

文章编号: 1000-8055(2008)03-0460-05

气膜孔出口覆盖多孔介质层对冷却效果的影响

刘元清, 姜培学, 王扬平

(清华大学 热能工程系 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084)

摘 要: 综合气膜冷却和发汗冷却的特点, 提出一种在气膜孔出口局部覆盖多孔介质层的冷却结构, 利用数值模拟的手段对比研究该结构与常规斜圆孔气膜结构的冷却效果, 计算考虑了 0.61, 0.91 和 1.22 三种吹风比, 结果表明: 由于多孔介质对冷却射流的扩散作用, 该结构的壁面冷却效率高于气膜冷却, 同时壁面温度梯度得到了有效的抑制, 是一种适合于未来燃气轮机叶片的冷却结构。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 气膜冷却; 发汗冷却; 多孔介质层; 数值模拟

中图分类号: TK124; O551.3

文献标识码: A

Cooling performance induced by film holes with coverage of porous media layer

LIU Yuanqing, JIANG Peixue, Wang Yangping

(Key laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education,
Department of Thermal Engineering,
Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: By attaching a layer of porous media coverage to the local zone around film-hole exits, a new cooling scheme which combines the features of film cooling and transpiration cooling was introduced in the present study. The cooling effects of the present scheme and the traditional cylindrical hole film cooling were compared numerically for three kinds of blowing ratio $M = 0.6, 0.91$ and 1.22 . The results show that the new scheme provides higher wall cooling effectiveness and moderate temperature gradients, which enables it to be a better candidate for blade cooling for future high performance gas turbine.

Key words: aerospace propulsion system; film cooling; transpiration cooling; porous layer; numerical simulation

气膜冷却和发汗冷却均利用温度相对较低的流体作为冷却剂, 将其从一定形式的壁面开口排出, 形成冷却保护层, 从而对高温壁面形成有效的主动冷却, 但两者各有特点^[1]. 通过将压气机空气作为冷却剂从叶型表面的离散孔喷出, 气膜冷却广泛用于保护透平叶片, 以保证叶片等高温部件的安全运行^[2]. 随着进一步提高燃气轮机的功率

和热效率的需求, 气膜冷却的冷却能力已不能完全满足不断提高的透平进口温度, 此外, 常规的离散孔气膜冷却还存在叶片表面温度梯度较大的问题。

通过将冷却剂从多孔壁面渗出, 发汗冷却可以提供较高的冷却效率. 现有的研究表明, 获得相同的冷却效果, 发汗冷却的吹风比约只为气膜冷却的 $1/50$ ^[3]. 利用金属丝网多孔壁面结合蒸汽冷

收稿日期: 2007-03-13; 修订日期: 2007-05-30

基金项目: 航天 863 项目(2002AA722051)

作者简介: 刘元清(1982), 女, 河南郑州人, 博士生, 主要从事发汗及气膜冷却的研究。

却被认为是今后高效率透平的叶片冷却解决方法之一^[4]。然而, 由于发汗冷却使用多孔壁面, 其材料的强度远不如气膜冷却所要求的打离散孔的致密壁面, 并且极易由于堵塞等局部缺陷引起冷却效果急剧恶化, 进而导致整体烧毁^[5], 以至于其至今不能进入叶片冷却的实用阶段。

本文综合考虑气膜冷却和发汗冷却的特点, 利用在气膜孔出口局部覆盖一多孔介质层的结构, 充分组合了两种冷却方式的优点。本文采用数值方法, 通过分析壁面冷却效率分布、流场结构等物理场, 研究了不同吹风比下, 本文提出的冷却方式与传统的斜圆孔气膜冷却的优劣。

