

文章编号: 1000-8055(2009)01-0038-06

涡轮叶片内部沿周边分布的竹节孔换热特性

李 娜, 吉洪湖, 杨 超

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 根据发动机涡轮叶片内部沿周边分布的竹节孔冷却通道结构建立了简化的传热分析模型. 首先通过无量纲分析得到了竹节孔的平均努塞尔数不仅与雷诺数和普朗特数有关, 还与“竹节”形状、通道外壁形状以及流体和固体的导热系数比等参数有关. 然后, 对雷诺数和冷却通道几何参数对竹节孔平均努塞尔数的影响进行了数值模拟研究, 计算并对比了上述参数对平均努塞尔数的影响规律, 结果表明: ①“竹节”结构使平均努塞尔数显著增大, 而通道外壁形状主要影响了局部热流密度和局部努塞尔数的分布情况; ②随着“竹节”的节高/孔径比的增加, 平均努塞尔数单调增大, 阻力系数也随之增大; ③可通过增大雷诺数和优化节距/节高比来提高竹节孔的平均努塞尔数, 计算表明最佳节距/节高比约为 10.

关 键 词: 涡轮叶片; 冷却; 竹节孔; 对流换热; 努塞尔数

中图分类号: V233.5

文献标识码: A

Study of heat transfer of turbulated cooling holes distributed close along the periphery of the aerofoil of turbine blade

LI Na, JI Hong-hu, YANG Chao

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: A simplified heat transfer model was extracted from the turbulated cooling holes located close to the periphery of the aerofoil of a turbine blade. The turbulators of the holes are ring ribs with rectangular cross section. By dimensional analysis, it is shown that the Nusselt number of the cooling holes was affected not only by Reynolds and Prandtl numbers, but also by the geometry of the turbulator, the distance between the hole and the outer surface of the blade, and the ratio of fluid conductivity to solid conductivity. A detailed numerical study shows that: (1) the ring ribs increase average Nusselt number, while the distance between the hole and the outer surface of the blade affects the local heat flux and Nusselt number distributing; (2) the Nusselt number monotonously increase with the increase of rib height to holes diameter ratio, e/d , but it also lead to rapid increase of friction coefficient; (3) by increasing Reynolds number and optimizing the ratio of rib pitch to rib height, p/e , Nusselt number of the cooling hole can be increased, the optimized value of p/e is about 10.

Key words: turbine blade; cooling; turbulated cooling holes; convective heat transfer; Nusselt number

收稿日期: 2007-12-19; 修订日期: 2008-04-18

作者简介: 李娜(1980-), 女, 辽宁抚顺人, 博士生, 主要从事飞机发动机传热传质的研究.

为强化对流冷却效果,往往在冷却通道内设置肋片、凸台或扰流柱等使内表面粗糙的结构,用以增加换热面积、紊流度和换热系数.竹节孔冷却通道本质上是一种肋化通道,环形肋结构如同竹子内部的竹节,所以称这种形式的冷却通道为“竹节孔”.竹节孔最早由 GE 公司于 1995 年提出,是为了保持航空发动机涡轮叶片能在较低温度下工作而发展的一种高效低阻的强化冷却技术^[1].竹节孔被布置在叶片外围,如图 1 所示,孔内冷却气流可迅速带走燃气向叶片传入的热量,从而使叶片内部大部分区域保持较低的温度.2002 年,GE 公司又提出在环肋上开槽,以及将环肋的肋根光滑成圆弧过渡的改进设计,进一步降低了流阻^[2-3].

竹节孔的孔型、孔径和布置位置的特殊性使其区别于传统意义上的肋化通道.本文分析了在非均匀加热、且流体与固体耦合传热条件下的涡轮叶片上竹节孔冷却通道的流动与传热特点,并根据竹节孔简化模型推导了影响换热效果的无量纲准则参数,对其孔型、孔径和布置位置等结构参数,以及物性参数和气动参数进行了分析.结合数值计算,指出雷诺数、节高与孔径之比和节距与节高之比对竹节孔对流换热影响较大,并给出了它们对竹节孔对流换热的影响规律.

