小泽, 杨立军, 等. 开孔矩形翅片椭圆管流动与换热特性的数值研究. 工程热物理学报, 2006, 27(6): 990~992.
- [3] 贺群武, 罗来勤, 王秋旺, 等. 波纹内翅片管中对流换热与阻力特性的试验研究. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 655~657.
- [4] 曾敏, 石磊, 陶文铨. 波纹管管内层流流动与换热规律的试验研究与数值模拟. 工程热物理, 2006, 27(1): 142~144.

- [5] Group C A. METHODOLOGY: STAR-CD VERSION 3.22 ed. CDAJ-CHINA Co.,Ltd., 2004.
- [6] 戴锅生. 传热学: 第二版. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [7] 陶文铨. 数值传热学: 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [8] Rung T. Formulierung universeller Wandrandbedingungen für Transportgleichungsturbulenzmodelle: Institutsbericht Nr. 02/99, Hermann-Föttinger-Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Berlin, 1999.
- [9] Versteeg H K, Malalasekera W. W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method, London: Longman Group Ltd, 1995. 194 ~ 202.
- [10] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机, 北京: 中国建筑工业出版社, 2001:105 ~ 109