1 物理模型及数值计算方法

本文计算了两种冷却结构, 分别为在气膜孔出口覆盖多孔层的冷却结构, 以及作为对比工况的常规斜圆孔气膜冷却结构。为叙述方便, 下文分别简称为多孔工况和纯气膜工况。图 1 所示为覆盖多孔层的冷却结构所采用的几何模型, 包括 4 个计算区域: 模拟高温环境的主流道 ①; 覆盖于气膜孔出口的多孔介质层 ②, 该多孔层的上表面与受冷却保护的主流道底面高度相同; 3 个斜圆柱气膜孔 ③; 模拟叶片内部的冷却剂通道 ④。以上游的第一个气膜孔出口中心为原点, 主流方向为 x 轴, 垂直主流道壁面方向为 y 轴, 孔排横向为 z 轴建立如图 1 所示的三维坐标系。计算模型沿主流方向共包括三排气膜孔, 根据孔排列的周期性取图 1 所示的计算区域。气膜孔直径 $D=12\text{ mm}$, 孔的长度 $L=3.5D$, 与主流方向夹角 35° , 孔

排之间的横向间距为 $3D$, 主流方向上的前后孔排间距为 $10D$ 。多孔介质层模拟不锈钢球形颗粒的堆积床, 多孔层在 y 方向的厚度为 $1D$, 在 x 方向向孔排两侧延伸 $5D$, 颗粒直径 $D_p=100\text{ }\mu\text{m}$, 孔隙率为 $\varepsilon=0.33$ 。去除上述几何模型的多孔层区域, 并将气膜孔出口置于主流道底面, 即形成作为本文对比工况的多排单斜圆孔气膜冷却结构的几何模型。针对几何模型的上述 4 个区域分别构建六面体的结构化网格, 计算模型的网格由这几个区域的网格拼接而成。如图 2 所示为计算模型的网格划分, 计算网格在气膜孔区域和主流道底面附近局部加密, 以保证壁面 $y^+<10$; 气膜孔周边采用贴体网格; 并且根据计算所得的物理场梯度, 利用网格自适应, 加密局部区域的网格划分。经过网格无关性验证后, 最后计算模型的网格总数约为 92 万。

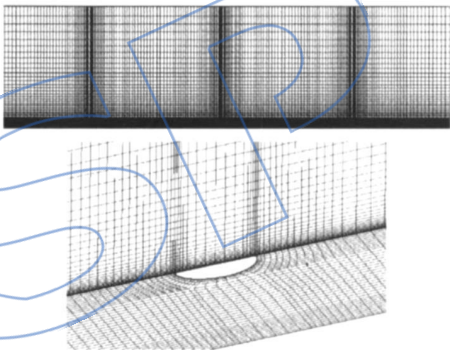


图 2 计算区域的网格划分

Fig. 2 Grid generation of computational domain

在非多孔区域求解 N-S 方程组, 由于 SST $k-\omega$ 模型分区域结合了标准 $k-\varepsilon$ 模型和标准 $k-\omega$ 模型的优点, 可以准确模拟带有流动分离、混合和回流的气膜冷却场, 因此采用 FLUENT 提供的 SST $k-\omega$ 二方程湍流模型封闭方程组, 近壁区域采用增强壁面函数法处理。利用体积平均的方法建立多孔区域的动量方程, 阻力源项中的渗透率

$$K = \frac{\varepsilon^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon)^2} \tag{1}$$

惯性常数

$$F = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^{3/2}}} \tag{2}$$

采用热平衡模型建立多孔介质区域的能量方程, 当量导热系数为

$$\frac{\lambda_m}{\lambda} = (1 - \sqrt{1 - \varepsilon}) + \frac{2\sqrt{1 - \varepsilon}}{1 - \Phi} \cdot \left[\frac{(1 - \Phi)B}{(1 - \Phi)^2} \ln\left(\frac{1}{\Phi}\right) - \frac{B + 1}{2} - \frac{B - 1}{1 - \Phi} \right] \tag{3}$$