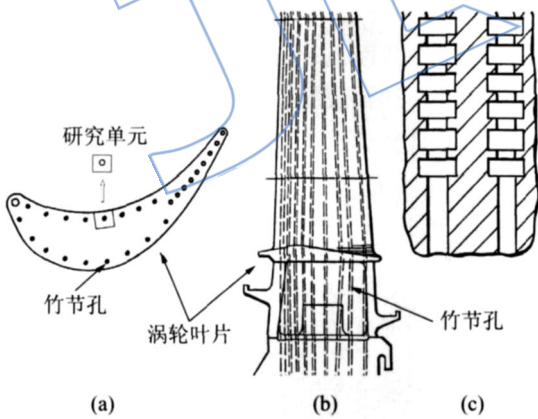


图 1 涡轮叶片上竹节孔布置示意图

Fig.1 Inner turbulated cooling holes arrangement of turbine blade

1 竹节孔模型及传热过程无量纲分析

竹节孔在涡轮叶片中的布置如图 1 所示,在叶片上抽取出一个单元作为研究对象(如图 1(a)所示).该单元包含一个竹节孔,左右侧面为与相邻孔的中间截面,上表面为与燃气的接触表面,下表面为叶片的中线.为此,可假设单元的左右侧面

和下表面为绝热面,上表面为加热面.据此抽象建立的竹节孔单元的几何模型如图 2 所示.

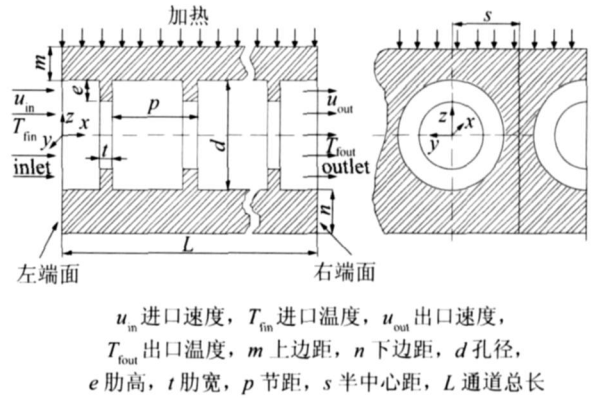


图 2 竹节孔简化几何模型

Fig.2 Simplified model of turbulated cooling hole

图 2 中的坐标系原点 o 取在流体进口端面中心,流体沿 x 轴方向流动, z 轴与加热面的方向垂直. m 为上边距, n 为下边距, d 为孔径, e 为肋高, t 为肋宽, p 为节距, s 为半中心距, L 为通道总长.流体域进口截面的平均速度及温度分别为 u_{in} 和 T_{in} ,出口平均速度和温度分别为 u_{out} 和 T_{out} .固体域的两端面和下部外表面绝热,上部外表面为加热面,两冷却通道之间的中心截面绝热.固体与流体交界处为耦合性边界.

竹节孔模型的固壁温度分布取决于内通道中的流体流动、流体与固体的对流换热、固壁内部的导热、以及系统的边界条件.因此,所讨论的问题是一个流体与固体对流与导热耦合传热的问题.描述该问题的基本方程包括两类:①流体的流动与传热控制方程,即连续方程、动量方程和能量方程;②固体内部的热传导方程.

根据本文所讨论物理模型特点,对基本方程作如下假设:①稳态;②流体为粘性不可压流体;③物性参数不随温度变化;④固体为各向同性体;⑤不考虑流体质量力.

