

文章编号: 1000-8055(2010)07-1545-08

椭圆形扰流柱冷却通道流动与换热 数值研究

邓丁元, 高行山, 虞跨海, 岳珠峰

(西北工业大学 力学与土木建筑学院 工程力学系, 西安 710129)

摘 要: 采用数值计算方法对涡轮叶片椭圆形扰流柱排冷却通道的流动和换热进行了研究, 得到了排列间距、迎角、椭圆长短轴之比等因素对冷却通道流动和换热性能的影响。在相同截面积和排列方式条件下, 椭圆形扰流柱迎角为 0° 时, 分析结果表明, 椭圆形扰流柱冷却通道压力损失系数约为圆形扰流柱通道的 51.7%, 平均努塞尔数约为圆形扰流柱通道的 83.75%; 长短轴比为 5/1.8 时, 压力损失系数仅为圆形扰流柱通道的 (长短轴比等于 3/3) 28.1%~35.5%, 平均努塞尔数为圆形扰流柱通道的 71.1%~75.06%。

关 键 词: 椭圆形扰流柱; 排列间距; 迎角; 压力损失; 换热特性

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical simulation on flow and heat transfer of elliptical pin-fins in cooling channel

DENG Ding-yuan, GAO Hang-shan, YU Kua-hai, YUE Zhu-feng

(The Department of Engineering Mechanics,

School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: Numerical simulation was conducted to investigate the flow and heat transfer performance of elliptical pin-fin arrays in turbine blade cooling channel. Then, the impacts of array spacing, angle of attack, ratio of long axis and short axis on flow and heat transfer in pin-fins channel were obtained. The result indicates that, when the angle of attack is 0° , the pressure loss coefficient and average Nusselt number of elliptical pin-fins channel is about 51.7% and 83.75%, respectively, of the same fin section-area and arrays circular pin-fins channel; when the ratio of long axis and short axis is 5/1.8, the pressure loss coefficient is only 28.1%~35.5% of circular pin-fins channel (ratio of long axis and short axis is 3/3), and average Nusselt number is 71.1%~75.06% of circular pin-fins channel.

Key words: elliptical pin-fins; array spacing; angle of attack; pressure loss; heat transfer characteristic

随着航空发动机涡轮前进口燃气温度的不断提高, 涡轮冷却叶片降温效果要求也不断增加, 新

的冷却方式与冷却结构不断提出, 扰流柱排可增强冷气的扰动, 增强端壁的换热, 从而降低叶片尾

收稿日期: 2009-06-24; 修订日期: 2010-01-08

基金项目: 国家高技术研究发展计划(2007AA04Z404); 国家自然科学基金(50375124);

教育部博士点基金(N6CJ0001); 高等学校学科创新引智计划(B07050)

作者简介: 邓丁元(1986-), 男, 四川广元人, 硕士生, 主要从事传热传质、航空发动机多学科优化设计研究。

E-mail: dengdy815@mail.nwpu.edu.cn

缘温度,提高叶片的使用寿命,因此,多排扰流柱结构作为叶片尾缘行之有效的强化换热方式而受到关注,但扰流柱在冷却通道内的应用同时增加了冷气的流动损失,寻求流动阻力低、冷却效率高的扰流柱结构成为叶片尾缘结构设计的重要内容。

为了满足发动机推质比的提高对涡轮叶片的冷却要求,国内外众多研究人员开始寻求换热效果好、流动阻力低的扰流柱结构。Tahat M 和 Kodah Z H^[1]用试验的方法研究了圆形扰流柱群的疏密程度对其换热和压力损失的影响;杨成凤、张靖周等^[2]对水滴形扰流柱的压力损失和换热特性进行了数值研究;朱惠人和许都纯^[3]提出了一种圆锥形扰流柱,并将其换热性能与圆形扰流柱进行了对比;黄国联等^[4]用试验和数值模拟两种方法比较了最小横截面相同的圆柱形、圆柱竹节形和椭圆竹节形扰流柱群的换热与压力损失特性;Montepare S 和 Ricci R^[5]用热像仪拍摄了装有单个圆形、方形、三角形和长菱形扰流柱群的矩形通道恒热流壁面的温度场;Giovanni T^[6]利用热色液晶测量了装有叉排和顺排菱形扰流柱群矩形通道恒热流壁面表面传热系数。凌长明、赵广超等^[7]对束腰结构的扰流柱冷却通道的传热和流动特性进行了试验研究,得到了雷诺数、束腰比等因素对流动和换热特性的影响。

