多斜孔火焰筒壁冷却结构的数值模拟

李志强 田 涛 陈 钦

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 通过数值模拟对多斜孔火焰筒冷却结构平板模型进行了研究,重点探讨了吹风比、孔斜角、孔阵排列方式、复合角和孔结构对壁面绝热温比的影响规律. 结果表明: 吹风比和孔斜角的大小对斜孔板的冷却效果有较大的影响,吹风比越大和孔斜角越小,冷却效果越好; 孔阵的排列方式对冷却效果有一定的影响,长菱形分布优于正菱形分布; 而孔偏角的引入则对冷却不利; 与普通圆柱型斜孔相比,所提出的缩扩型斜孔在较低的吹风比下有利于改善冷却效果,而在大吹风比下则对冷却不利.

关 键 词: 火焰筒; 多斜孔气膜冷却; 冷却效率; 缩扩型斜孔; 圆柱型斜孔

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A 文章编号: 1001-5965(2008) 10-1204-06

Numerical simulations of flame tube cooling structure with multi-jet holes

Li Zhiqiang Tian Tao Chen Qin

(National Key Laboratory on Aero-Engines, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract The numerical simulation was used to study the film cooling effectiveness of plate with multi-inclined jet hole. The effect of the blowing ratio, oblique angle of the hole, array way of the hole, compound angle and shape of jet holes was investigated for increasing cooling efficiency. The computational results show that the blowing ratio and the oblique angle of the hole have important influence for the cooling efficiency. With the increase of the blowing ratio, the cooling efficiency increases, but the trend of increase is decreasing. And with the decrease of the oblique angle of the hole, the high cooling efficiency can be gained. The array way of the holes has a certain effect on the cooling efficiency, i.e. long diamond distribution is better than the regular diamond distribution. Also, the computational results show the introduction of the hole offset angle in the y direction is unfavorable for cooling. In addition, compared with cylinder holes, when the holes with the cone contractive entrance and the cone outspread exit are used, it is found that the cooling efficiency can be improved with low blowing ratio, and the cooling efficiency is inferior with high blowing ratio.

Key words flame tube; multi-jet hole film cooling; film cooling efficiency; shaped hole; cylinder hole

随着现代航空发动机的发展,燃烧室内油气比不断提高,燃烧用空气比例也越来越大,可用于冷却的空气所占的比例则越来越小; 同时,燃烧室火焰筒内的温度却由于油气比的增大而不断提高; 而且,为了减少燃油消耗,无论军机和民机其压比都将提高,造成冷却气的冷却潜力下降. 因此,火焰筒冷却问题变得越来越突出,需要发展先进的冷却方式来适应未来发动机对燃烧室火焰筒冷却的要求.

现代航空燃气涡轮发动机燃烧室火焰筒壁的冷却结构多采用复合冷却结构,多斜孔壁复合冷却结构就是其中的一种先进冷却方式,它是一种包含对流冷却和发散冷却的复合冷却方案,目前该冷却结构已经成功地应用到了美国 General Electric(GE)公司为民用客机研制的 GE90涡扇发动机,并且取得很好的冷却效果[1]. 其主要特点是冷却气通过火焰筒壁对流换热和倾斜小孔内强制对流换热后,在火焰筒壁热侧形成离散孔气膜,

收稿日期: 2007-10-18

作者简介: 李志强(1970-),男,山西长治人,副教授, lizhiqiang@buaa.edu.cn.

隔离热火焰, 保护壁面. 从冷却方案设计及壁温检验计算方面, 均需要知道准确的多斜空冷却过程的换热系数, 以及气膜的绝热温比.

本文的研究是上述内容的一个方面, 主要是多斜孔壁发散侧的方案研究, 采用数值方法, 探讨斜孔大小、斜孔排列方式、倾斜角、吹风比等几何结构和流动的参数对多斜孔发散冷却绝热温比 η 的影响, 为精确计算壁温和设计多斜孔壁提供参考. 同时结合近年来国内外一些学者通过改变气膜孔形状可以更好的提高冷却效果的研究思想[2-5], 提出了缩扩型离散孔模型, 并对其冷却效果进行了探讨.

1　对流换热系数与绝热温比

多斜孔冷却是一种气膜冷却方式, 即由壁面上的斜孔喷口喷出冷却气流来阻隔主燃气对壁面加热的一种热防护措施 (如图 1所示).

