

心形孔气膜冷却特性的数值模拟

肖阳^{1,2}, 金涛¹, 何立明¹, 丁未³, 吕智慧⁴, 代胜吉¹

(1. 空军工程大学 航空航天工程学院, 西安 710038;

2. 中国人民解放军 陆军航空兵研究所, 北京 101121;

3. 空军工程大学 训练部, 西安 710051;

4. 中国人民解放军 93066 部队, 黑龙江 牡丹江 157023)

摘 要: 为进一步提高航空发动机热端部件的冷却效率, 提出了心形气膜冷却孔结构, 利用数值模拟分析心形孔的流场特性和冷却特性, 并通过与常规圆形孔计算结果的对比, 揭示心形气膜孔强化冷却的物理机制。计算结果表明: 与圆形孔相比, 心形孔能有效抑制反向旋转涡对的生成, 冷却气流的贴壁效果得到明显提高, 同时心形孔的扩展出口结构使得冷却气流在展向上的分布更为均匀, 展向平均气膜冷却效率得到显著提高; 在吹风比为 0.5~2.0 内, 心形孔的全局平均冷却效率相对于圆形孔分别提高了 70.93%, 246.94%, 598.9% 和 879.07%; 从热流比分布来看, 心形孔在吹风比为 1.5 下的热流比值最低, 表征在吹风比为 1.5 下心形孔对壁面的保护效果最好。

关 键 词: 心形孔; 气膜冷却; 冷却效率; 传热系数; 热流比

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical simulation on film cooling characteristics of heart shaped hole

XIAO Yang^{1,2}, JIN Tao¹, HE Li-ming¹, DING Wei³,
LÜ Zhi-hui⁴, DAI Sheng-ji¹

(1. Aeronautic and Astronautic Engineering College,

Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China;

2. Research Institute of Army Aviation,

the Chinese People's Liberation Army, Beijing 101121, China;

3. Department of Training, Air Force Engineering University, Xi'an 710051, China;

4. The 93066 Unit,

the Chinese People's Liberation Army, Mudanjiang Heilongjiang 157023, China)

Abstract: A heart shaped film cooling hole was firstly presented to improve the cooling effectiveness of modern gas turbine. The flow field performance and cooling performance were analyzed through numerical simulation. The result of heart shaped film cooling hole was compared with that of cylindrical film cooling hole. The comparisons show that the heart shaped film cooling hole can reduce the strength of counter rotating vortex pair, thus the coolant-surface attachment is improved. For heart shaped film cooling hole, the expansion structure on the hole exit allows the coolant to flow along spanwise direction, resulting in a better spanwise averaged film cooling effectiveness than that of cylindrical hole. By compa-

ring with cylindrical hole, the heart shaped hole increases the film cooling performance. The heart shaped film cooling hole shows enhancements of approximately 70.93%, 246.94%, 598.9% and 879.07% at blowing ratio of 0.5–2.0, respectively. In terms of heat-flux ratio, the hearted shaped hole shows the lowest heat-flux ratio at blowing ratio of 1.5, indicating that the hearted shaped hole provides the best film cooling performance at blowing ratio of 1.5.

Key words: heart shaped hole; film cooling; cooling effectiveness; heat transfer coefficient; heat flux ratio

航空发动机的推质比(或功质比)随着涡轮前进口温度(turbine inlet temperature, TIT)的提高而提高^[1-3]. 为保证发动机在如此高的温度环境下能够正常工作,必须对它的热端部件采取相应的热防护措施,主要包括:①采用新型的耐高温材料(如陶瓷基复合材料)和防护涂层;②采用高效的冷却技术. 在高效冷却技术方面,气膜冷却是航空发动机热端部件所采取的主要冷却措施之一.

