

文章编号: 1000-8055(2008)12-2291-05

收缩通道内水滴形扰流柱群的 换热和压力损失特性

宣建光¹, 王奉明²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 空军装备研究院 装备总体论证研究所, 北京 100076)

摘 要: 对装有三种不同截面的水滴形扰流柱叉排阵列的收缩通道内的流动和换热进行了三维数值模拟, 获得了收缩通道扰流柱排内旋涡强度分布的基本特征, 并根据流场分析了扰流柱形状对柱群压力损失性能和换热性能的影响, 并与具有相同流动空间的矩形通道内的流动换热特性进行了比较. 计算结果表明: 在所研究的 Re 数变化范围内, 收缩通道的端壁 Nu_{end} 要高于矩形通道的, 随着 Re 的升高, 二者之间的差距有变大的趋势; 收缩通道和矩形通道的压力损失系数差别很大, 相同 Re 数下, 收缩通道的压力损失系数约是矩形通道的 3~4.5 倍.

关 键 词: 水滴形扰流柱; 收缩通道; 压力损失; 强化换热

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Study of pressure loss and heat transfer in contractive channel with water-drop-shaped pin fin arrays

XUAN Jian-guang, WANG Feng-ming

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. The Research Institute on General Development and Evaluation of Equipment,

EAAE of PLA, Beijing 100076, China)

Abstract: The flow processes in contractive channel with three different water drop shaped pin fin staggered arrays were studied numerically in the present paper, and the basic features of intensity distribution of vortexes in the arrays were obtained. Moreover, the influences of the vortexes on the pressure loss and heat transfer enhancement of the arrays were discussed in detail. Comparisons were made between the contractive and rectangular channels. It is found that the average Nusselt number of the endwall in the contractive channel is higher than that of the rectangular channel in the range of the Reynolds number, and the pressure loss coefficients of the contractive channel is 3 to 4.5 times as much as that of the rectangular channel at the same Reynolds number.

Key words: water drop shaped pin fins; contractive channel; pressure loss; heat transfer enhancement

扰流柱因其固有的强化传热和结构特征在涡轮叶片尾缘的冷却结构中起着十分重要的作用.

关于扰流柱群特性的研究, 大多数学者都是基于矩形通道的^[1-5], 与传统的简单截面形状的扰流柱

相比,作者提出的水滴形扰流柱具有明显的低阻特性^[6].航空发动机涡轮叶片尾缘扰流柱区域的流动通道是收缩的,沿流动方向流通面积逐渐减小.关于收缩通道,我国台湾省的科研工作者 Hwang Jenr-jiang 和 Lui Char-chin 通过试验研究了气体通过装有圆形扰流柱群的收缩通道时的压力损失和换热特性^[7-8].本文通过数值计算的方法,研究收缩通道中水滴形扰流柱群内的流动和换热^[8],并与具有相同流动空间的矩形通道进行了比较.

1 计算模型

1.1 模型尺寸

利用数值计算方法模拟了装有水滴 I、II 和 III 形(图 1)叉排扰流柱群的收缩通道内的流动和换热,所采用的湍流模型、基本假设以及网格划分与文献[8]相同.由图 2 可以看出,叶片尾缘沿流向横截面形状接近直角梯形,所以选取如图 3 所示的计算模型.通道长度为 126 mm,宽度为 48 mm,进口处通道高度为 15 mm,出口处通道高度

为 5 mm.扰流柱有 4 排,呈叉排列,横向间距 6 mm;纵向间距 12 mm.与之相比较的矩形通道的高度为 10 mm,长度为 126 mm,扰流柱的排列方式完全相同.