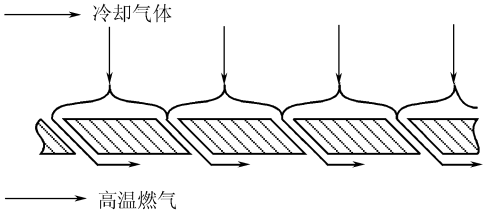


图 1　多斜孔 气膜冷却示意图

单流体掠过壁面的对流换热系数计算通常采用牛顿冷却公式[6]. 当壁面有气膜冷却时, 直接与壁面进行对流换热的不再是单一的流体, 而是主气流与冷却气的混合气流, 并且在壁面处呈现强烈的三维流动特性. 因此, 计算气膜冷却对流换热量时, 必须考虑冷却气流的喷入对换热系数和特征温度的影响. 其中对流换热系数采用有气膜时的对流换热系数, 温差的选定采用该气膜的特征温度, 即绝热壁温 T_{aw}与壁温之差[7]. 有气膜冷却情况下的对流换热计算公式为

$$q = h_f(T_{aw} - T_w) \qquad (1)$$

式中, h_f为有气膜冷却情况下的对流换热系数; T_{aw}为有气膜冷却情况下的绝热壁温; T_w 为壁温.

除对流换热系数外, 气膜冷却的另一项重要研究参数是绝热温比. 预估受热部件的热负荷以及壁温的计算都必须先知道绝热温比[8]. 绝热温比的定义为

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_2} \qquad (2)$$

式中, T_∞为燃气侧主气流的温度, 一般取为主气流的进口温度; T_{aw}为有气膜冷却情况下, 绝热壁面的温度, 即主流在冷却气流作用下的恢复温度; T_2 为冷却气膜的出口温度.

若 $T_{aw} = T_2$, 则表示绝热壁温与冷却气流温度相等, 此时的气膜冷却效率最高, 即 η= 0

若 $T_{aw} = T_\infty$, 则表示绝热壁温与主气流温度相等, 气膜冷却效率最差, 即 η= 0 一般情况下, $T_2 < T_{aw} < T_\infty$, 因而 0< η< 1, η 愈大则代表绝热壁面温度越接近冷却气流的温度, 气膜冷却效率就愈高. 绝热温比实际上反映了气膜冷却保护的有效性, 其值的大小和分布是衡量气膜冷却方案优劣的重要尺度.

本文将对多斜孔气膜冷却流场中流动和传热的基本特性进行数值模拟. 在斜孔孔径 d, 孔板厚度 t 和单位表面开孔面积率 A_P相等的条件下, 分析比较不同吹风比 M 与不同几何参数 (孔间距 p、孔排距 s、孔斜角 α、孔偏角 β)对冷却效果的影响.

2　计算方法

2 1　物理模型

图 2所示为计算域的物理模型示意图. 它由带气膜孔的固体域平板和流体域组成. 在孔板上沿流向取 20排孔作为研究对象, 每个孔的内轴线与平壁切线方向成一定的夹角. 普通斜孔孔径 d= 1. 5mm; 收缩-扩散型斜孔的入口和出口口径与普通斜孔相同均为 1. 5mm, 中间孔径为 0. 75mm, 最小收缩角为 10°. 孔板厚度 t= 5mm, 离散斜孔采用叉排形式, 沿主流流向和展向的相邻孔间距分别为 S 和 P, 由于在展向上存在流动的相似性, 可以通过设定对称性边界条件来简化模型的计算域, 选取宽度为 P 的两列离散孔作为研究对象. 另外, 为了减小对计算机内存的需要, 提高计算速度, 用于计算的区域在 y 方向只选取了一个较小的对称部分, 每排只包括一个斜孔, 因此该计算域的前后表面均为对称面. 多斜孔气膜冷却模型参数如表 1所示.