气膜冷却的影响因素可以分为两个方面:方面为气动参数,如冷却射流与高温主流的吹风比,两股气流的湍流度、雷诺数等;另一方面为几何参数,主要是指气膜孔的几何结构,如气膜孔形状、气膜孔倾角、长径比等. 气膜孔形状作为气膜冷却效率的重要影响因素,近些年来得到了国内外研究学者的广泛研究. 最初的气膜孔形状是易于加工的圆形孔, Sinha 等人^[4]对单排圆形孔进行了详细研究,结果表明在吹风比为 0.5 时气膜冷却效率最高. 在吹风比小于 0.5 时,气膜冷却效率值随着吹风比的增加而增加;在吹风比大于 0.5 时,气膜冷却效率值则随着吹风比的增加而降低. Sen 等人^[5-6]研究了圆形孔、带复合角的圆形孔和前向扩张圆形孔的表面传热系数和绝热冷却效率的影响,结果表明前向扩张孔的表面传热系数比高于圆形孔,在高的动量比下,前向扩张圆形孔的表面传热系数比随着动量比的增加而降低,而带复合角圆形孔的表面传热系数比则持续升高;在较高动量比下,前向扩张圆形孔的平均绝热冷却效率最高,带复合角的圆形孔次之,圆形孔最差. Fric 等人^[7]对圆形气膜冷却中主、射流相互掺混所产生的复杂涡系结构进行了深入研究,结果表明在气膜冷却流场中占主导地位的是一对旋向相反的涡对(counter rotating vortices pair, CRVP),在 CRVP 的作用下,主流被卷入射流底部,导致射流不能很好地覆盖热端部件表面,所以使得高吹风比下圆形孔气膜冷却效率显著降低,由此可见,提高气膜冷却效率的主要途径就是降

低 CRVP 的结构尺寸及强度. 具有扩展型面出口的气膜孔近些年来得到了研究学者的广泛关注,如簸箕形孔、扇形孔、扩展扇形孔等^[8-11],冷却射流在气膜孔出口处动量降低,因而导致射流对主流的垂直穿透效果下降,沿流向的延伸能力得到增强;射流沿展向的扩张使得 CRVP 的尺寸及强度得到明显抑制,阻碍了高温主流向射流底部的侵入,大大提高了射流的贴壁效果,最终提高了气膜冷却效率. 在其他孔形方面, Sargison 等人^[12]提出收敛缝形孔,姚玉等人^[13]对此也进行了详细的数值模拟与实验研究; Heidmann 等人^[14]提出在气膜孔附近开设辅助小孔,利用小孔射流阻碍 CRVP 的形成,进而提高气膜的贴壁效果、提高气膜冷却效率; Karsten 等人^[15]提出了 nekomimi 气膜孔,并对此进行了初步的实验与数值模拟研究,结果表明 nekomimi 气膜孔抑制了 CRVP 的形成,射流的贴壁效果得到提高,因而提高了气膜冷却效率.

近 10 年来,不同气膜孔结构设计依然是先进燃气轮机高温部件设计的热门课题,先后出现若干不同改进版本的气膜孔结构设计. 例如:美国注册专利 V 形孔,利用侧向 V 形开槽增加冷气覆盖面^[16]; Yoji 等人^[17]提出的箭头孔概念; Dhungel 等人^[18]提出的反向旋涡孔概念; Ely 等人^[19]提出的附加姊妹孔概念;中国科技大学王建华教授等人^[20]提出的侧扩后倾出口锐角孔概念,等等,都以不同程度的效果改善了简单圆柱气膜孔的结构设计.

本文提出一种气膜孔结构——心形气膜孔,该孔由两个轴线相交的圆形孔组成,共用一个进气通道. 论文采用数值模拟方法分析心形气膜孔的气膜冷却流场结构,并以绝热冷却效率、导热系数、热流比等为评价指标,揭示心形气膜孔强化冷却的物理机制,为新型、高效的气膜冷却孔设计奠定坚实基础.

1 计算模型及参数定义

平板气膜冷却物理模型如图1所示. 计算区域由3部分组成:主流通道、冷气腔和气膜孔通道. 主流通道长 $40D$ 、高 $10D$ (D 为圆形气膜孔直径,下同); 冷气腔长 $8D$ 、高 $5D$, 冷气入口在 $y/D = -7.3D$. 主流通道和冷气腔的宽度均为 $3D$. 圆形气膜孔直径 $D = 0.006\text{ mm}$, 其出口距离主流通道入口 $10D$ 、沿流向倾斜角为 35° . 心形气膜孔的设计思路如图2所示:两个平行的圆形孔绕各自轴在 xz 平面沿相反方向旋转角度 $\Phi = 30^\circ$ (第1步), 合并这两个孔 (第2步), 将供气部分由一个圆形通道代替 (第3步). 坐标系原点位于气膜孔中心线、距主流通道入口 $11.75D$ 处.

