

文章编号: 1000-8055(2001)04-0360-05

气膜孔形状对排孔下游换热的影响

朱惠人, 许都纯, 郭 涛, 刘松龄

(西北工业大学 706 教研室, 陕西 西安 710072)

摘要: 实验研究了气膜孔几何形状、二次流雷诺数及吹风比对孔排下游的局部换热系数的影响。所用孔形是簸箕形孔、圆锥形孔及圆柱形孔; 实验的参数范围为二次流孔径雷诺数 $Re = 10000 \sim 25000$, 二次流吹风比 $M = 0.3 \sim 2.0$, 在上述范围选取了 26 个工况分别对 3 种孔形进行了实验。

关键词: 簸箕形孔; 圆锥形孔; 换热系数; 实验; 气膜冷却

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

1 引言

在现代高性能航空发动机中, 由于燃气的出口温度很高, 往往会对发动机中的高温部件产生不良影响, 所以需要采用气膜冷却技术对高温部件表面加以保护, 目前有关气膜冷却方面的研究已有很多, 但多数是针对圆柱形孔进行的。中科院工程热物理所曾对槽缝气膜冷却进行过研究^[1], Goldstein 等人^[2]曾对几种不同几何形状喷孔的气膜冷却效率进行了测量, 徐红洲等人^[3]对单个圆锥形孔气膜冷却作了详细研究。本文的主要内容是对比研究不同的气膜孔形状对孔排下游换热的影响。所选孔形除了传统的圆柱形孔外, 还有簸箕形及圆锥形孔, 后两种孔形在新型航空发动机高温部件的气膜冷却设计中有一定的应用潜力。

这 3 种气膜孔形状对流量系数影响的研究见文献 [4]。

2 实验装置

实验在西北工业大学回流式传热风洞中进行, 矩形实验段尺寸 $2.2 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \times 0.27 \text{ m}$, 顶板和两侧壁板由有机玻璃构成, 底板由不锈钢加热带, 硬塑料板和硬泡沫塑料构成。不锈钢加热带厚度为 0.04 mm , 宽 200 mm , 贴在 3 mm 厚的硬塑料板上, 硬塑料板下方是厚为 100 mm 的多孔泡沫塑料层。考虑到对称性, 在中间孔下游半侧区域的加热带背面焊有直径 0.1 mm 的镍铬—镍硅热电偶 90 个。风洞内气流速度采用变频器在 $3 \sim 40 \text{ m/s}$ 范围内进行无级调速。

为了对测量结果进行比较, 本实验选用的 3

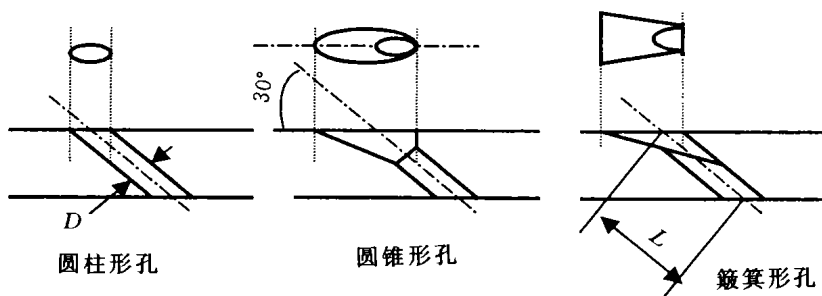


图 1 3 种气膜孔孔形示意图

收稿日期: 2000-10-06; 修订日期: 2001-04-12

作者简介: 朱惠人(1958-), 男, 西北工业大学 706 教研室教授, 博士

种孔形均开在相同的壁厚上,如图 1 所示,孔轴线与平面的夹角均为 30° ;圆锥形孔及簸箕形孔均是在圆柱形孔的基础上加工而成的,前者孔口是一个张角为 30° 的圆锥形开口,后者孔口是由 4 个平面组成,形同簸箕,其底面与孔轴线的夹角为圆锥形孔张角的一半,即 15° ;两个侧面的夹角为 15° 。孔排由 5 个孔组成,孔与孔之间的距离为 $4.5D$,孔长—孔径比 $L/D = 4$ 。