以 u_{in} 为特征速度, d 为特征长度, d/u_{in} 为特征时间, $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$ 为定性温度建立无量纲方程.得到

无量纲流体连续方程

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

无量纲流体动量方程

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) \quad (3)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = - \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

无量纲流体温度控制方程

$$U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \Theta}{\partial Z} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Z^2} \right) \quad (5)$$

无量纲固体导热方程

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Z^2} = 0 \quad (6)$$

其中 $X = x/d$, $Y = y/d$, $Z = z/d$; $U = \bar{u}/u_{in}$, $V = \bar{v}/u_{in}$, $W = \bar{w}/u_{in}$, $P = p/\rho u_{in}^2$, 这里 $\bar{u}$, $\bar{v}$ 和 $\bar{w}$ 分别为湍流流动的流体在空间某点沿 x , y 和 z 方向的平均速度, ρ 和 p 分别为流体密度和压力; 流体的无量纲温度为 $\Theta = (T_f - T_m)/\Delta T$, 固体的无量纲温度为 $\Theta = (T_s - T_m)/\Delta T$ (ΔT 为基准温差). 定义 $Re = \rho u_{in} d/\mu$, $Pr = \mu c_p/\kappa$, $Nu = hd/\kappa$, 这里 μ 为流体动力粘度, h 为对流换热系数, κ 和 κ_s 分别为流体和固体的导热系数, c_p 为流体的比定压热容.

固体域边界条件: 左端面 ($X = 0$) 和右端面 ($X = L/d$) 绝热, $\partial \Theta / \partial X = 0$; 下表面 ($Z = (-d/2 - n/d)$) 绝热, $\partial \Theta / \partial Z = 0$; 两侧壁面 ($Y = \pm s/d$) 绝热, $\partial \Theta / \partial Y = 0$. 上表面 ($Z = (d/2 + m)/d$) 等热流加热

$$-q = -\kappa_s \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=m+d/2} \quad (7)$$

即 $\partial \Theta / \partial Z = 1$.

流体域边界条件: 入口 $X = 0$ 处的无量纲速度为 $U = 1$, 无量纲温度为

$$\Theta_{in} = - \left(T_{out} - T_{fin} \right) \kappa_s / 2qd \quad (8)$$

出口 $X = L/d$ 处无量纲速度为 $U = u_{out}/u_{in}$, 无量纲温度为

$$\Theta_{out} = \left(T_{out} - T_{fin} \right) \kappa_s / 2qd \quad (9)$$

取 $\Delta T = qd/\kappa_s$.

固体域和流体域交界处边界条件为

$$-\kappa_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \Big|_w = h(T_w - T_m) \quad (10)$$

n 为壁面外法向坐标. 将式(10)两边同除以 κ_s , 再整理为无量纲形式得

$$-\frac{\kappa_s}{\kappa} \frac{\partial \Theta}{\partial N} \Big|_w = \frac{hd}{\kappa_s} \quad (11)$$

其中 $N = n/d$.

综合上述对控制方程以及边界条件的分析, 得出竹节孔无量纲平均努塞尔数与流体流动、物性和通道几何参数的函数形式为

$$Nu = f \left(\underset{\textcircled{1}}{Re}, \underset{\textcircled{2}}{Pr}, \underset{\textcircled{3}}{\frac{\kappa_s}{\kappa}}, \underset{\textcircled{4}}{\frac{t}{e}}, \underset{\textcircled{5}}{\frac{p}{d}}, \underset{\textcircled{6}}{\frac{m}{d}}, \underset{\textcircled{7}}{\frac{n}{d}}, \underset{\textcircled{8}}{\frac{s}{d}}, \underset{\textcircled{9}}{\frac{L}{d}} \right) \quad (12)$$

由式(12)可见, 叶片上竹节孔与常规光管问题不同, 其平均努塞尔数不仅与雷诺数 ①和普朗特数 ②有关, 还与流固导热系数比 ③、“竹节”几何参数 ④和固体外壁几何参数 ⑤有关.