这些研究主要考虑的是不同扰流柱形式对流动及换热的影响,而扰流柱的排列方式如间距、迎角、长短轴之比等因素对流动和换热的影响方面的研究尚不够全面。

本文着重研究了椭圆形扰流柱,并将圆形扰流柱作为其一种特例,分析了排列间距、扰流柱相对于气流方向的迎角、长短轴之比等因素对流动和换热效果的影响。

1 数值计算

1.1 模型建立

计算域为矩形通道,长 $L = 45 \text{ mm}$,宽 $W = 24 \text{ mm}$,高 $H = 10 \text{ mm}$,通道壁面厚度 0.5 mm 。图 1 所示为圆形、椭圆形扰流柱的排列方式。扰流柱为几何错排,流向间距 $X = 13 \text{ mm}$,纵向间距 $S = 13 \text{ mm}$,椭圆形扰流柱其长、短轴之比为 $4/2.25$ 。将圆形作为椭圆的特例考虑,在保持扰流柱截面积不变的情况下,计算得到圆形扰流柱的直径为 6 mm 。

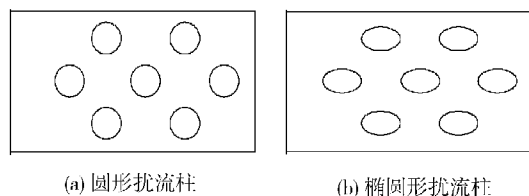


图 1 扰流柱及通道示意图

Fig. 1 Schematic diagram of pin fins and channel

1.2 计算过程

本文固体域材料为 DD3 单晶合金,流体选用可压缩理想气体,对数据的定义如下。

当量直径定义为

$$D_e = 4(V_t - V_p)/A_f \quad (1)$$

式中 V_t 为无扰流柱通道的体积, V_p 为扰流柱占有的体积, V_t 与 V_p 的差值表示通道内流体的体积, A_f 为流体与扰流柱及壁面的总换热面积。

雷诺数定义为

$$Re = u_{in} D_e / \nu \quad (2)$$

式中 u_{in} 为通道进口气流速度, D_e 为通道当量直径, ν 为气流的运动黏度。

压力损失系数定义为

$$C_p = 2\Delta p / (\rho u_{in}^2) \quad (3)$$

式中 Δp 为通道进、出口的静压差。

局部表面传热系数定义为

$$h = q' / (T_w - T) \quad (4)$$

式中 T_w 为壁面局部温度, T 为通道内气流局部温度。

平均表面传热系数定义为

$$h_{av} = q' / (T_{wav} - T_{av}) \quad (5)$$

式中 $T_{av} = (T_{in} + T_{out})/2$, 为通道内气流的平均温度, T_{wav} 为壁面平均温度。

局部努塞尔数定义为

$$Nu = h D_e / \lambda \quad (6)$$

式中 λ 为空气的导热系数。

平均努塞尔数定义为

$$Nu_{av} = h_{av} D_e / \lambda \quad (7)$$

数值计算时,流体域控制方程采用三维非定常 Navier-Stokes (N-S) 方程,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型模拟扰流柱通道内的流动和换热,近壁采用标准的壁面函数处理^[8-9]。流体工质采用可压缩理想气体,设定入口处气流温度 $T_{in} = 303 \text{ K}$,速度

$u_{in} = 10\text{ m/s}$, 出口处给定静压. 上下加热壁面为恒热流无滑移边界, 两侧壁面为绝热无滑移边界. 计算采用隐式耦合求解, 差分格式为二阶迎风式, 各方程进行亚松弛处理.

2 扰流柱流动与换热特性分析

2.1 通道内部压力场分析

取一种雷诺数下扰流柱通道的流动和换热特性进行研究. 入口气流速度 10 m/s 时 (雷诺数为 7.45×10^3) 进行分析, 椭圆形扰流柱通道内压力分布如图 2 所示, 作为椭圆的特例, 圆形扰流柱也具有相同分布规律.

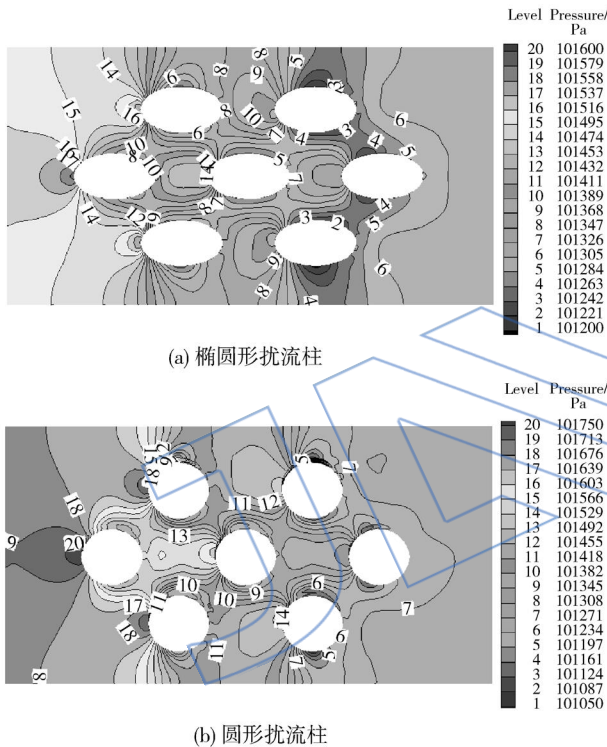


图 2 扰流柱通道中央截面的压力分布
Fig.2 Pressure distribution on the middle plane of pin-fins channel