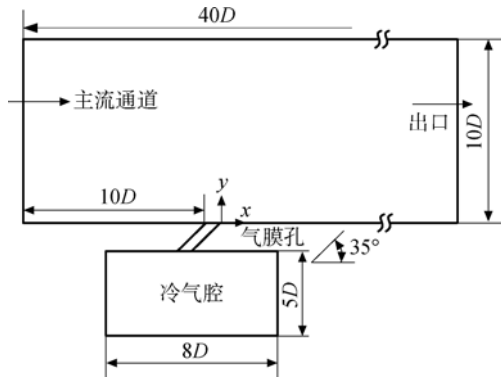


图1 气膜冷却物理模型示意图

Fig. 1 Physical model of the film-cooling scheme

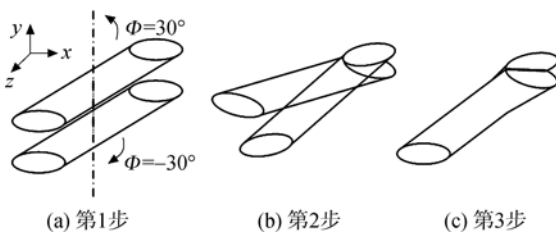


图2 心形孔示意图

Fig. 2 Heart shaped hole scheme

吹风比定义如下:

$$M = \frac{\rho_i u_i}{\rho_\infty u_\infty} \quad (1)$$

式中 ρ_i, ρ_∞ 分别表示主流和射流的密度; u_∞ 表示主流速度; u_i 表示射流在气膜孔进口横截面上的平均速度值.

无量纲涡量定义如下:

$$\omega_w = \omega_r D / u_\infty \quad (2)$$

式中 ω_r 为绕 x 轴旋转的涡量强度, D 为气膜孔直

径, u_∞ 为主流速度.

绝热气膜冷却效率定义为

$$\eta\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) = \frac{T_\infty - T_{aw}\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right)}{T_\infty - T_j} \quad (3)$$

式中 T_∞, T_j 分别为主流、射流的温度; T_{aw} 为绝热壁面温度.

展向平均绝热气膜冷却效率是绝热气膜冷却效率沿展向方向的平均值,定义如下:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{3} \int_{-1.5}^{1.5} \eta\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad (4)$$

全局平均气膜冷却效率是绝热气膜冷却效率在紧贴气膜孔出口长 $20D$ 、宽 $3D$ 测试壁面上的平均值,定义如下:

$$\bar{\eta}_s = \frac{1}{3 \times 20} \int_{-1.5}^{1.5} \int_0^{20} \eta\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{x}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad (5)$$

表面传热系数比可以反映引入气膜后壁面上对流传热增强的程度,其定义如下:

$$\frac{h}{h_0} = \frac{q/(T_w - T_{aw})}{q'_i/(T'_w - T'_\infty)} \quad (6)$$

式中 h, h_0 分别代表有气膜和无气膜时的表面传热系数; q 和 q' 为有气膜和无气膜时对壁面加入的热流密度; T'_w 为无气膜时给壁面加热后的温度, T'_∞ 为相应的主流温度. 取 $q = q'$, $T_\infty = T'_\infty$, 则有表面传热系数比为

$$\frac{h}{h_0} = \frac{T'_w - T_\infty}{T_w - T_{aw}} \quad (7)$$

相应地,展向平均表面传热系数比可以通过类似式(4)的处理而得到.

2 控制方程及数值计算方法

2.1 控制方程及湍流模型

三维雷诺时均 N-S 控制方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \mu_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right] \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_i}{Pr_i} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] \quad (10)$$

式中 $\bar{u}_i$ 为时均速度, $\bar{p}$ 为时均压力, $\bar{T}$ 为时均温度, μ_i 为湍流黏度, δ_{ij} 为克罗内克算子符号, Pr 为分子(层流)Prandtl数, Pr_i 为湍流Prandtl数.

湍流模型采用可实现的 $k-\epsilon$ 模型,该模型能

对气膜冷却流场进行较为准确的预测. 关于湍流动能 k 和湍动能耗散率 ϵ 所满足的微分方程可写为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (12)$$

式中 G_k 为平均速度梯度对湍动能生成项的贡献; G_b 为边界层对湍动能生成项的贡献; Y_m 为湍流的耗散项; $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$, σ_k , σ_ϵ 为经验系数; $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.9$, $C_{3\epsilon} = 1.0$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.2$. 上述的湍流模型主要用于计算远离壁面的、充分发展的湍流流动区域 ($Re_y > 200$). 在黏性影响较大区域 ($Re_y < 200$), 应用一方程模型, 具体模型及参数定义参考文献[21].