2 竹节孔换热效果影响因素数值分析

2.1 计算模型

几何参数(式(12)中的“竹节”几何参数 ④和 ⑤)体现了布置在涡轮叶片上的竹节孔与常规冷却通道的不同, 也造成了它们换热效果的差异. 为对比分析不同几何参数对竹节孔换热效果的影响, 以下建立了厚壁圆管、矩形外壁圆管以及竹节孔 3 种不同形式的冷却通道几何模型, 厚壁圆管和矩形外壁圆管如图 3 和图 4 所示, 竹节孔如图 2 所示. 厚壁圆管是内径为 d , 外径为 D , 且固体横截面面积与竹节孔固体横截面面积(不含肋)相同的无肋光滑圆管; 矩形外壁圆管是内径为 d , 且固体横截面与竹节孔固体横截面几何形状相同的无肋光滑圆管. 厚壁圆管、矩形外壁圆管以及竹节孔 3 种冷却通道的总长与竹节孔相同, 均为 L .

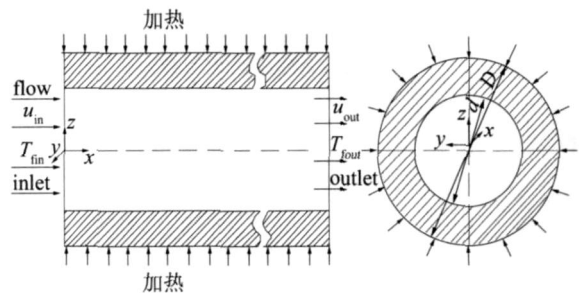


图3 厚壁圆管示意图

Fig. 3 Simplified model of cooling hole with circular outside

计算网格采用结构化网格, 在近壁面和靠近肋的地方进行了网格加密, 冷却通道内采用 O 型网格, 图 5 所示为在 $x/d = 8 \sim 8.7$ 段流体域与

固体域的网格划分. 网格通过独立性验证, 数量约为 124 万.

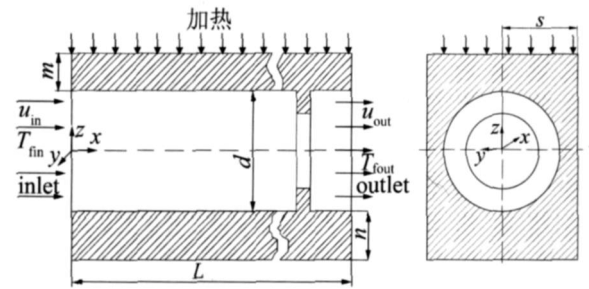


图 4 矩形外壁圆管示意图
Fig. 4 Simplified model of cooling hole with rectangular outside

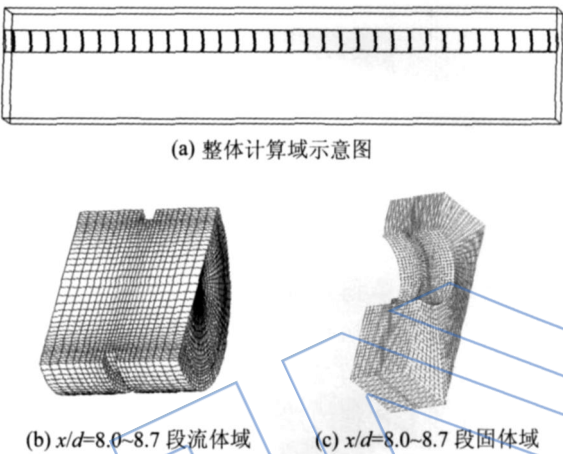


图 5 网格划分图
Fig. 5 Calculation Grids at $x/d = 8 \sim 8.7$

2.2 边界条件及计算方法

厚壁圆管(图 3)、矩形外壁圆管(图 4)以及竹节孔(图 2)的流体域进出口边界条件均相同, 进口速度为 $u_{in} = 60 \text{ m/s}$, 出口压力为 $p = 2.01 \times 10^5 \text{ Pa}$. 三个模型的总热流量相同, 厚壁圆管的加热面为外圆壁面, 矩形外壁圆管的加热面与竹节孔的相同. 三个模型在加热面的热流密度分别为 $q_A = 9027.4 \text{ W/m}^2$, $q_B = 4.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 和 $q_C = 4.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$.

应用 FLUENT 软件, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型和 SIMPLE 算法, 实施亚松弛, 流固传热耦合求解.