图 1 水滴形扰流柱型面示意图

Fig. 1 Water drop shaped pin fin scheme

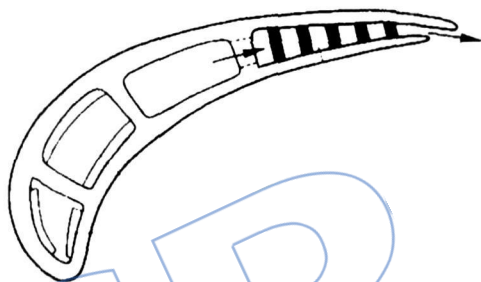


图 2 某型航空发动机涡轮叶片剖面图

Fig. 2 Section plane of a turbopane

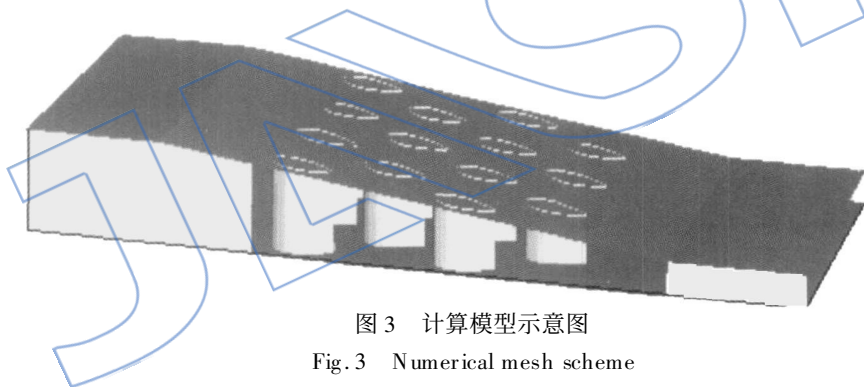


图 3 计算模型示意图

Fig. 3 Numerical mesh scheme

1.2 网格的划分

采用了 Fluent 公司的网格生成软件工具包 Gambit, 生成了装有扰流柱群的矩形通道的网格. 网格由 4 部分组成: 发展段、恢复段、试验段流体区域和扰流柱. 其中发展段和恢复段是结构化网格, 用 Map 方式划分, 网格在 x - y 面上横纵向间距都为 1; 试验段流体区域和扰流柱为非结构化网格, 用 Hex/wedge/cooper 方式划分, 流体区域间距为 1, 固体区域网格间距为 0.8. 沿扰流柱壁面, 网格局部加密, 间距为 0.6. 扰流柱通道壁面处各物理量的梯度比较大, 所以在对沿高度方向划分网格时采用了梯度网格. 整个计算域网格数为 52×10^4 左右.

1.3 参数定义

定义水力直径为

$$D = 4V_f/A_f \quad (1)$$

式中 V_f 为通道内流体占有的体积, 即无扰流柱通道的体积减去扰流柱占有的体积; A_f 为通道内流体与通道壁和扰流柱壁的润湿面积.

记矩形通道的宽度为 B , 高度为 H ; 扰流柱的截面积为 A_p , 周长为 L_p , 数目为 N , 沿流向排数为 N_x , 则有

$$V_f = BH N_x L - N A_p H$$

$$A_f = 2(B + H) N_x L + N(L_p H - A_p)$$

由水力直径 D 的定义计算出装有不同型面扰流柱阵列矩形收缩通道的水力直径, 如表 1 所示.

雷诺数 Re 定义为

$$Re = \rho V_{\max} D / \mu \quad (2)$$

式中 $V_{\max}$ 为最小通道截面处的平均气流速度.

表 1 装有扰流柱阵列通道的水力直径
Table 1 Diameter of the channel with pin fins

扰流柱形状	水滴 I 形	水滴 II 形	水滴 III 形
水力直径/mm	22.33	22.23	21.15

平均压力损失系数定义为

$$Eu = 2(p_{in} - p_{out}) / (\rho u_{\infty}^2)$$
 (3)

式中 u_{∞} 为通道进口处的气流速度.

壁面局部对流换热系数定义为

$$h = q_v / (T_{w1} - T_{al})$$
 (4)

T_{w1} 表示恒热流壁面局部温度, T_{al} 表示局部气流温度.

壁面平均对流换热系数定义为

$$\bar{h} = \frac{q_v}{T_w - T_{INF}}$$
 (5)

式中 T_w 表示恒热流壁面的平均温度; T_{INF} 表示通道内气流的平均温度 $T_{INF} = (T_{out} + T_{in}) / 2$.

壁面平均 Nusselt 数定义为

$$Nu_{avr} = \bar{h}D / \lambda$$
 (6)

壁面局部 Nusselt 数定义为

$$Nu = hD / \lambda$$
 (7)

1.4 边界条件

进口边界: 入口处气流温度为 300 K, 压力为一个大气压, 密度为 1.205 kg/m^3 , 运动粘度为 $0.000015 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$. 4 种流动工况的进口 Re 数分别为 10 000, 20 000, 30 000 和 40 000, 进口气流湍流耗散率为 0.02.

下加热壁面边界: 速度为无滑移条件, 壁面恒热流密度为 10000 W/m^2 .

上壁面与两侧壁面边界: 速度为无滑移条件, 壁面绝热.

出口边界: 流量出口, 满足总体流量守恒.