考虑热弥散效应

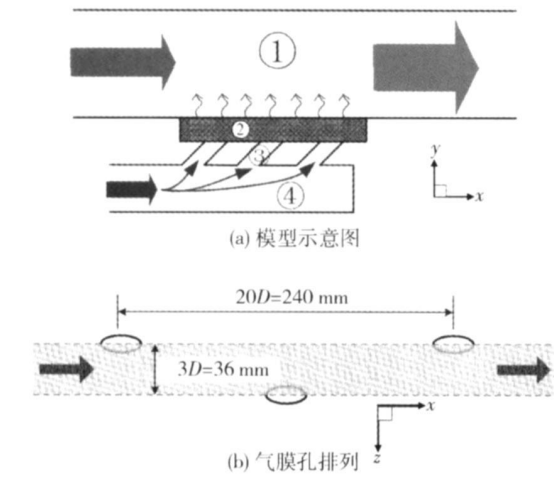


图 1 在气膜孔出口增加多孔介质层的冷却结构几何模型
Fig. 1 Physical models of the cooling structure by film holes with coverage of porous media layer

$$\lambda = C \rho c_p d_p U_p (1 - \varepsilon) \tag{4}$$

上式中各变量的意义和详细取值公式参考文献[6-8]。控制方程的对流项采用 QUICK 格式离散, 并利用 SIMPLE 算法进行压力速度修正。

利用 NIST 所提供的数据库拟合空气的物性随温度的变化, 以考虑变物性的影响。在所有工况中, 计算区域中的流体为空气, 主流道入口的速度为 20 m/s、温度为 560 K, 冷却通道入口的温度为 280 K, 可知冷却剂与高温主流的密度比约为 2。冷却通道的入口速度根据吹风比而定, 两种冷却结构均考虑了具有实际意义的三种吹风比

$$M = \rho_c u_c / \rho_\infty u_\infty = 0.61, 0.91, 1.22$$

其中 u_c 为气膜孔出口的平均速度, 一共计算了 6 个算例。主流道和冷却进口模拟中等湍流度, 湍流强度分别设为 5% 和 2%, 湍流特征尺度为流道高度的 1/7。横向两侧的面采用周期性边界条件, 其余面均采用无滑移绝热壁面条件。

调整计算方程组的亚松弛因子以提高计算速度, 在各方程的迭代残差低于 1×10^{-6} 、并且壁面温度和主流道出口流量的波动在 $\pm 0.01\%$ 以内、计算区域的流量和能量平衡均在 $\pm 0.01\%$ 以内, 再持续迭代 300 步, 则认为计算已经收敛。

2 数值计算结果及分析

受保护壁面的温度高低是衡量冷却效果的尺度, 常用无量纲温度 $(T_w - T_\infty) / (T_c - T_\infty)$, 即冷却效率 η 来表示。为比较平均冷却效果, 将所有计算工况的横向平均冷却效率

$$\bar{\eta} = \int \eta dz / \Delta z \tag{5}$$

示于图 3。对于相同的冷却流入口边界条件, 在气膜孔出口覆盖了多孔介质层后, 整个计算区域中的 η 较纯气膜工况大大提高。例如, 对于吹风比最大的工况, 纯气膜工况的 η 最大值约为 0.4, 而覆

盖多孔层后, 这一值约提高了一倍, 超过了 0.8。在所考虑的范围, 对于气膜冷却而言, 随着吹风比的增加, 壁面横向冷却效率反而单调降低, 覆盖了多孔介质层后, 这一趋势恰好相反。

比较壁面上局部冷却效率的分布如图 4 所示, 气膜冷却的冷却效果只表现在气膜孔的下游区域, 并且由于气膜孔是离散的, 横向两排孔之间的区域冷却效果明显减弱, 甚至出现了 η 为零的区域。

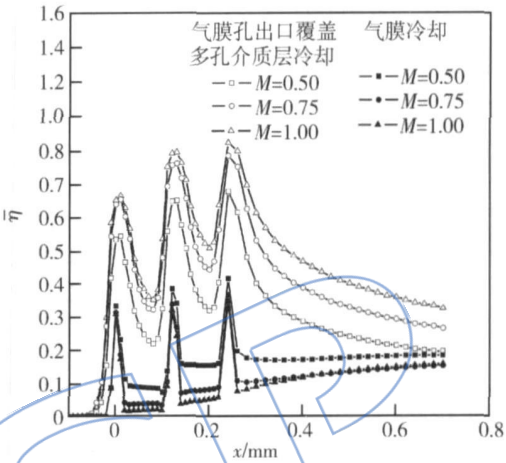


图 3 横向平均冷却效率沿主流方向的变化
Fig. 3 Variation of the laterally averaged cooling effectiveness