2.2 网格

网格采用 Gambit 2.3.16 生成, 图3是计算网格结构图. 气膜孔结构较为复杂, 采用四面体网格进行剖分, 在气膜孔内生成非结构网格; 冷气腔采用结构化六面体网格; 在剖分主流通道时, 首先对与气膜孔出口相连平面采用四边形网格进行剖分, 其余底面采用结构化四边形网格进行剖分, 然后以底面为源 Copper 生成结构化六面体网格. 为准确求解近壁面区域 ($Re_y < 200$) 的流体速度、温度和湍流相关参数等物理量, 网格剖分时保持贴近壁面的网格单元的 y^+ 值小于2, 对圆形孔和心形孔气膜冷气计算模型进行网格独立性检验, 圆形孔和心形孔计算模型的网格单元数分别为1854652和1934047; 调节 y^+ 值 ($1 \leq y^+ \leq 2$), 计算结果表明在上述区间内 y^+ 对计算结果影响很

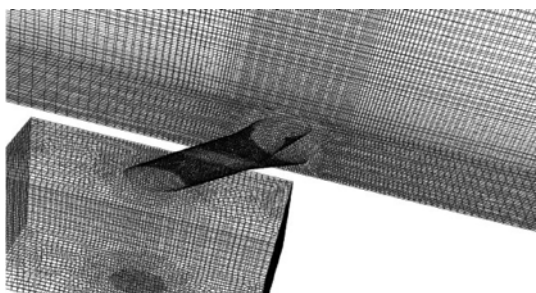


图3 计算网格

Fig. 3 Computational grid

小, 表明本文所取的 y^+ 是合理的.

2.3 边界条件及计算方法

计算区域工质为空气. 主流通道入口和冷气腔入口设置为质量流量入口边界条件, 主流通道质量流量设置为 0.00294 kg/s , 温度为 370 K , 湍流度为 2.5% ; 采用理想气体进行气体密度计算, 冷气腔入口的质量流量可根据吹风比和质量守恒方程反算得到, 冷气腔入口气体温度为 310 K , 湍流度为 3.5% . 主流通道出口为压力出口, 出口静压设置为 101325 Pa ; 主流通道和冷气腔两侧设置为周期性边界条件; 测试壁面设置为无滑移绝热壁面, 计算对流换热时测试壁面的恒定热流 $q = 4 \text{ kW/m}^2$.

计算采用 Fluent 6.3.26 分离隐式求解器; 压力、速度耦合采用 SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations)-Consistent 算法; 各参数采用2阶迎风的离散格式; 计算收敛的标准满足各项残差精度小于 10^{-5} 、在壁面 $x/D = 15$ 处沿流向方向的平均温度变化小于 0.1% .

3 结果与分析

3.1 计算可行性分析

为验证本文计算方法的可行性, 本节以 Schmidt 等人^[6]的实验为研究对象进行数值模拟, 并将实验与数值模拟下的气膜孔中心线气膜冷却效率作以对比分析. 图4是吹风比 $M = 0.6$ 和 $M = 1.25$ 下本文数值模拟与 Schmidt 等人实验获得的气膜孔中心线气膜冷却效率的分布情况, 由图可见数值模拟结果与实验结果吻合较好, 计算平均误差小于 3% , 表明本文所采用的数值计算方法能有效预测气膜冷却特性.

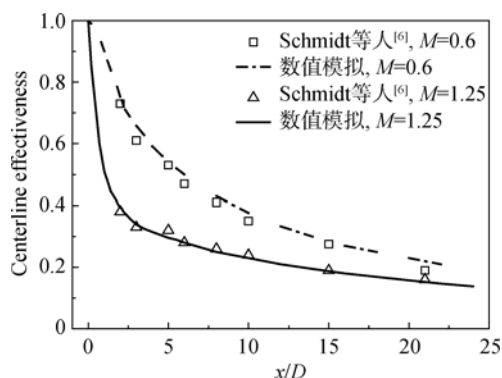


图4 圆形孔中心线气膜冷却效率

Fig. 4 Film cooling effectiveness at the cylindrical hole centerline

3.2 流场分析

图5是吹风比 $M=1.0$ 时冷却气流在气膜孔内的流线分布(俯视图). 由图可见在两种孔形的气膜孔通道入口附近均存在明显的高速区. 圆形孔出口处的速度略低于高速区速度, 而心形孔的气膜孔出口速度则显著低于它的高速区速度. 这主要是因为心形孔具有扩张形出口, 使得冷却气流在出口处动量降低, 因此冷却气流对主流的穿透效果变差, 有利于提高其贴附壁面效果. 与圆形孔相比心形孔冷却气流沿展向分布的区域得到显著扩大, 这有利于提高相邻气膜孔间的壁面的保护效果.