2 计算结果分析

2.1 收缩通道与矩形通道内湍流度分布

流体的湍流强度对扰流柱群的换热特性和压力损失特性起着决定性的作用, 图 4 比较了装有水滴 I 形扰流柱的收缩通道与矩形通道内的湍流

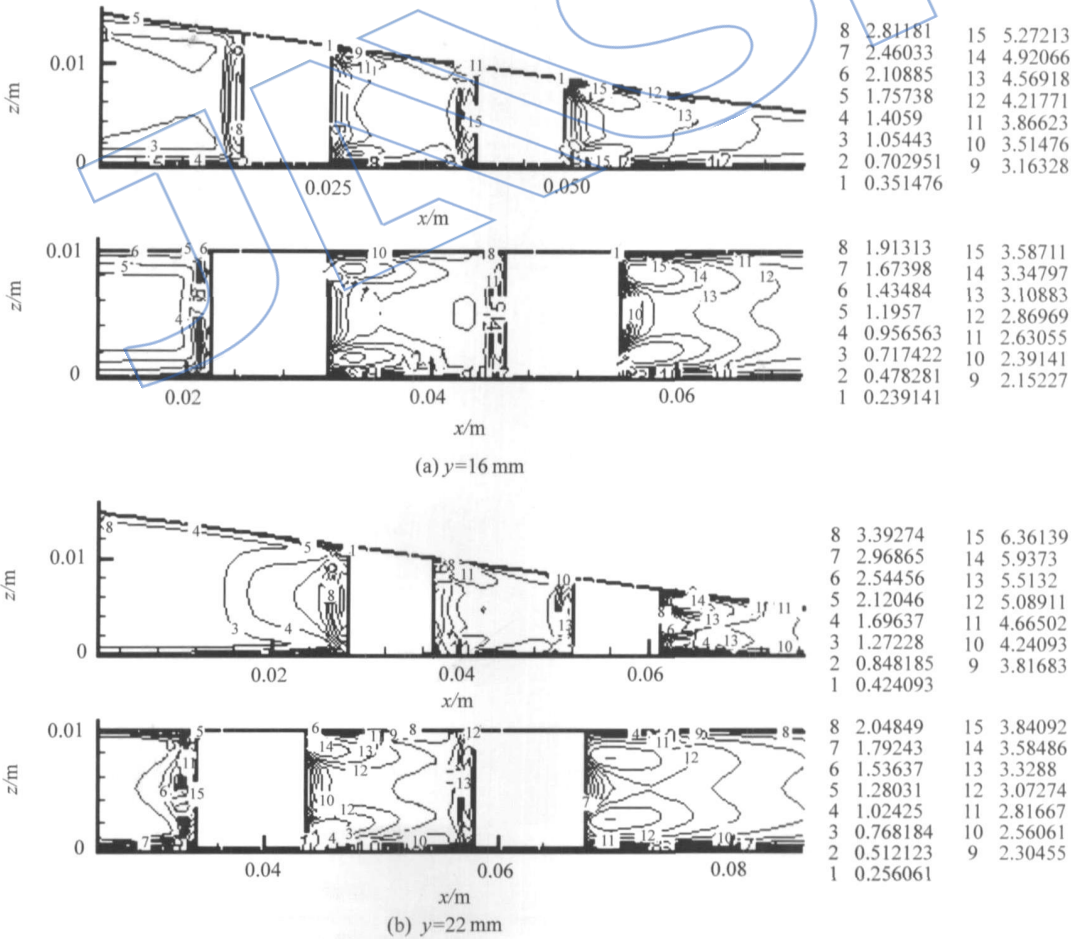


图 4 扰流柱通道沿纵向中间两排扰流柱截面处的湍流强度分布图($Re = 30000$)

Fig. 4 Distributions of the flow intensity in the arrays with $y = 16$ and $y = 22 \text{ mm}$

度分布($y=16\text{mm}$ 对应于横向第三排扰流柱中间处, $y=22\text{mm}$ 对应于横向第 4 排扰流柱中间处). 比较的前提为通道雷诺数 Re 相同($Re=30000$), 并且收缩通道的流动空间与矩形通道相同. 矩形通道中, 扰流柱柱后存在着比较大的旋涡影响区, 说明分离流经过较长的一段距离才汇合. 收缩通道内, 柱后的旋涡影响区域比矩形通道的小, 说明分离流比较快地汇合, 这是由于通道沿流动方向收缩, 产生 z 向的速度分量加大, 强化了通道内流体的混合. 扰流柱附近的区域, 湍流度较高. 在扰流柱后, 沿流动方向通道上下壁面附近区域, 产生了两条湍流度较高的带, 在扰流柱后一定距离处汇合, 这两条强湍流度带包围有一个低湍流区域. 收缩通道与矩形通道相比, 从尺度上讲, 由于通道收缩, 柱后高湍流区域较小, 但从强度上讲, 收缩通道的湍流度要明显高于非收缩通道的.