根据连续性定理, 由于扰流柱群的障碍作用, 气流流通截面变小, 扰流柱间的气流流速加快, 由伯努利定理可知: 两种扰流柱通道都是在扰流柱的迎风面气流流速小, 压力较大, 而在扰流柱之间以及背风面流速增大, 压力值较小, 两者都在第四排扰流柱处具有最小静压值, 随后压力逐步恢复至环境压力.

流体流经扰流柱群时, 产生的压力损失是由两部分造成的, 即压差阻力和摩擦阻力. 由于压差阻力又远大于摩擦阻力, 因此在分析通道的压力

损失时主要考虑压差阻力. 由图 2 可看到, 从前一排扰流柱的尾部到后一排扰流柱的前缘, 压力有所升高, 这种下游压强高于上游压强的分布叫做逆压强梯度^[10]. 由于逆压强梯度和壁面黏性阻滞共同作用, 在扰流柱的后部产生边界层的分离, 边界层分离后将产生漩涡, 并不断被主流带走, 在扰流柱后面形成尾涡区, 尾涡区内的流体由于漩涡的运动, 产生摩擦损失, 消耗能量, 因此边界层的分离会导致压力损失.

圆形扰流柱尾迹中的尾涡结构非常明显, 边界层的分离点大致位于扰流柱中间, 在扰流柱后形成了两个尺度较大且基本对称的旋涡. 相比于圆形扰流柱, 椭圆形扰流柱的型线比较细长, 可使逆压强梯度的作用大大降低, 使得椭圆扰流柱后面的尾涡区较小, 且边界层的分离点更靠近下游, 如图 3 所示. 因此椭圆扰流柱通道的压力损失小于圆形扰流柱通道. 本节工况下的计算结果显示, 椭圆形扰流柱通道的压力损失系数为 3.27, 而圆形扰流柱通道的压力损失系数为 6.39, 前者仅为后者的 51.7%, 这与以前的试验结果是一致的^[11].

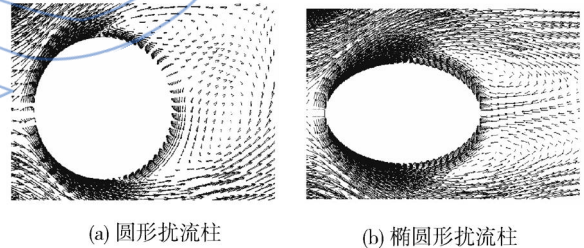


图 3 扰流柱尾迹涡流
Fig.3 Vortex of pin-fin

2.2 通道壁面换热特性分析

扰流柱通道壁面局部努塞尔数等值线的分布如图 4 所示. 由于扰流柱的扰动作用, 使得气流湍流程度急剧增大, 导致两种扰流柱附近区域的局部努塞尔数都远大于无扰流柱区域的局部努塞尔数, 同时环绕每个扰流柱前缘有一个“U”形换热强化区, 都是迎风面的平均努塞尔数大于背风面, 随着气流向下游流动, 流通截面交替的变大变小, 引起气流速度周期性的变大变小, 气流横向移动和湍流分散得到了加强, 引起了旋涡进一步分散和边界层的进一步分离, 加强了换热, 因此扰流柱排段的平均努塞尔数逐步增大, 在第三排扰流柱处达到最大值, 此后随着冷气温度的升高, 换热效

果逐渐降低. 由于椭圆形扰流柱其纵向尺寸比圆形扰流柱的小, 导致其尾涡的影响区域比圆形扰流柱小, 所以椭圆形扰流柱群内流体的混合不如圆形扰流柱群内的充分, 因此椭圆形扰流柱排段的局部努塞尔数小于圆形扰流柱排的局部努塞尔数.