2.3 结果分析

厚壁圆管、矩形外壁圆管和竹节孔三个模型在 $x/d = 8 \sim 8.7$ 段中心截面上的无量纲速度及温度分布情况分别如图 6 和图 7 所示. 由图 6 可见, 厚壁圆管与矩形外壁圆管的速度分布相似, 而竹节孔中心区流速明显大于前者, 且竹节肋破坏

了壁面的附面层结构, 在肋后形成明显涡流.

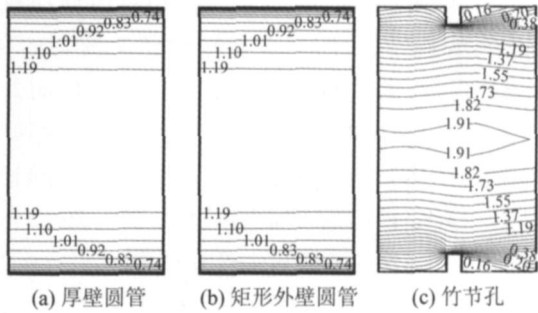


图 6 $x/d = 8 \sim 8.7$ 段速度等值线图
Fig. 6 Contour plots of velocity distribution at $x/d = 8 \sim 8.7$

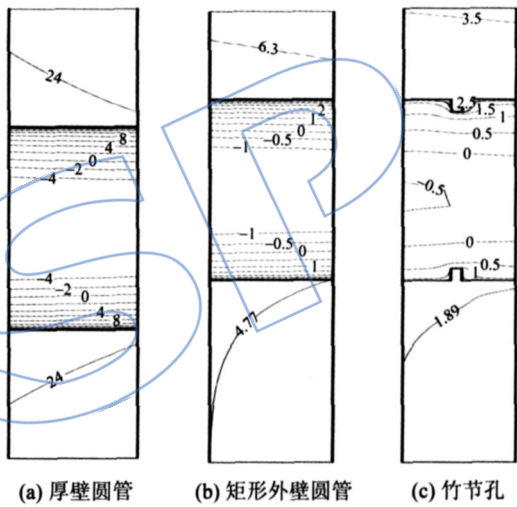


图 7 $x/d = 8 \sim 8.7$ 段温度等值线图
Fig. 7 Contour plots of temperature distribution at $x/d = 8 \sim 8.7$

为对比竹节孔通道与另外两种光滑通道的流阻情况, 定义竹节孔通道流动阻力系数为

$$f = 2d(p_{in_total} - p_{out_total}) / L \cdot p_{in_dynamic}$$

充分发展的光滑通道流动阻力系数为

$$f_s = 0.046 Re^{-0.2}$$

则在上述计算条件下, 竹节孔通道与光滑通道的流动阻力系数之比 f/f_s 约为 53.7.

由图 7 所示的三个模型温度分布情况分析可知, 除厚壁圆管的温度对称分布外, 矩形外壁圆管和竹节孔靠近加热面的上部温度较大, 而下部温度相对较低. 竹节孔通道内及壁面上的温度均明显低于厚壁圆管与矩形外壁圆管, 说明竹节孔冷却效果更好, 能够使涡轮叶片内部大部分区域保持较低温度. 图 8 和图 9 所示分别为 $x/d = 8$ 截面上流体与固体界面(通道内表面)努塞尔数 Nu 和热流密度 q 沿周向分布的情况, 由图分析可知:

①竹节孔的 Nu 值明显大于厚壁圆管和矩形外壁圆管的,说明竹节孔的“竹节”结构可以使换热效果显著增强.而厚壁圆管和矩形外壁圆管的 Nu 值较为接近,则说明了它们外壁几何参数的差异对整体换热效果的影响不大.②由于矩形外壁圆管和竹节孔的外壁形状及加热条件与厚壁圆管的不同,导致了它们的 Nu 和 q 沿周向分布均有所不同.厚壁圆管的 Nu 和 q 沿周向方向不变化,而矩形外壁圆管和竹节孔通道最下端($\alpha = -90^\circ$ 处) Nu 最大, q 最小;在最上端($\alpha = 90^\circ$ 处) Nu 最小, q 最大,这表明越接近加热面,热流密度越大,局部的换热效果越低.