2.2 收缩通道与矩形通道端壁的局部换热特性

图 5 分别为装有水滴 I 形扰流柱矩形通道与收缩通道在 $Re=30000$ 时, 恒热流端壁(下壁面 $z=0$) 在 $y=16\text{mm}$ 和 $y=22\text{mm}$ 处沿流向的局部

Nu 数分布. 从图中可以看出, 矩形和收缩通道中, 端面上高热区都位于每排扰流柱的前缘驻点附近和扰流柱尾缘附近, 这是由于柱前马蹄涡、柱后绕流尾涡的影响. 收缩通道与矩形通道相比, 近柱区域局部 Nu 数分布特点类似, 但相同位置处收缩通道壁面上的局部 Nu 数要大于矩形通道的, 这主要是由于通道的收缩迫使流动混合强化和湍流度的加大引起的.

矩形通道中, 扰流柱各排处的换热情况差别不大, 呈近似周期变化, 第 2 排换热比第 1 排稍有增加, 第 3 排达到最大值, 之后稍有下降, 变化趋势与文献[9] 所得试验结果相同, 扰流柱排后的区域, 换热能力远逊于柱排区. 在收缩通道中, 沿着流动方向换热逐渐增强, 每排扰流柱周围 Nu 数相差较大, 在扰流柱群后, 由于受气流的加速影响, 其换热能力的衰减并没有像在矩形通道中那么剧烈. 当 $Re=30000$ 时, 收缩通道的换热能力是具有相同流动空间的非收缩通道的 1.3 倍左右.

2.3 收缩通道与矩形通道端壁的平均努赛尔特数和压力损失系数

图 6 和图 7 反映了装有水滴形扰流柱群的收缩通道与矩形通道恒热流壁面平均努赛尔特数以及压力损失系数 Eu 随雷诺数 Re 的变化规律. 从图中可以看出, 在所研究的雷诺数 Re 数变化范围内, 收缩通道的端壁 Nu_{avr} 要高于矩形通道的.

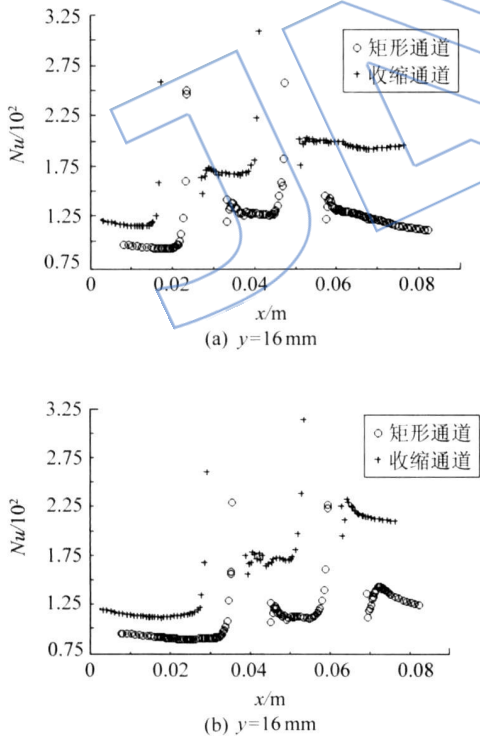


图 5 扰流柱通道局部 Nu 数分布图
($Re=30000, q=10000\text{W/m}^2$)

Fig. 5 Distributions of the local Nusselt number in the arrays ($Re=30000, q=10000\text{W/m}^2$)