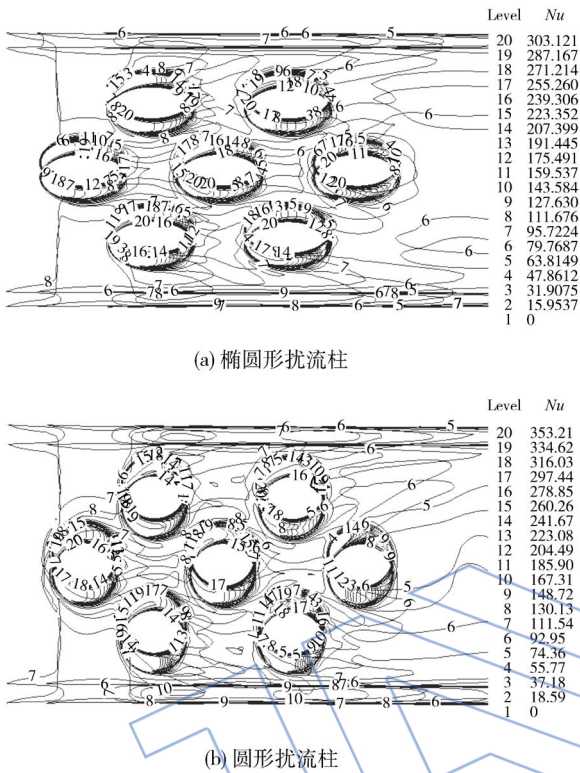


图 4 扰流柱通道壁面的努塞尔数分布
Fig. 4 Nusselt number distribution on wall of pin-fins channel

比较两种扰流柱, 椭圆形扰流柱局部努塞尔数主要在 30.11~148.95 范围内, 平均努塞尔数为 67.91. 圆形扰流柱排段的努塞尔数主要在 43.33~188.88 范围内, 其平均努塞尔数为 81.08. 椭圆形扰流柱排段的平均努塞尔数比圆形扰流柱大约低 16.24 %. 这与文献[12]中所得试验结果的变化趋势是大致相符的.

3 排列方式对流动和换热的影响

排列方式的变化会影响扰流柱在通道中的分布, 从而影响扰流柱通道的流动以及换热特性. 本节探索了椭圆形扰流柱的排列方式的改变对其流动换热性能的影响, 并将圆形扰流柱与之进行了对比分析.

3.1 排列间距对流动和换热的影响

采用无量纲的压力损失系数以及平均努塞尔数来表征不同排列间距下通道的流动和换热情况. 两种扰流柱通道流动与换热的影响关系如图 5~图 8 所示. 在本文的排列间距范围内, 两种扰流柱通道的压力损失系数均随流向间距增大而减小, 随纵向间距增大而增大. 对比两种形式的扰流柱通道, 在排列间距 10~16 mm 的变化范围内, 圆形扰流柱通道的压力损失系数对排列间距的改变很敏感, 压力损失系数变化很大, 随流向间距改变的最大变化幅度为 30 %, 随纵向间距改变的最大变化幅度为 47.6 %; 而椭圆形扰流柱通道的压力损失系数变化幅度很小, 随流向间距改变的最大变化幅度为 21.8 %, 随纵向间距改变的最大变化幅度仅为 9.8 %. 如图 5、图 6 所示, 椭圆形扰流柱通道的压力损失系数大约是圆形扰流柱通道的 41.8%~65.8%.

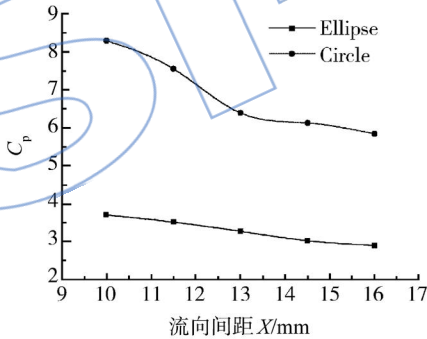


图 5 压力损失系数随流向间距变化图
Fig. 5 Pressure loss coefficient changes with the flow spacing

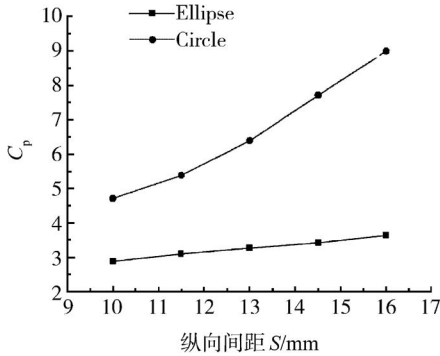


图 6 压力损失系数随纵向间距变化
Fig. 6 Pressure loss coefficient changes with the vertical spacing

图 7、图 8 为扰流柱通道壁面平均努塞尔数随排列间距变化的关系图. 两种通道的共同点在于, 壁面平均努塞尔数随流向间距增大而减小, 随纵向间距增大而增大. 对比两种形式的扰流柱, 圆形扰流柱通道壁面的平均努塞尔数对排列间距的改变也比椭圆形扰流柱通道敏感. 椭圆形扰流柱通道壁面的平均努塞尔数大约是圆形扰流柱通道的 80.2 %~88.1 %.