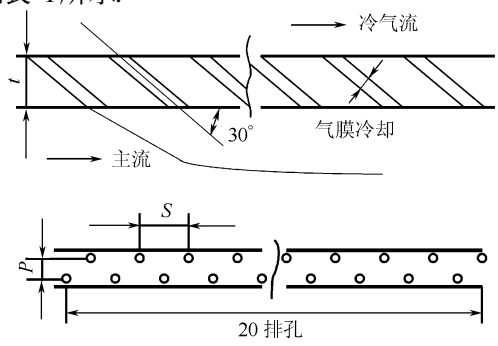


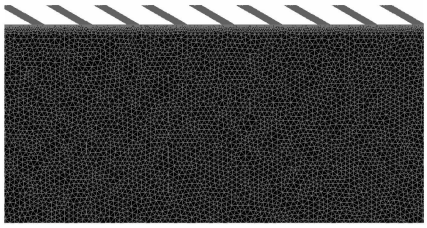
图 2　计 算域物理模型示意图

表 1 斜孔气膜冷却模型参数

模型编号	p/mm	s/mm	d/mm	α/(°)	β/(°)	t/mm	n/个	A_P	排列形式	M
1	6	12	1.5	30	0	5	20	0.013 33	叉排	
2	6	12	1.5	30	8	5	20	0.013 33	叉排	0.25
3	6	12	1.5	45	0	5	20	0.013 33	叉排	0.50
4	6	12	1.5	20	0	5	20	0.013 33	叉排	0.75
5	8.5	8.5	1.5	30	0	5	20	0.013 37	叉排	1.00
6	6	12	缩扩型	30	0	5	20	0.013 33	叉排	1.50

2.2 计算网格

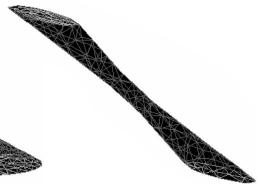
多斜孔属于不规则几何结构,故本文采用非结构化四面体网格,基本划分方法是先由各边离散后再生成非结构性体网格.另外,由于要研究热侧壁面气膜的流动换热特性,因此为了保证该关键面附近的网格质量和斜孔的网格质量,对燃气上侧和斜孔部分进行了加密,且拉出边界层以方便计算.在计算时,随着模型几何结构参数的不同,网格数量也略有不同,随着孔间距的变化整个流场网格数在 30~50万之间,模型网格分布见图 3所示.



a 部分计算区域网格分布



b 圆柱型离散网格分布



c 缩扩型离散孔模型

图 3 模型网格

2.3 物理参数与边界条件

参照国内外一些先进发动机燃烧室的冷却技术指标后,冷气和燃气定义为可压缩理想空气,主气流与冷却气流均设为速度进口条件,混合气体的出口采用压力边界条件.热燃气和冷却气的近似物性参数见表 2所示,本文算例的进出口条件均通过该表参数进行确定.

表 2 燃烧室中热燃气与冷却气的物性参数

参数	总压 p_t/MPa	静压 p_s/MPa	总温 T_t/K	流速 U/(m·s^{-1})
热燃气	2.355	2.330	1 600	80
冷却气	2.494	2.491	800	5~80

利用表 2中的数据,经过计算,可以近似得到热燃气的静温 $T_\infty = 1\,595.615$ K,冷却气的静温 $T_2 = 799.7349$ K;再由理想气体的状态方程,可求得热燃气的密度 $\rho_\infty = 5.088$ kg/m^3,冷却气体的密度 $\rho_2 = 10.853$ kg/m^3.

被冷却的热固体平壁采用钢质材料,密度 $\rho = 8\,030$ kg/m^3,比热容 $c_p = 502.48$ J/(kg·K),导热系数 $k = 16.27$ W/(m·K);主流和二次流为可压缩理想空气,$c_p = 1\,006.43$ J/(kg·K),导热系数 $k = 0.024\,2$ W/(m·K),运动粘度 $v = 1.789\,4 \times 10^{-5}$ Pa·s,气体密度由理想气体状态方程 $\rho = p/RT$ 确定.

计算域的前后表面采用对称边界条件,平壁的下侧表面(热侧)和各个气膜孔内表面都设置为流固耦合条件,上侧表面(冷侧)和沿流向的两截面均设置为绝热面.

求解三维雷诺平均 Navier-Stokes方程时,在流体域和固体域均采用统一控制方程,不同区域的区别仅在于广义扩散系数和广义源项的不同,流固耦合界面位于计算域的内部,湍流模型采用 RNG k-ε模型,程序会根据 y^+ 自动选择壁面函数或低雷诺数模型,计算参差收敛到 10^{-6}的量阶.