在吹风比最大的工况, 壁面冷却效果整体恶化。多孔层的引入使得冷却剂在多孔层中得到充分扩散, 拓宽了气膜孔周围冷却效果较好的区域, 使壁面上冷却效率的分布更加均匀, 消除了 η 为零的区域, 并使冷却效果显著向下游延伸。随着吹风比的增加, 壁面冷却效率单调而稳定地提高。

图 5 所示出了冷却效果在气膜孔中间截面上随主流方向的变化。气膜孔内冷却剂的速度随着吹风比的增加而提高, 冷却气膜被吹离壁面, 导致了冷却效果恶化。覆盖多孔层后, 即便对于高吹风比的工况, 由于多孔介质对高速冷却剂的缓冲和

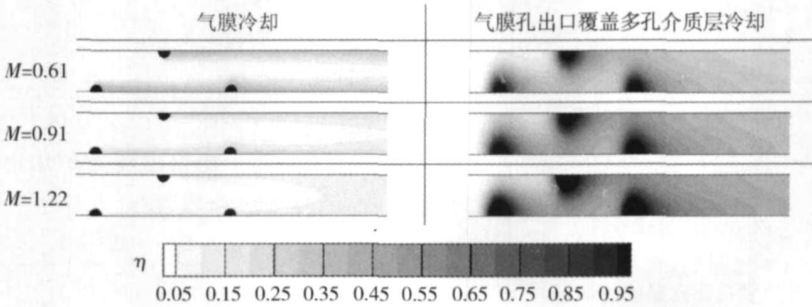


图 4 壁面上局部冷却效率分布图

Fig. 4 Local cooling effectiveness distribution on the wall

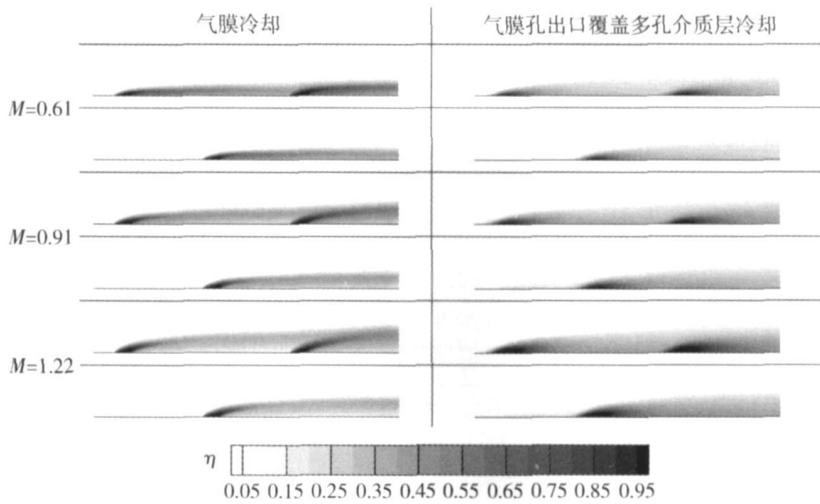


图 5 气膜孔中截面上的冷却效率分布图

Fig. 5 Local cooling effectiveness distribution on center plane for film hole

扩散作用, 冷却剂仍然能较好地贴附在近壁区域, 并有效地延伸到下游区域.

图 6 示出了冷却效率在两气膜孔的下游处 ($x = 0.3 \text{ m}$) 垂直主流截面上的分布. 对于纯气膜冷却, 冷却剂成股流动, 冷却效率表现为典型的对称肾形, 呈团状分布, 冷却效率最高的核心脱离壁面. z 方向上, 两列气膜孔中间的壁面区域基本得不到冷却. 并且随着吹风比的增加, 有效冷却区域向远离壁面的方向移动并延伸, 这种冷却剂脱离壁面的现象导致了大吹风比情况下气膜冷却效率

急剧减弱. 但覆盖多孔介质层后, 冷却效率较高的区域紧贴壁面, 冷却效果在远离壁面的方向上逐渐减弱, 呈层状覆盖的冷却剂对壁面形成了较好的保护, 而且冷却层的贴附效果对吹风比的增大不敏感.