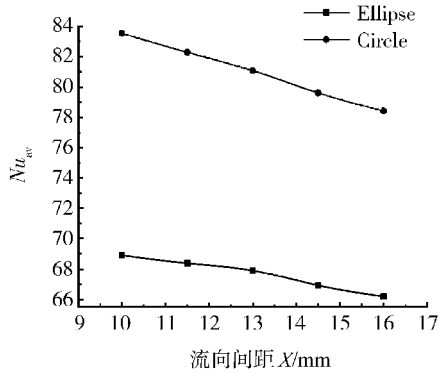


图 7 平均努塞尔数随流向间距变化图
Fig. 7 Average Nusselt number changes with the flow spacing

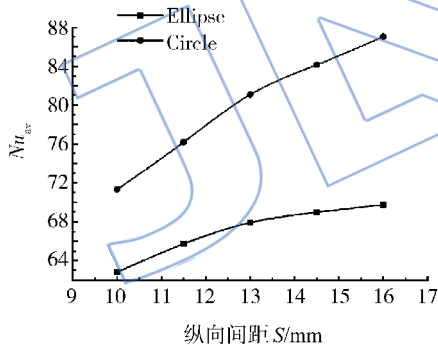


图 8 平均努塞尔数随纵向间距变化图
Fig. 8 Average Nusselt number changes with the vertical spacing

3.2 迎角对流动和换热的影响

气流绕障碍物流动时, 即使物体的流线型很好, 当其相对气流的迎角增加到一定程度后, 流动就不再附着在物体壁面, 从而引发较大的气流分离, 使涡流增强^[13], 从而影响换热的效果. 本节研究了椭圆形扰流柱迎角的变化对扰流柱群换热特性和压力损失的影响.

如图 9 所示, 将气流入射方向与椭圆长轴方向的夹角定义为迎角 α . 上文中椭圆扰流柱迎角

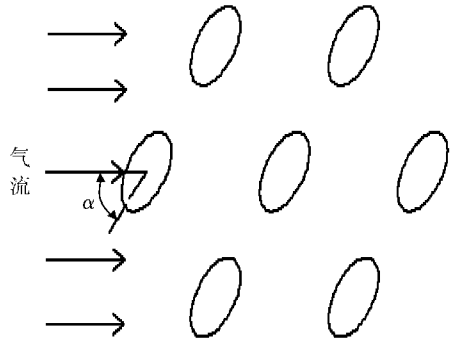


图 9 迎角示意图
Fig. 9 Schematic diagram of angle of attack

为 0° , 本节将在不同雷诺数情况下, 研究迎角分别为 $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ 时, 椭圆形扰流柱通道的流动和换热特性.

图 10 和图 11 分别说明了椭圆形扰流柱通道压力损失系数 C_p 和壁面平均努塞尔数 Nu_{av} 随迎角在不同雷诺数 Re 下的变化趋势. 简单概括为两点: ①随着雷诺数的增加, 扰流柱通道的换热能力增强, 而其压力损失系数呈现下降的趋势; ②随着扰流柱迎角的增大, 扰流柱通道的平均努塞尔数和压力损失系数都增加, 但压力损失系数增加的幅度比较大.

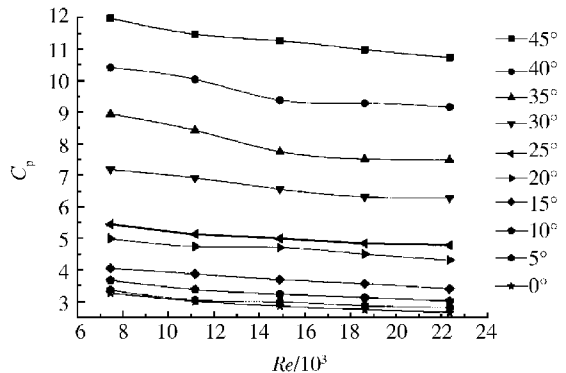


图 10 椭圆形扰流柱通道压力损失系数随迎角变化图

Fig. 10 Pressure loss coefficient changes with the angle of attack in elliptical pinfins channel

随着雷诺数 Re 的增加, 各种迎角的扰流柱通道的压力损失系数都呈下降的趋势, 但雷诺数越大, 其下降的趋势越不明显, 可以预测, 当雷诺数增大到一定值后, 压力损失系数将不再下降; 而对比不同迎角 (在给定的一种雷诺数下, 如 $Re =$