3 计算结果和分析

3.1 M 对 η的影响

对于 1#模型,在斜孔板几何参数保持相同的情况下,模拟计算了不同 M 对冷却效果的影响,本文比较了斜孔平板下壁面沿流向中线的绝热温比,计算结果如图 4所示.从图中可以看出,沿流向方向,η值逐渐增大,且斜孔板上游的 η上升

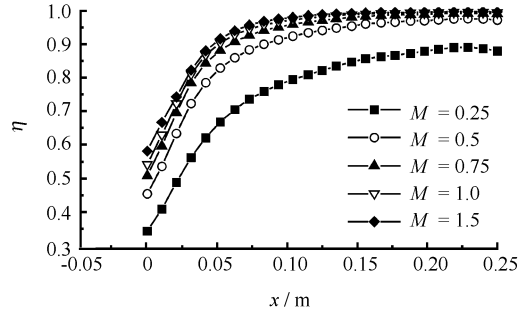
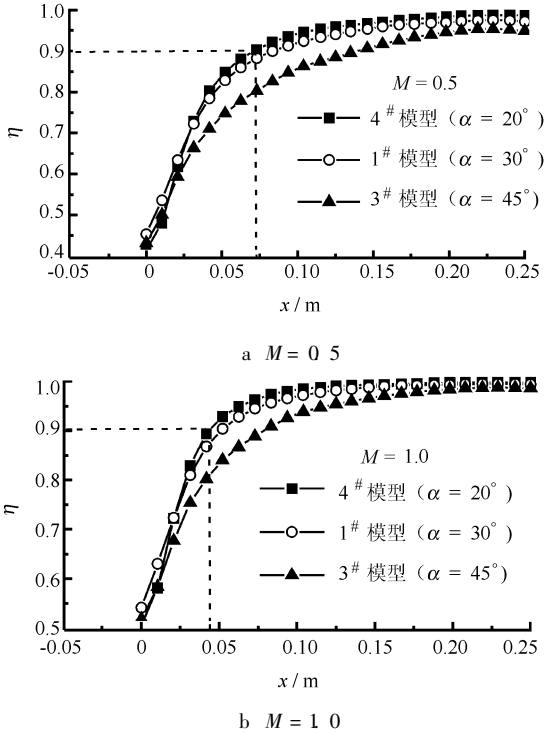


图 4 M 对 η的影响

快, 越往下游上升越慢, 当 $M \geqslant 0.75$时, 斜孔板后面几个孔的 η趋近于 1, 说明冷却效果很好. 通过比较还可以观察到, 在所研究的 M 范围内, M 越大, 冷却效果越好. 但是随着 M 的增大, 冷却效果增加的幅度逐渐变小, 比较 $M = 1$和 $M = 1.5$的绝热温比值, 可以发现随着 M 增大冷却效果的改善已经不是很明显, 说明 $M \geqslant 1$以后 η已经很高, 再提高 M, η的值已经很难再继续得到提高.

3.2　α对 η的影响

通过对 1#, 3#, 4#模型进行数值模拟计算, 在相同 M 的情况下, 探讨了 α(α= 20°, 30°, 45°)对冷却效果的影响, 计算结果如图 5所示. 可以看出, 随着 α的增大, 冷却效果变差. α越小, η越高, 冷却效果越好. 原因是在 α小的情况下, 斜孔出射冷气越贴近壁面, 并且由于斜孔长度有所加长使得冷气在斜孔内能更充分地与孔内壁换热, 这两方面的因素使得其冷却效果更好. 另外, 从图中也可看出, 对于 $M = 0.5$, 在 $x = 0.073$ m 时, 冷却效率达到 90%; 而对于 $M = 1.0$时, 在 $x = 0.042$m时, 冷却效率就达到了 90%, 可见 M 增大有助于在板的前缘就达到很好的冷却效果.