横截面上的二维速度矢量场揭示了两种冷却结构所表现出的差别迥异的冷却效果. 如图 7 所示, 最大吹风比的工况中 ($M = 1.22$), 气膜冷却结构表现出了典型的反向涡对结构, 导致气膜孔中心截面附近, 也就是冷却效率较高的区域出现了强烈的上升流, 这种流动结构不仅使冷却剂被抬离壁面, 破坏了气膜层对壁面的覆盖保护, 而且使冷却气流两侧的高温主流被卷吸到壁面附近, 导致冷却效果进一步恶化. 由于涡对结构的强度随着吹风比的增加而增强, 容易预见, 冷却剂流量的无限制增大对于冷却效果是毫无益处的. 在气膜

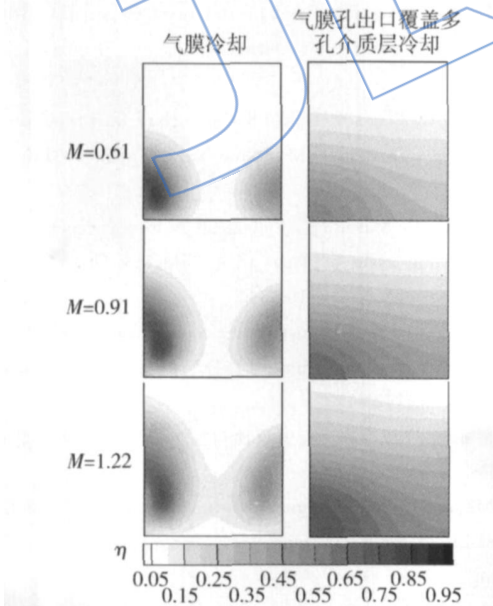


图 6 垂直主流横截面上局部冷却效率分布图

($x = 0.3 \text{ m}$)

Fig. 6 Local cooling effectiveness distribution at the $x = 0.3 \text{ m}$ cross section perpendicular to the mainstream direction

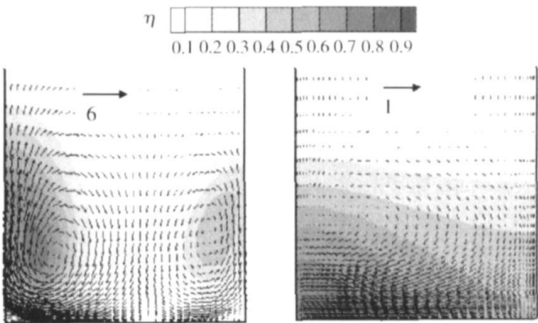


图 7 垂直主流横截面的局部冷却效率分布和速度

矢量图 ($x = 0.3 \text{ m}$ 处, $M = 1.22$)

Fig. 7 Local cooling effectiveness contours and velocity vectors at the $x = 0.3 \text{ m}$ cross section perpendicular to the mainstream direction ($M = 1.22$)

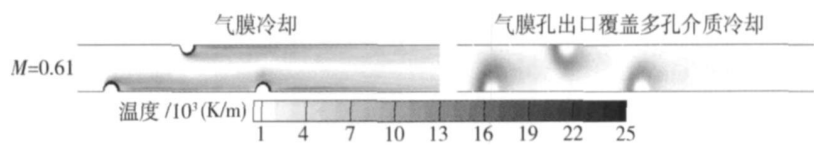


图 8 壁面的温度梯度值分布图

Fig.8 Distribution of temperature gradient on the wall

表 1 各种工况下壁面温度梯度大小的最大值和平均值

Table 1 Maximum value and average value of temperature gradient in various conditions