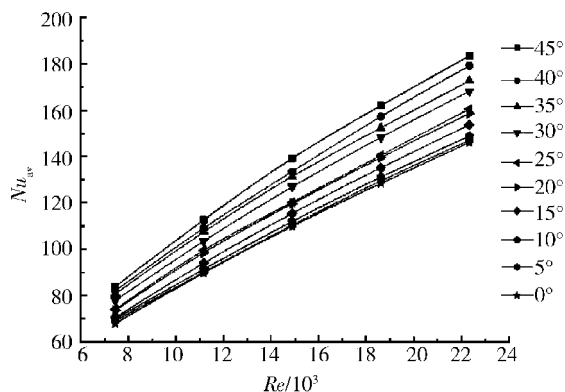


图 11 椭圆形扰流柱通道平均努塞尔数
随迎角变化图

Fig. 11 Average Nusselt number changes
with the angle of attack in elliptical
pin-fins channel

7.45×10^3) 可发现, 当迎角从 0° 增大到 20° 过程中, 压力损失系数在缓慢变大, 总变化幅度为 52.5% , 而迎角每增加 5° , 压力损失系数增大的幅度都不超过 30% ; 当迎角从 20° 增大到 45° 时, 压力损失系数急剧变大, 总增加幅度高达 140.1% . 在其他四种雷诺数情况下, 如 $Re = 11.17 \times 10^3, 14.89 \times 10^3, 18.62 \times 10^3, 22.34 \times 10^3$ 时可发现同样的规律.

随着雷诺数增加, 各种迎角的扰流柱通道的换热能力都呈增强趋势, 但通道壁面的平均努塞尔数的增长幅度在慢慢变小, 当雷诺数从 7.45×10^3 增长到 $11.17 \times 10^3, 14.89 \times 10^3, 18.62 \times 10^3, 22.34 \times 10^3$, 各种迎角扰流柱的平均努塞尔数增长幅度都在 $31\%, 23\%, 18\%, 14\%$ 左右. 换热能力增强是因为高速流体带来了强烈的流动分离, 致使通道内流体湍流度大大增加, 涡流强度增大. 在五种雷诺数下, 当迎角在 0 到 45° 范围内变化时, 通道壁面的平均努塞尔数呈现出比较均匀的增大, 而不像压力损失系数那样急剧增大.

3.3 长短轴比对流动和换热的影响

上文中椭圆扰流柱的长短轴之比为 $a/b = 4/2.25$, 而圆形扰流柱可以看成是长短轴之比为 $3/3 = 1$ 的特殊椭圆. 不同长短轴之比会改变椭圆的形状, 从热影响流动和换热. 因此, 本节在保持椭圆截面积不变的情况下, 探索长短轴之比对抗流柱排流动和换热的影响.

图 12、图 13 分别说明了椭圆形扰流柱通道压力损失系数 C_p 和壁面平均努塞尔数 Nu_{av} 随长短轴比在不同雷诺数 Re 下的变化趋势.

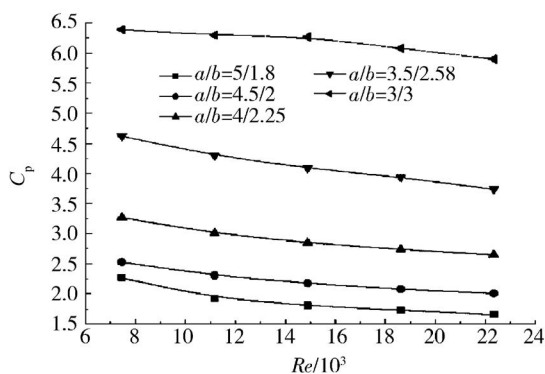


图 12 椭圆形扰流柱通道压力损失
随长短轴比变化图

Fig. 12 Pressure loss coefficient changes
with the ratio of long and short axis
in elliptical pin-fins channel

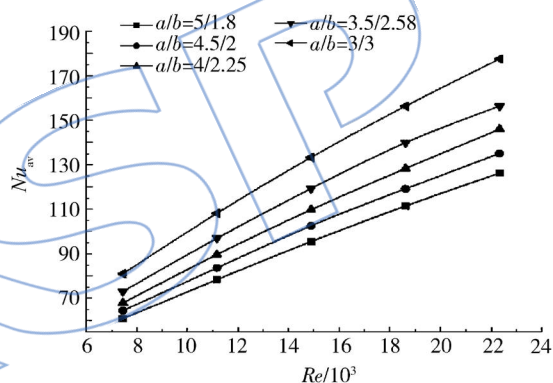


图 13 椭圆形扰流柱通道平均努塞尔数
随长短轴比变化图

Fig. 13 Average Nusselt number changes
with the ratio of long and short axis
in elliptical pin-fins channel