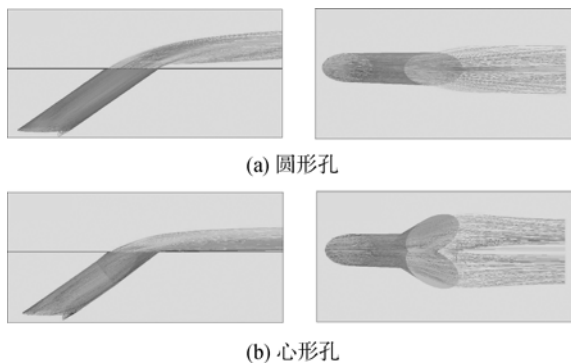


图5 冷却气流流线分布($M=1.0$)

Fig. 5 Streamline distribution of coolant ($M=1.0$)

冷却气流从气膜孔喷射出来后会与主流发生强烈的卷吸掺混, 进而在流场中产生复杂涡系结构, 其中 CRVP 在流场中占主导地位. 图6给出了两种模型的涡结构沿流向的发展过程, 图7给出了无量纲涡核强度沿流向的分布. 对于圆形孔, 在 $x/D=2$ 处 CRVP 已经形成, 顺着流向发展

CRVP 的尺寸不断扩大、强度逐渐降低. 许多研究已经表明在 CRVP 的影响下主流会向冷却气流底部入侵, 进而促进了两股气流的换热, 导致气膜孔下游测试壁面的温度较高, 如图6(a)示. 相比较圆形孔而言, 心形孔下 CRVP 的尺寸较小、强度较弱(图7), 对涡的涡核间距也得到了明显扩大(图6(b)), 所以心形孔冷却气流与主流的卷吸掺混程度较圆形孔比得到明显降低, 进而使得冷却气流较好地贴附壁面流动(从图5流线分布中也可看到); 同时, 由于冷却气流在气膜孔出口处沿展向的分布较广, 所以在气膜孔间区域的壁面温度较圆形孔比也得到了显著降低.

3.3 绝热冷却效率分析

图8是两种模型在 $M=1.0$ 时的绝热冷却效率分布. 比较可见, 无论沿展向还是沿流向方向,

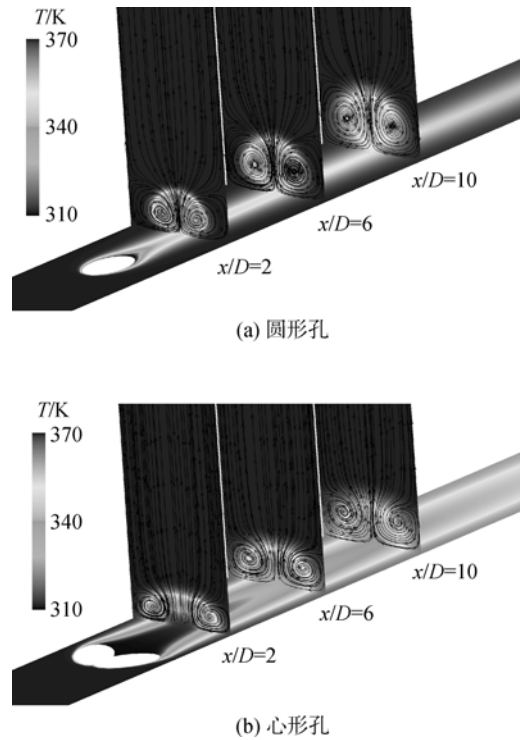


图6 气膜冷却流场涡结构及温度场分布($M=1.0$)

Fig. 6 Vortex structure and temperature distribution for film cooling flow field ($M=1.0$)

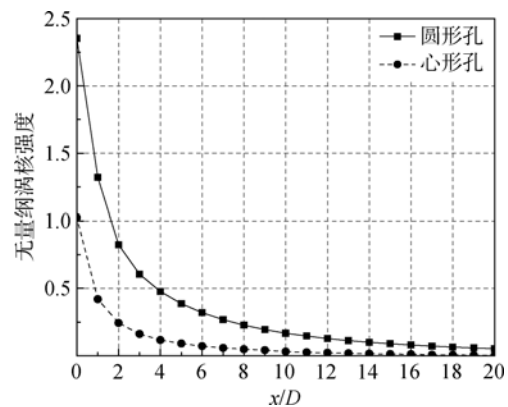


图7 无量纲涡核强度沿流向的分布

Fig. 7 Dimensionless vortex core distribution along streamwise direction

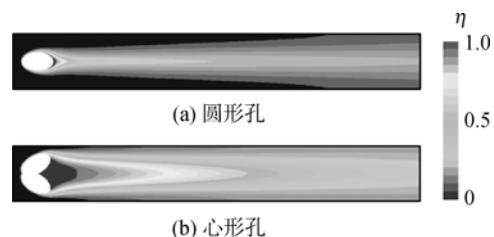


图8 气膜冷却效率云图($M=1.0$)