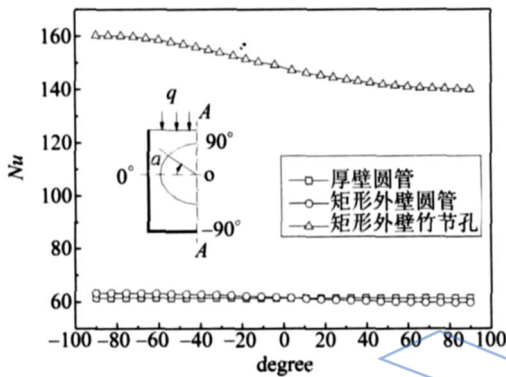


图8 $x/d = 8$ 截面通道内表面努塞尔数 Nu 分布
Fig. 8 Nusselt number distribution of inner wall at $x/d = 8$

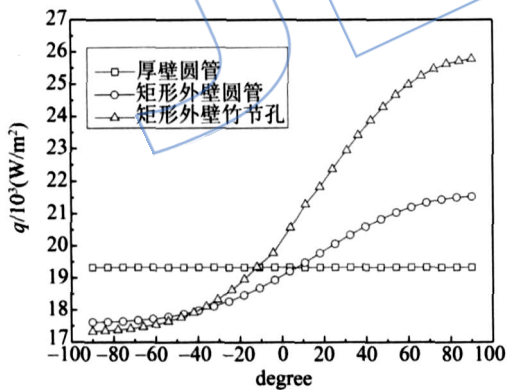


图9 $x/d = 8$ 截面通道内表面热流 q 分布
Fig. 9 Heat flux distribution of inner wall at $x/d = 8$

图10所示为厚壁圆管、矩形外壁圆管和竹节孔的平均努塞尔数 Nu 随雷诺数 Re 的变化规律.由图可见,3个模型的平均努塞尔数 Nu 均随 Re 的增大而增大,其中,厚壁圆管和矩形外壁圆管的平均努塞尔数曲线基本重合,而竹节孔平均努塞尔数随雷诺数近似呈线性变化,且竹节孔平均努塞尔数的增长趋势明显高于前者.这主要是

由于随着雷诺数的增大,湍流运动增强,而脉动起着使当地流体的瞬时温度梯度明显增大的作用,即强化了换热.厚壁圆管和矩形外壁圆管两种光滑通道内湍流运动情况相近,因此两者的换热能力也基本相同.而竹节孔内环肋起着进一步促进湍流运动的作用,因此,竹节孔的换热效果比另外两种结构更强.