随雷诺数的增大, 各种长短轴比的扰流柱通道压力损失系数均呈下降趋势, 壁面平均努塞尔数增大. 随着长短轴比的增大, 椭圆形扰流柱的型线越来越趋近于细长, 逆压强梯度的作用在慢慢减弱, 流体边界层的分离位置向扰流柱尾缘移动, 在扰流柱尾部产生的尾涡也逐渐减小, 因此通道的压力损失和平均努塞尔数都呈减小趋势. 由图 12、图 13 可看出压力损失系数减小的幅度大于平均努塞尔数减小的幅度, 在不同雷诺数情况下, 当长短轴比从 $3/3$ 增大到 $5/1.8$ 时, 后者的压力损失系数仅为前者的 $28.1\% \sim 35.5\%$, 平均努塞尔数为前者的 $71.1\% \sim 75.06\%$.

3.4 综合性能分析

扰流柱的存在增强了通道的对流换热能力,

但同时又带来了很大的流动损失. 为了综合考虑扰流柱的换热和压力损失, 可以引入特殊努塞尔数作为综合评价指标来综合考虑收益与代价之比, 定义式为

$$Nu_{spe} = Nu_{av} / C_p \tag{8}$$

其物理意义表示单位流动损失带来的换热能力.

图 14~图 17 分别说明了特殊努塞尔数与排列间距、迎角、长短轴比的关系.

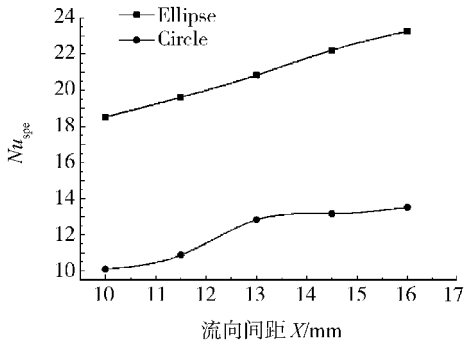


图 14 特殊努塞尔数随流向间距变化图

Fig. 14 Special Nusselt number changes with the flow spacing

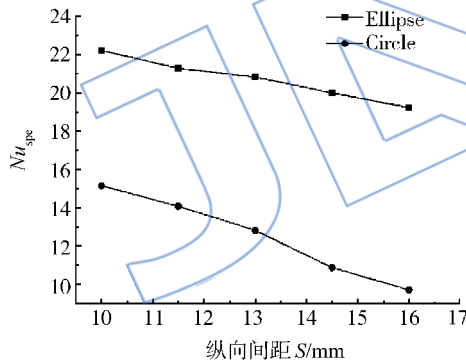


图 15 特殊努塞尔数随纵向间距变化图

Fig. 15 Special Nusselt number changes with the vertical spacing

在本文考虑的范围内, 特殊努塞尔数随流向间距增大而增大, 随纵向间距增大而减小. 且椭圆扰流柱的特殊努塞尔数大于圆形扰流柱.

从图 14~图 17 中可以看出, 随着椭圆扰流柱迎角的增大, 通道特殊努塞尔数呈下降趋势, 并且雷诺数越大, 特殊努塞尔数越大, 综合来讲, 0 迎角下, 扰流柱通道的综合性能最佳. 而在本文考虑的几种长短轴之比下, 当椭圆长短轴之比为 5/1.8 时, 其综合性能最佳.

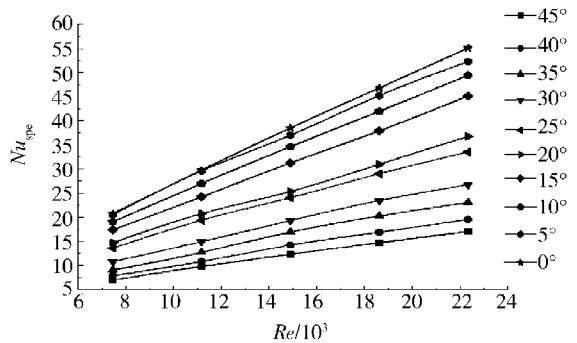


图 16 椭圆形扰流柱通道特殊努塞尔数随迎角变化图

Fig. 16 Special Nusselt number changes with the angle of attack in elliptical pin-fins channel

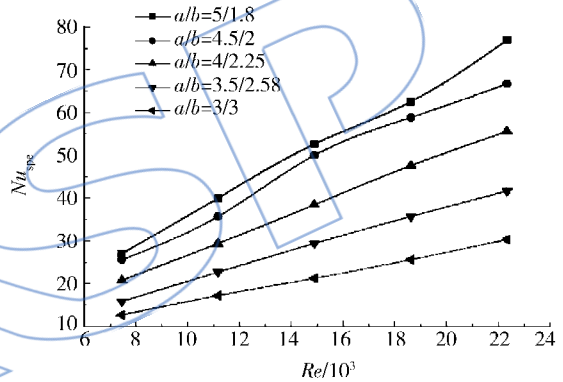


图 17 椭圆扰流柱通道特殊努塞尔数随长短轴比变化图

Fig. 17 Special Nusselt number changes with the ratio of long and short axis in elliptical pin-fins channel