Fig. 8 Contour of film cooling effectiveness ($M=1.0$)

心形孔的壁面冷却效率均显著高于圆形孔. 在文中第 3.2 节中已经提到, 心形气膜孔能削弱 CRVP 的结构尺寸及强度, 所以使得冷却气流贴近壁面流动, 冷却气流沿展向分布的范围得到拓宽, 因此导致心形孔的壁面冷却效率显著高于圆形孔. 图 9 给出了吹风比 $M=0.5 \sim 2.0$ 下两种孔形在 $z/D=0$ (气膜孔中心线) 上的壁面绝热冷却效率分布. 由图 9 可见, 在 $M=0.5$ 时心形孔中心线的冷却效率略低于圆形孔, 而在 $M>0.5$ 时则远高于圆形孔. 由于冷却气流在心形孔出口处的展向扩张以及较弱的 CRVP 作用, 心形孔孔间区域的冷却效率保持了较高的水平. 图 10 是两种孔形的展向平均冷却效率 ($\bar{\eta}_s$) 分布. 虽然 $M=0.5$ 时心形孔的中心线冷却效率较低, 但由于其冷却效率沿展向的数值较高, 所以心形孔在 $M=0.5$ 下的冷却效率明显高于圆形孔; 在高吹风比下 ($M>0.5$) 心形孔的平均冷却效果更为显著. 从全

局平均冷却效率分布 (图 11) 可见, 圆形孔的 $\bar{\eta}_s$ 随着吹风比增加而下降, 在吹风比 $M=0.5$ 时冷却效果最好; 心形孔的 $\bar{\eta}_s$ 随着吹风比的增加呈现先升高后降低的趋势, 在 $M=1.5$ 时冷却效果最佳. 在 $M=0.5 \sim 2.0$ 下心形孔的 $\bar{\eta}_s$ 相对于圆形孔分别提高了 70.93%, 246.94%, 598.9% 和 879.07%.

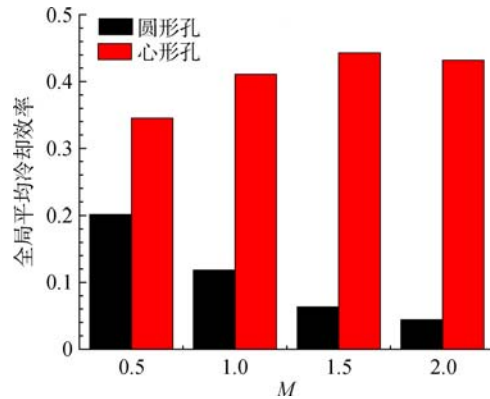


图 11 全局平均气膜冷却效率分布

Fig. 11 Spatially averaged film cooling effectiveness distributions

3.4 换热特性分析

图 12 是两种孔形的展向平均表面传热系数 ($\overline{h}/h_0$) 比沿流向的分布情况. 如图所示, 在气膜孔出口附近区域 ($x/D < 3$), 心形孔下的表面传热系数比值较高, 说明心形孔下气膜冷却流场剪切层流动程度高于圆形孔, 导致边界层内部湍流强度较高. 在气膜孔下游区域, $M=0.5$ 时心形孔的表面传热系数比值较高而在 $M=1.5, 2.0$ 时则显著低于圆形孔; 当 $M=1.0$ 时, 两种孔形的表面传热系数比值比较接近. 就任意孔形而言, 高吹风比下的表面传热系数比值更高^[22]. 需要注意的是, 绝热冷却效率和表面传热系数比只能从一方面评价气膜冷却效果, 因而具有一定的局限性. 热流比可以综合评价气膜对壁面的冷却效果, 其定义如下:

$$\frac{q}{q_0} = \frac{h}{h_0} \left(1 - \frac{\eta}{\Theta} \right) \quad (13)$$

式中 Θ 为测试壁面的过余温度, 表达式为 $\Theta = (T_w - T_\infty) / (T_j - T_\infty)$. Θ 的范围通常取作 0.5 ~ 0.7, 根据文献[22], 本文取 $\Theta = 0.6$. 从热流比的定义可以知道, q/q_0 小于 1.0 意味着冷却气膜对壁面实施了有效的保护, 当 $q/q_0 = 0$ 时, 说明测试壁面完全地被冷却气膜所保护. 图 13 是展向平均热流比 ($\overline{q}/q_0$) 沿流向分布情况. 由图可见, 圆形孔的热流比随着吹风比的增加而降低; 在 $M < 1.0$