M	气膜冷却		气膜孔出口覆盖多孔介质层冷却	
	温度梯度最大值/(K/ m)	温度梯度平均值/(K/ m)	温度梯度最大值/(K/ m)	温度梯度平均值/(K/ m)
0. 61	329 007	3 293	16 046	1 373
0. 91	351 654	1 790	16 816	1 301
1. 22	372 572	998	19 510	1 415

孔出口覆盖多孔层后,壁面上方的涡对结构被破坏,取而代之的是单一的强度较弱的涡旋结构,这种流动结构有利于冷却气膜驻留在近壁区域,同时有助于冷却剂在横向的扩散。

除了降低壁温的绝对值(即冷却效率),将壁面的温度梯度控制在一定范围内、使壁面材料的热应力不至于超过其容许值,也是衡量壁面冷却效果的另一个重要参数。进一步分析图 4 所示的局部冷却效率,计算该无量纲绝热温度在二维截面上的梯度,将绝热壁面温度梯度(下文简称温度梯度)的大小表

$$\sqrt{\left(\frac{\partial T_w}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial z}\right)^2}$$

示于图 8,并将该物理量在所考虑截面上的最大值和平均值列于表 1。气膜冷却结构的气膜孔周围由于绝热壁温变化剧烈,温度梯度十分大,在气膜层周围也有较大的温度梯度;覆盖多孔层后,仅在气膜孔附近有较明显的温度梯度,在孔下游则由于温度变化较缓慢,温度梯度相对较小。对比不同吹风比时绝热壁面温度梯度的最大值和平均值可以发现:覆盖多孔层后壁面温度梯度的最大值约为原来的 1/20,这是因为没有出现气膜孔附近剧烈的温度变化区;在低吹风比时,覆盖多孔层后,壁面温度梯度的平均值有所减小,但在高吹风比时,温度梯度平均值却反而较气膜冷却高,这是因为此时气膜冷却的壁面冷却效果整体减弱,虽然壁温较均匀,但其温度的绝对值却十分大。

3 结 论

本文提出了一种在气膜孔开口覆盖多孔介质层的冷却结构,该结构的壁面由开离散气膜孔的固壁和多孔层叠加而成,其结构强度可以满足实际需要,还可以充分利用发汗冷却的冷却能力高的优点,利用数值

计算方法模拟了不同吹风比的冷却工况,综合考虑冷却效果和壁面的温度梯度,与纯气膜冷却结构对比研究的结果表明:对于所考虑的吹风比范围,在气膜孔出口覆盖多孔介质层后,由于多孔层对高速冷却射流的缓冲和扩散作用,气膜冷却引起的反向涡对流动结构被破坏,这消除了冷却流与壁面的分离,增强了横向扩散,因此壁面冷却效率得到明显的提升,并且随着冷却流体的增加冷却效率单调提高。

参考文献:

[1] 王扬平. 燃气轮机叶片气膜冷却和内部冷却的基础研究[D]. 北京: 清华大学, 2006.
WANG Yangping. Fundamental research on gas turbine blade film cooling and internal cooling[D]. Beijing: Tsinghua University, 2006.

[2] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. New York: Taylor & Francis, 2000.

[3] Bataille F, Mathlin L, Lallemand A. Recent developments in cooling using blowing[J]. J Tsinghua Univ (Sci and Tech), 2002, 7(2): 116-134.

[4] Polezhaev J. The transpiration cooling for blades of high temperatures gas turbine[J]. Energy Convers. Manage, 1997, 38: 1123-1133.

[5] 孟丽燕. 发汗冷却过程中流动与换热规律研究[D]. 北京: 清华大学, 2005.
MENG Liyan. Investigation on the mechanism of fluid flow and heat transfer in transpiration cooling[D]. Beijing: Tsinghua University, 2005.

[6] Ergun S. Fluid flow through packed columns[J]. Chem. Eng. Prog., 1952, 48: 89-94.

[7] Hunt M L, TIEN C L. Non-darcy convection in cylindrical packed beds[J]. J. Heat Transfer, 1996, 39(13): 2803-2809.

[8] JIANG P X, LI Meng. Boundary condition and wall effect for forced convection heat transfer in sintered porous plate channels [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2004, 47: 2073-2083.