4 结 论

本文运用数值模拟的方法对椭圆形扰流柱矩形通道内流动和换热过程进行了研究, 重点探索了椭圆形扰流柱的排列间距、迎角、长短轴比等因素对流动和换热性能的影响, 将具有相同截面积的圆形扰流柱作为椭圆的特例, 与之进行了对比, 结果表明:

1) 文中所述排列方式和范围内, 两种扰流柱通道的压力损失系数均随流向间距增大而减小, 随纵向间距增大而增大, 但排列间距的改变对椭圆形扰流柱通道压力损失系数的影响不如圆形扰流柱敏感. 两种扰流柱通道壁面平均努塞尔数都随流向间距增大而减小, 随纵向间距增大而增大,

但排列间距的改变对椭圆形扰流柱通道壁面平均努塞尔数的影响也不如圆形扰流柱敏感。

2) 随着雷诺数 Re 的增加, 扰流柱通道压力损失系数都呈下降趋势, 但雷诺数越大, 其下降的趋势越不明显, 可以预测, 当雷诺数增大到一定值后, 压力损失系数将不再下降。而平均努塞尔数都呈增大趋势。

3) 随着椭圆形扰流柱迎角的增大, 扰流柱通道的平均努塞尔数和压力损失系数都增加, 但压力损失系数增加的幅度比较大。用特殊努塞尔数来综合衡量, 0 迎角下的椭圆形扰流柱通道的综合换热性能最佳。

随着椭圆形扰流柱长短轴比增大, 通道的压力损失系数和平均努塞尔数都呈减小趋势。压力损失减小的幅度大于平均努塞尔数减小的幅度, 综合考虑, 当长短轴比为 5/1.8 时, 压力损失仅为长短轴比等于 3/3 (即圆形) 时的 30% 左右, 平均努塞尔数为圆形扰流柱通道的 80% 左右, 在本文考虑的几种长短轴比之下, 其综合性能最好。

参考文献:

- [1] Tahat M, Kodah Z H. Heat transfers from pin fin arrays Experimenting forced convection [J]. Applied Energy, 2000, 167: 419-442.
- [2] 杨成凤, 张靖周, 谭晓茗. 水滴形叉排扰流柱阵列矩形通道内流动与换热数值模拟[J]. 航空动力学报, 2004, 19 (3): 361-365.
YANG Chengfeng, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Numerical simulation of flow and heat transfer in rectangular channel with staggered arrays of droplet-type pin fins[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19 (3): 361-365. (in Chinese)
- [3] 朱惠人, 许都纯. 不同直径及形状的短扰流柱群的流阻及换热[J]. 航空动力学报, 2002, 17 (2): 246-249.
ZHU Hui ren, XU Duchun. Heat transfer and pressure drop of short pin-fin array with different diameter and shape[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17 (2): 246-249. (in Chinese)
- [4] 黄国联, 王锁芳. 竹节形扰流元对流动和换热特性影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22 (8): 1252-1256.
HUANG Guolian, WANG Suofang. A numerical study on the effects of bamboo-shaped pin fin arrays on flow and heat transfer [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22 (8): 1252-1256. (in Chinese)
- [5] Montepare S, Ricci R. An experimental method for evaluating the heat transfer coefficient of liquid-cooled short pin fins using themography [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28 (8): 815-824.
- [6] Giovanni T. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 3529-3541.
- [7] 凌长明, 赵广超, 黄小新, 等. 束腰结构扰流柱通道的传热和阻力特性[J]. 工程热物理学报, 2008, 29 (5): 815-817.
LING Changming, ZHAO Guangchao, HUANG Xiaoxin, et al. Heat transfer and characteristic of pressure drop in wedge passage with wiste-shaped pin-fins arrays [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29 (5): 815-817. (in Chinese)
- [8] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.
- [9] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
TAO Wenshuan. Numerical heat transfer [M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2002. (in Chinese)
- [10] 归柯庭, 汪军, 王秋颖. 工程流体力学[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
- [11] Li Q L, Chen Z, Flechner U, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins[J]. Heat and Fluid Flow, 1998, 19: 245-250.
- [12] Qguz U, Cengiz C. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling application: Part 1—Endwall heat transfer and total pressure loss characteristics[R]. ASME Paper 2001-GT-0180, 2001.
- [13] 王奉明. 水滴形扰流元的设计和性能研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
WANG Fengming. Design and characteristic research of water drop-shaped pins[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)