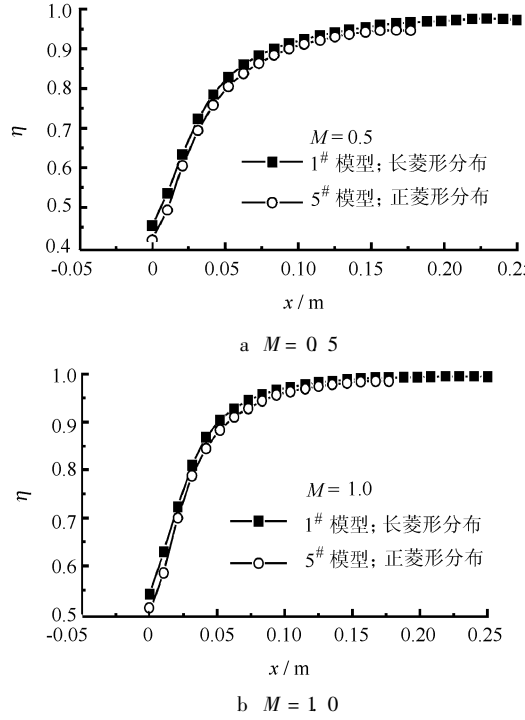
a　$M = 0.5$

b　$M = 1.0$

图 5　α对 η的影响

3.3　斜孔长菱形分布与正菱形分布对 η的影响

通过对 1#和 5#模型进行模拟计算, 验证斜孔呈正菱形分布与长菱形分布对冷却效果的影响, 计算结果如图 6所示. 可以看出, 在斜孔其它结构参数相同的条件下, 呈长菱形分布时的 η比正菱形分布时的 η略高. 在最后几排孔处, 长菱形分布的 η已经接近于 1, 但是正菱形分布时的 η还达不到这样高的绝热温比, 该模拟计算结果和文献[7]的实验研究结果相吻合. 分析其原因在于斜孔出口冷气斜向射入燃气中时, 有一较大分速度沿流向分布, 使之对沿流向的壁面能够起到很好的冷却效果, 但是却相对难于覆盖到沿展向的壁面. 长菱形分布沿流向上孔排距较大, 而沿展向孔间距小的特点, 使之不仅有利于对沿流向壁面的冷却, 而且也有利于对沿展向壁面的冷却, 因而, 充分利用了冷气的冷却效果. 然而, 正菱形分布虽然流向上孔排距小, 但其优势不明显, 而展向上的间距大却造成了冷却效果低下. 所以在单位面积上开孔率相同的条件下, 从绝热温比的角度可以看出, 长菱形分布优于正菱形分布.



a　$M = 0.5$

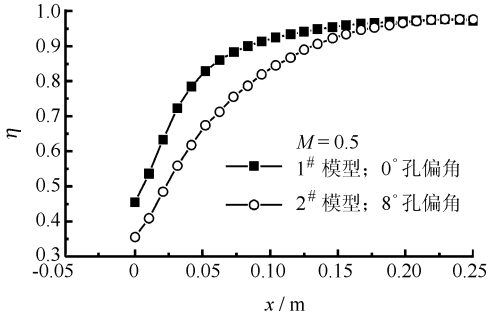
b　$M = 1.0$

图 6　多斜孔呈长菱形与正菱形分布对 η的影响

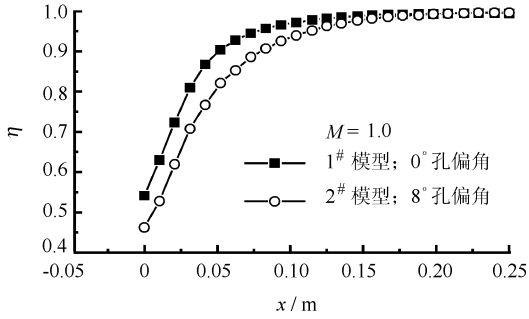
3.4　复合角对 η的影响

为了加强斜孔板沿展向的冷却效果, 在 1#模型的基础上, 通过在斜孔上加上一个 8°的孔偏角 (即 2#模型), 形成复合角 (孔斜角和孔偏角), 来研究复合角对冷却效果的影响. 同样是在 $M = 0.5$和 $M = 1$的情况下进行数值模拟, 比较 1#模型和 2#模型的冷却效果 (如图 7所示). 可以看出, 两个模型在板下游时的 η都接近于 1, 说明二者在下游冷却效果都非常好. 但是在流向的中上游处, 无复合角的冷却效果优于有复合角的冷却效果. 究其原因在于复合角射流具有较大的横向动量, 能有效增大气膜的展向覆盖宽度, 但由于两个模型

的相邻孔间距(6mm)已经很小,在没有引入孔偏角时已经能够达到比较合理的展向覆盖效果,因此,孔偏角的引入没有达到明显改善展向冷却的效果.但同时由于冷气流向的改变,引起气膜冷却在顺流方向上的迅速衰减,从而使得整体冷却效果变差.