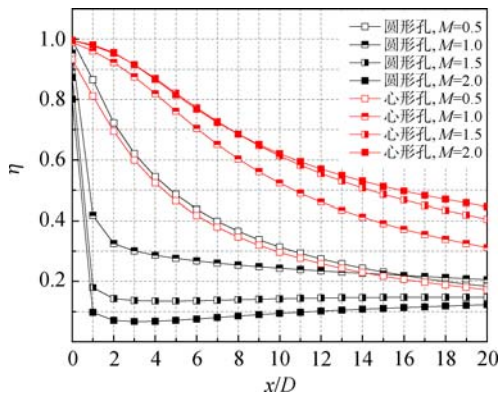


图 9 气膜冷却效率分布 ($z/D=0$)

Fig. 9 Film cooling effectiveness distributions ($z/D=0$)

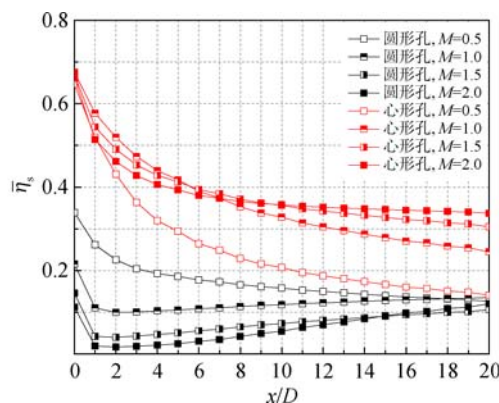


图 10 展向平均气膜冷却效率分布

Fig. 10 Spanwise averaged film cooling effectiveness distributions

时冷却气膜对壁面起到了保护作用,在 $M > 1.0$ 时则没有任何冷却效果.对比圆形孔,任意吹风比下心形孔的热流比都小于圆形孔并且数值均小于 1.0,表明心形孔的冷却气膜对测试壁面起到了有效的保护作用.虽然在气膜孔出口附近心形孔的热传导系数比值高于圆形孔,但其绝热冷却效率的显著提高对热流比值的降低贡献更大.总体来看,心形孔在 $M = 1.5$ 下的对壁面的保护效果最好.

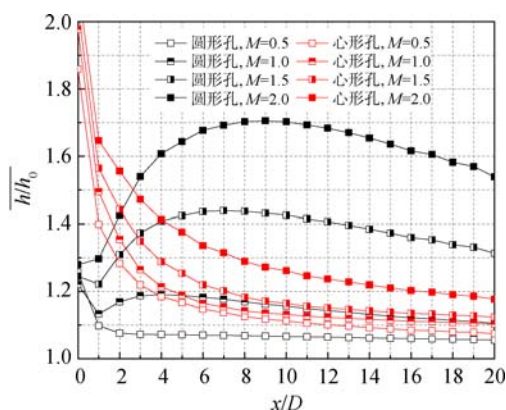


图 12 展向平均表面传热系数分布

Fig. 12 Spanwise averaged heat transfer coefficient distributions

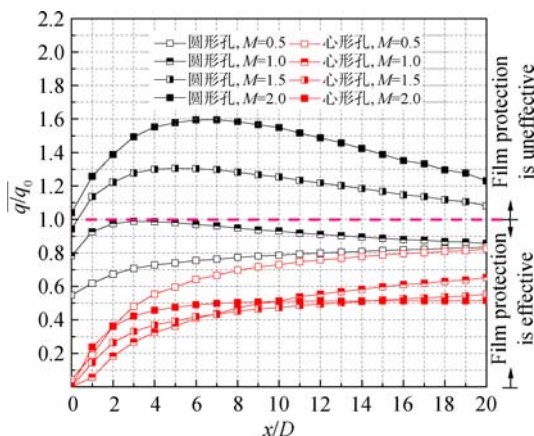


图 13 展向平均热流比分布

Fig. 13 Spanwise averaged heat flux ratio distributions

4 结 论

本文验证了一种气膜孔结构——心形气膜孔,利用 CFD 软件分析了心形孔的气膜冷却流场及换热特性,揭示了心形孔强化冷却的物理机制.研究表明:与圆形孔相比,心形孔能有效削弱 CRVP 的结构尺寸及强度,使得冷却气流的贴壁效果显著增强,同时心形孔的横向扩张结构使得

冷却气流沿展向的分布效果较圆形孔比更为均匀,所以相邻气膜孔间的壁面温度也得到了明显降低,展向平均气膜冷却效率得到显著提高;心形孔的 $\bar{\eta}_s$ 随着吹风比的增加呈现先升高后降低的趋势, $M = 1.5$ 时冷却效果最佳,在 $M = 0.5 \sim 2.0$ 下心形孔的 $\bar{\eta}_s$ 相对于圆形孔分别提高了 70.93%, 246.94%, 598.9% 和 879.07%;任意吹风比下心形孔的热流比值都小于圆形孔并且数值均小于 1.0,表明心形孔的冷却气膜对测试壁面起到了有效的保护作用,总体来看心形孔在 $M = 1.5$ 下对壁面的保护效果最好.