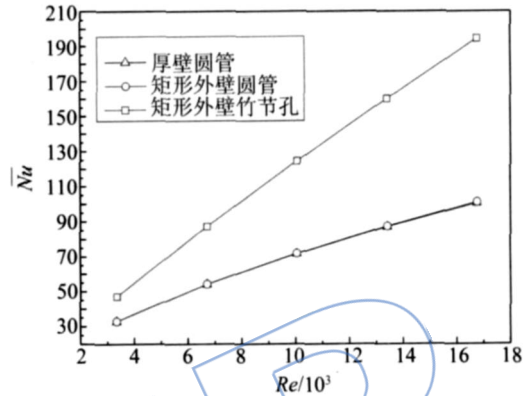


图10 通道平均努塞尔数 Nu 随 Re 的变化规律
Fig. 10 Effect of Reynolds number on Nusselt number

通过上述数值计算结果分析可见,竹节孔内的“竹节”结构使换热效果显著增强.但是,“竹节”结构不仅影响到竹节孔的换热效果,其对阻力的影响也是不容忽视的.图11给出了竹节孔平均努塞尔数 Nu 和阻力系数 f ($f = 2d(p_{in_total} - p_{out_total}) / L \cdot p_{in_dynamic}$) 分别随雷诺数 Re 、节宽/节高比 t/e 、节高/孔径比 e/d 和节距/节高比 p/e 变化的情况.随着 Re 的增大,竹节孔的平均努塞尔数 Nu 显著增大,换热效果增强,而 Re 的变化对阻力系数 f 的影响相对较小.节宽/节高比 t/e 增加时,平均努塞尔数变化不大,阻力系数 f 呈减小趋势.随着节高/孔径比 e/d 逐渐增大,肋阻碍流体的流动越来越明显,阻力系数 f 明显增大;同时,随着肋对流体扰动的不断增强,平均努塞尔数 Nu 逐渐增大,换热效果逐渐增强.另外,阻力系数 f 和平均努塞尔数 Nu 随着节距/节高比 p/e 的增加先增大后减小.在保持其它参数不变的情况下存在最佳的 p/e 值,由图可见当 p/e 约为10时, Nu 达到最大值.这一点与文献[4]中肋的最佳节距/节高比为7~10的结论一致.

由图11分析可知,雷诺数 Re 、节高/孔径比 e/d 和节距/节高比 p/e 对竹节孔平均努塞尔数 Nu 的影响较大.但以增大节高/孔径比 e/d 的途径来提高 Nu 时,阻力系数 f 迅速增大.可通过增

大 Re 和优化节距/ 节高比 p/e 来提高竹节孔的平均努塞尔数 Nu , 进而提高其换热效果.

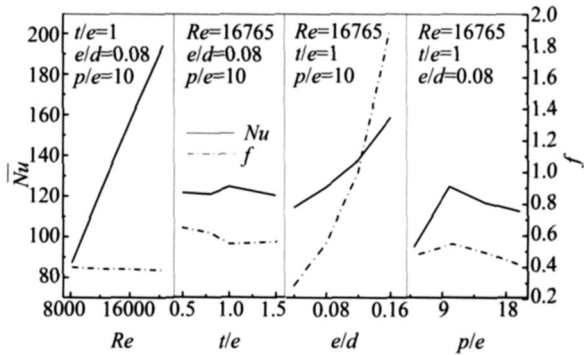


图 11 不同参数对平均努塞尔数 Nu 和阻力系数 f 的影响

Fig. 11 Effect of structural and pneumatic parameters on Nusselt number and drag coefficient

3 总 结

1) 根据发动机涡轮叶片内部沿周边分布的竹节孔冷却通道抽取出的简化的传热分析模型,通过无量纲分析得到平均努塞尔数的函数形式为

$$Nu = f \left(Re, Pr, \frac{K}{\kappa}, \frac{t}{e}, \frac{e}{d}, \frac{p}{e}, \frac{m}{d}, \frac{n}{d}, \frac{s}{d}, \frac{L}{d} \right)$$

可见,竹节孔的平均努塞尔数 Nu 与流体流

动、物性和通道几何参数有关.“竹节”几何参数和通道外壁几何参数体现了布置在涡轮叶片上的竹节孔与常规冷却通道的不同,也造成了它们换热效果的差异.竹节孔的“竹节”结构使平均努塞尔数显著增大,而通道外壁形状主要影响了局部热流密度和局部努塞尔数的分布情况.

2) 随着通道内的雷诺数和“竹节”的节高/孔径比的增加,平均努塞尔数单调增大.但以增大节高/孔径比的途径来提高平均努塞尔数时,阻力系数迅速增大.

3) 可通过增大雷诺数和优化节距/节高比来提高竹节孔的平均努塞尔数,计算表明最佳节距/节高比约为 10.

参考文献:

[1] Chiu R P, Abuaf N. Turbulated cooling passages in gas turbine buckets: US,5413463[P]. 1995.
[2] Johnson R A, Lee C P, Wei B, et al. Electrochemical machining process, electrode therefor and turbine bucket with turbulated cooling passages:US,6416283[P]. 2002.
[3] Lee C P, Chiu R P. Method for enhancing heat transfer inside turbulated cooling passages:US,6582584 [P]. 2003.
[4] 刘长福. 航空发动机构造[M]. 北京:国防工业出版社, 1989.