a M = 0.5



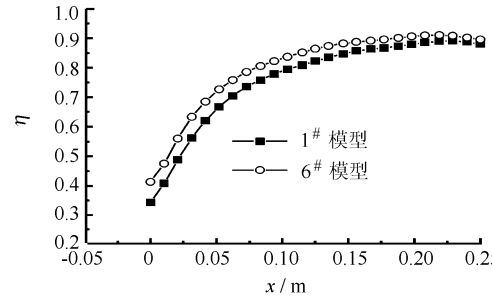
b M = 1.0

图 7 斜孔复合角对 η 的影响

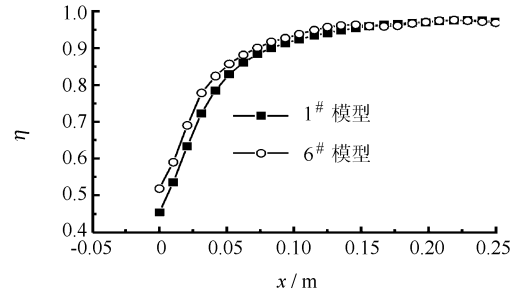
3.5 斜孔形状对 η 的影响

前几节所涉及的都是普通圆柱形直斜孔,基于近年来一些研究者尝试研究异形斜孔对冷却效果的影响,本文提出了缩扩孔型对孔板冷却效果的设计思想,建立缩扩孔型模型(6#模型),探究其对冷却效果的影响,并和 1#模型在不同 M 下的冷却效果进行了对比.计算结果见图 8.可见,当 M = 0.25时收扩孔型的绝热温比沿流向均高于普通孔型的绝热温比,说明在该吹风比下缩扩孔型的气膜冷却效果优于普通圆柱孔型.随着吹风比的提高,缩扩孔型的冷却优势在不断减弱.当 M = 0.5时,缩扩孔型的冷却效率仅在流向中上游处比普通孔型的冷却效率略高,而在下游处已和普通孔型基本相同.当 M = 1时,缩扩孔型的冷却效果则低于普通孔型模型.可见吹风比低时缩扩孔型模型的冷却效果明显优于普通孔型,而随着吹风比的增大,这种优势在缩小,当吹风比接近 1 时,圆孔的冷却效率已经在某些区域优于缩扩孔.

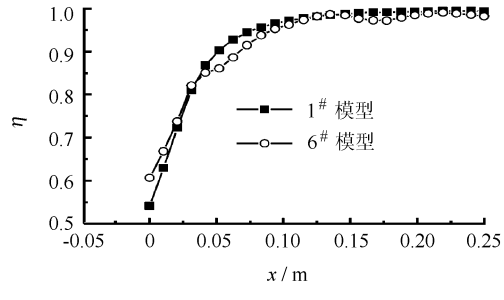
出现上述情形的原因可通过模拟研究普通孔型斜孔和缩扩孔型斜孔内壁的对流换热系数来解释,模拟结果如图 9所示.



a M = 0.25

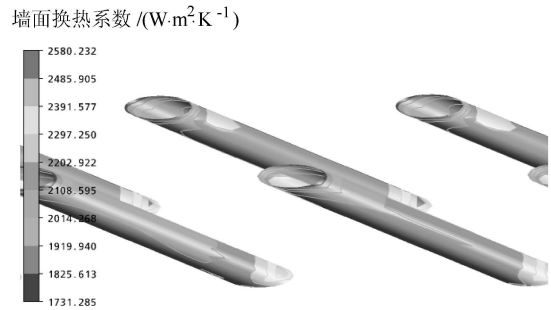


b M = 0.5

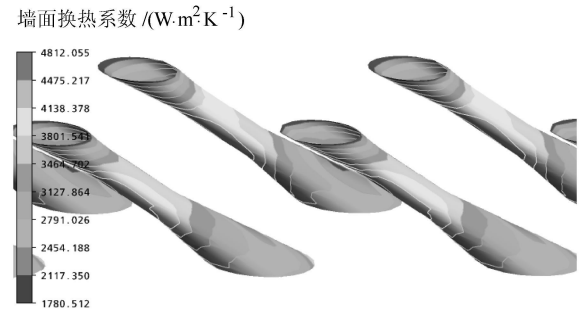


c M = 1.0

图 8 斜孔形状对 η 的影响



a 普通圆柱孔型



b 缩扩孔型

图 9 不同斜孔的立体换热系数分布

可以看出, 对于缩扩孔型来说, 收缩进气提高了冷气的速度, 强化孔内的对流换热, 一般可以使换热量提高很多, 同时扩张出气使得冷气更贴紧壁面, 有利于壁面的冷却. 但是随着吹风比的提高, 气流缩扩后流速增大, 容易使出口冷气脱离壁面, 导致冷却效果减弱.