参考文献:

- [1] 林宏镇,汪火光,蒋章焰. 高性能航空发动机传热技术 [M]. 北京:国防工业出版社,2005.
- [2] 杨卫华,李永康,张靖周,等. 突片作用下气膜冷却效率的试验研究[J]. 航空动力学报,2007,22(3):380-383.
YANG Weihua, LI Yongkang, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study of cooling efficiency of film cooling with tab[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 380-383. (in Chinese)
- [3] 何立明,苏建勇,白晓峰,等. 等离子体气动激励改善气膜冷却效率的数值研究[J]. 空军工程大学学报:自然科学版,2008,9(3):1-5.
HE Liming, SU Jianyong, BAI Xiaofeng, et al. Numerical investigation on improvement of film cooling efficiency with the plasma actuation[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition, 2008, 9(3): 1-5. (in Chinese)
- [4] Sinha A K, Bogard D, Crawford M. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3):442-449.
- [5] Sen B, Schmidt D L, Bogard D G. Film cooling with compound angle holes: heat transfer [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4):800-806.
- [6] Schmidt D L, Sen B, Bogard D G. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4):807-813.
- [7] Fric T F, Roshko A. Structure in the near field of the transverse jet [J]. Turbulent Shear Flows, 1981, 77(2): 175-180.
- [8] Goldstein R J, Eckert E R G, Burggraf F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1974, 17(5):595-607.
- [9] Gritsch M, Colban W, Schar H, et al. Effect of hole geometry on the thermal performance of fan-shaped film cooling holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4):718-725.
- [10] 郭涛,朱惠人,许都纯. 双排簇形气膜孔下游换热研究

- [J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1488-1492.
- GUO Tao, ZHU Hui ren, XU Du chun. Investigation on film cooling heat transfer for double row dust-pan shaped holes [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1488-1492. (in Chinese)
- [11] Lee H W, Park J J, Lee J S. Flow visualization and film cooling effectiveness measurements around shaped holes with compound angle orientations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(1): 145-156.
- [12] Sargison J E, Guo S M, Oldfield M L G, et al. A converging slot-hole film-cooling geometry: Part 1 low-speed flat-plate heat transfer and loss [R]. ASME Paper 2001-GT-0126, 2001.
- [13] 姚玉, 张靖周, 何飞, 等. 涡轮叶片吸力面上收敛缝形孔气膜冷却效率的数值研究 [J]. 航空学报, 2010, 31(6): 1115-1120.
- YAO Yu, ZHANG Jingzhou, HE Fei, et al. Numerical investigation on film cooling effectiveness of converging slot hole at turbine blade suction surface [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(6): 1115-1120. (in Chinese)
- [14] Heidmann J, Ekkad S. A novel anti-vortex turbine film cooling hole concept [R]. ASME Paper GT2007-27528, 2007.
- [15] Karsten K, Nurettin T, Dieter B. Experimental and numerical investigations of the nekomimi film cooling technology [R]. ASME Paper GT2012-68400, 2012.
- [16] Ching P L, Steven R B, Ronald S B. Chevron film cooled wall; US, 7328580 [P]. 2008-02-12.
- [17] Yoji O, Masakazu N. Film effectiveness performance of an arrowhead-shaped film-cooling hole geometry [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 129(2): 331-339.
- [18] Dhungel A, Yu L, Philips W, et al. Film cooling from a row of holes supplemented with antivortex holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 375-384.
- [19] Ely M J, Jubran B A. A numerical evaluation on the effect of sister holes on film cooling effectiveness and the surrounding flow field [J]. Heat and Mass Transfer, 2009, 45(11): 1435-1446.
- [20] WANG Jianhua, ZHU Yejun, KUANG Jian, et al. Numerical investigation on film cooling performance [R]. ASME Paper GT2011-45775, 2011.
- [21] LIU Cunliang, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao. New development of the turbulent prandtl number models for the computation of film cooling effectiveness [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(4): 874-886.
- [22] SHAN Yong, ZHANG Jingzhou. Numerical investigation on film-cooling characteristics from a row of holes with ridge-shaped tabs [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2013, 20(3): 251-265.

(编辑: 叶 青)