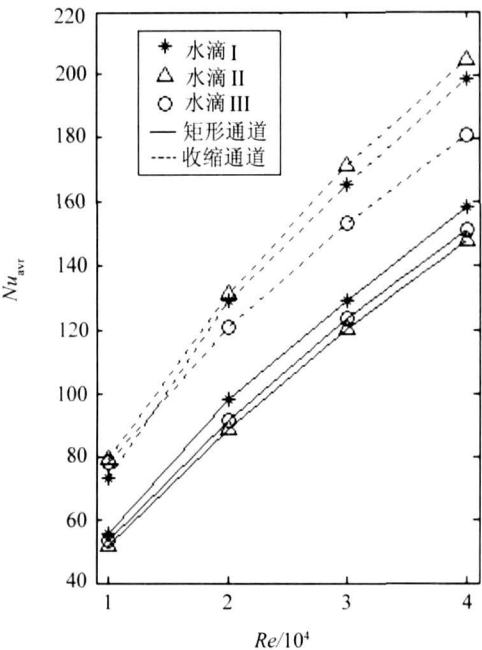


图 6 平均 Nu 数随雷诺数的变化曲线
Fig. 6 Nu_{avr} vs Re

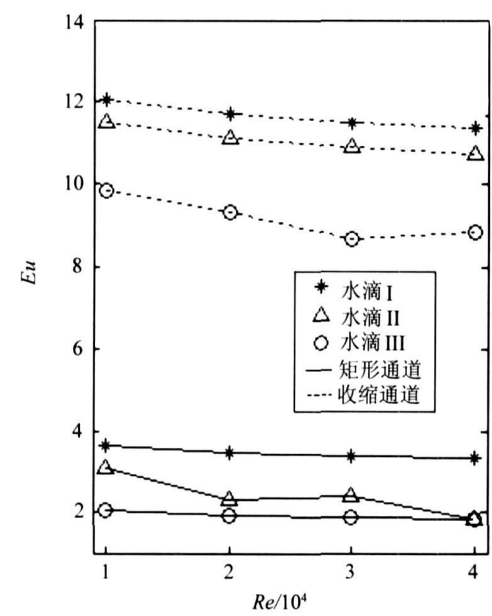


图 7 平均压力损失系数随雷诺数的变化曲线

Fig.7 E_u vs Re

在矩形通道中,水滴 I 形扰流柱的换热能力最强,而在收缩通道中,水滴 II 形扰流柱的换热能力要优于其他两种扰流柱. 在低雷诺数下,收缩通道扰流柱群的 Nu_{avr} 比矩形通道的高 25 左右,随着流动速度的提高,由于收缩通道对气流的加速作用,与矩形通道的换热能力的差距也变大,当 $Re=40000$ 时,收缩通道扰流柱群的 Nu_{avr} 比矩形通道的高达 35 以上. 从图 7 中可以看出,收缩通道和矩形通道的压力损失系数差别很大,相同的通道 Re 数下,收缩通道的压力损失系数远大于矩形通道,约是后者的 3~4.5 倍. 两种类型的通道中,都是水滴 I 形扰流柱群的压力损失系数最大,具有较大曲率的水滴 III 形扰流柱群的压力损失系数最小.

3 结 论

- 1) 收缩通道因其收缩性对气流的强化混合作用使得收缩通道内的湍流强度高于矩形通道的.
- 2) 收缩通道的平均努赛尔数和压力损失系数都高于矩形通道的. 在计算的雷诺数的变化范

围内,前者的平均努赛尔数 Nu_{avr} 比后者高 20~40,平均压力损失系数提高了 3 倍以上.

参考文献:

- [1] Metzger D E, Berry R A, Bronson J P. Developing heat transfer in rectangular duct with staggered array of short pin fins [J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104: 700-706.
- [2] 苏红桢,刘松龄. 扰流柱排内部流场的实验研究[J]. 航空动力学报, 1997, 12(2): 175-179.
SU Hongzhen, LIU Songling. An experimental investigation on flow field in pin fin arrays[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 175-179. (in Chinese)
- [3] 苏红桢,刘松龄,许都纯. 叉排形扰流柱排内部流场的实验研究[J]. 推进技术, 1998, 13(2): 51-55.
SU Hongzhen, LIU Songling, XU Duchun. An experimental investigation on flow field in staggered pin fin arrays[J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 13(2): 51-55. (in Chinese)
- [4] Metzger D E, Fan C, Haley S W. Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106(2): 252-257.
- [5] Sparrow E M, Grannis V B. Pressure drop characteristics of heat exchangers consisting of arrays of diamond-shaped pin fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(3): 589-600.
- [6] 王奉明,张靖周,王锁芳. 不同形状扰流柱矩形通道内流动特性研究[J]. 航空学报, 2007, 28(1): 37-42.
WANG Fengming, ZHANG Jingzhou, WANG Suofang. Study of flow characteristics inside rectangular channel with different pin fins[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(1): 37-42. (in Chinese)
- [7] Hwang Jennjiang, Lui Chauchin. Detailed heat transfer characteristic comparison in straight and 90-deg turned trapezoidal ducts with pin fin arrays[J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121: 4005-4016.
- [8] Hwang Jennjiang, Lui Chauchin. Measurement of endwall heat transfer and pressure drop in a pin fin wedge duct[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 877-889.
- [9] Ryosuke M, Shinzo K, Mamoru S. Effect of pin fin arrangement on endwall heat transfer[J]. JSME International Journal, 1997, Series B, 40(1): 142-151.