4 结　论

本文通过数值模拟, 考察了多斜孔平板的结构参数 (孔斜角、孔阵排列方式、复合角、收缩-扩张孔)和状态参数 (M)对冷却效率的影响规律, 得到如下主要结论:

1) 吹风比越大冷却效果越好, 但是随着吹风比的增大, 冷却效果增加的幅度逐渐变小, 当吹风比大于 1时, 斜孔出射射流脱离壁面, 冷却效果已经很难再得到提高, 实际应用建议选取适中吹风比.

2) 在其它结构参数相同的条件下, α的角度大小对冷却效果有较大的影响. α越小, 斜孔出射射流越贴紧壁面, 并且由于斜孔长度有所加长使得冷气在斜孔中能更充分与孔内壁换热, 这两方面的因素使得其冷却效果越好.

3) 长菱形分布沿流向上孔间距大、沿展向孔间距小的结构方式有利于斜孔出射射流获得较宽的气膜分布, 能够充分冷却壁面, 从冷却效果上看, 孔阵长菱形分布优于正菱形分布.

4) 从冷却机理来看, 斜孔孔偏角与孔斜角组成的复合角有利于射流获得较大的横向动量, 能增大气膜的覆盖宽度, 但却导致气流在顺流方向上的迅速衰减, 使得冷却效果降低.

5) 在适中的吹风比下, 缩扩斜孔的收缩进气提高了冷气速度, 能够强化孔内的对流换热, 同时扩张出气使得冷气更贴紧壁面, 有利于壁面的冷却. 但是随着吹风比的提高, 气流缩扩后流速增大, 容易使出口冷气脱离壁面, 导致冷却效果减弱, 建议在适中的吹风比下, 用缩扩斜孔代替圆柱型斜孔.

参考文献 (**References**)

[1] 陈焱. 致密微孔壁复合冷却数值模拟和实验研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学能源与动力工程学院, 2005
Chen Yan. Numerical and experimental study of effusion cooling of a plate with compact tiny holes[D]. Nanjing: College of Energy & Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005 (in Chinese)

[2] Hyams D G, Leylek J H. A detailed analysis of film cooling physics: part III-streamwise injection with shaped holes [J]. ASME, Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 122- 132

[3] Brittingham R A, Leylek J H. A detailed analysis of film cooling physics: part IV- compound-angle injection with shaped holes [J]. ASME, Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 133- 145

[4] 刘江涛, 吴海玲, 陶涛, 等. 斜孔气膜冷却数值模拟分析 [J]. 工程热物理学报, 2004, 25(6): 1034- 1036
Liu Jiangtao, Wu Hailing, Tao Tao, et al. Numerical simulation of film cooling [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(6): 1034- 1036 (in Chinese)

[5] Gritsch M, Schulz A, Wittig S. Film-cooling holes with expanded exits: near-hole heat transfer coefficients [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000, 21(2): 146- 155

[6] 曹玉璋, 陶智, 徐国强, 等. 航空发动机传热学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005
Cao Yuzhang, Tao Zhi, Xu Guoqiang, et al. Heat transfer of aero-engine [M]. Beijing: The Press of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005 (in Chinese)

[7] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 等. 气膜冷却 [M]. 北京: 科学出版社, 1985
Ge Shaoyan, Liu Dengying, Xu Jingzhong, et al. Film cooling [M]. Beijing: Science Press, 1985 (in Chinese)

[8] 李彬, 胡正义, 林宇震, 等. 多斜孔壁整体冷却效率实验研究 [J]. 航空动力学报, 1999, 14(2): 157- 160
Li Bin, Hu Zhengyi, Lin Yuzhen, et al. An experimental study on overall cooling effectiveness of inclined multihole plates [J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(2): 157- 160 (in Chinese)

(责任编辑: 张　嵘)