每个孔都有独立的二次流系统供气,其中设计有硅碳棒加热系统可对二次流加热,流量用浮子流量计监控,可调节使每个孔喷出的二次流都有相同的吹风比,这样两边的 4 个喷孔就为中间的喷孔提供了对称的周期性边界条件。

测量孔排下游换热系数时,对加热带通直流电进行加热,在表面形成等热流密度的边界条件,测得电加热功率,主流温度 t_∞ ,表面温度 $t_{i,j}$ 便可得到局部的换热系数:

$$H_{i,j} = \frac{q_{i,j} - q'}{t_{i,j} - t_\infty}$$

上式中: $q_{i,j}$ 是根据电加热功率确定的热流密度,并不是实际的对流换热量,因为换热表面还存在着辐射,加热片内部也存在着沿加热片的二维导热,以及从加热片通过底层塑料泡沫向环境的导热,真正的表面对流换热量应从电加热量中扣除上述 3 部分损失之和 q' ,根据实验对比及相应的传热计算可得到上述 3 种损失的变化范围:辐射热损失: $1\% \sim 2\%$,沿加热片的二维导热修正 $0\% \sim 1\%$,通过低层塑料泡沫的导热损失, $0.5\% \sim 2\%$ 。

3 实验结果与分析

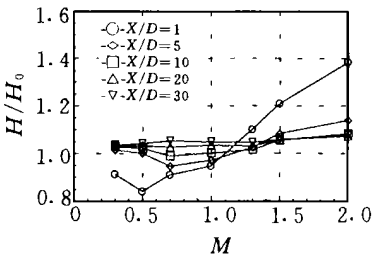
为了使分析具有普遍性,将结果表示成有气膜出流时的换热系数与无气膜出流时的换热系数 H_0 比的形式进行讨论。

实验的参数范围为冷气孔径雷诺数 $Re = \rho U D / \mu = 10000 \sim 25000$,其中 U 为气膜孔内冷气的平均速度,二次流吹风比 $M = 0.3 \sim 2.0$ 。

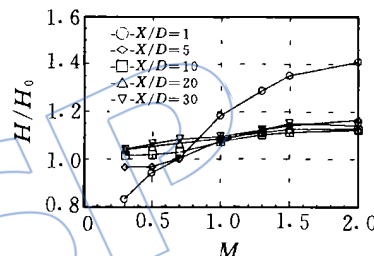
3.1 喷气雷诺数不变情况下,吹风比的影响

图 2(a), (b) 及 (c) 分别给出了圆柱孔孔排、圆锥形孔及簸箕形孔孔排下游,某些截面位置处 ($X/D = 1, 5, 10, 20, 30$) 平均换热系数比在喷气雷诺为 10000 的条件下,随吹风比变化的情况。可以看出,在 3 种孔形的出口下缘 $X/D = 1$ 处,平均换热系数比均随吹风比的增大有较快地增大,对圆柱孔和圆锥形孔孔排,平均换热系数比从 0.8

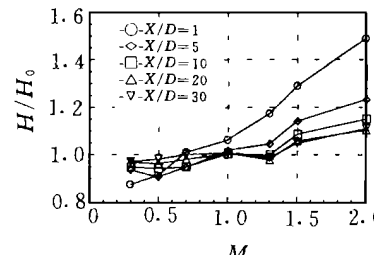
增加到 1.4,对簸箕形孔孔排,平均换热系数比从 0.9 增加到 1.5。在 $X/D = 5$ 及 10 的位置处,对簸箕形孔孔排,平均换热系数比随吹风比仍有较快地增长,但对圆柱孔和圆锥形孔孔排,平均换热系数比的增长就没有这么明显。在其余下游较远的



(a) 圆柱形孔



(b) 圆锥形孔



(c) 簸箕形孔

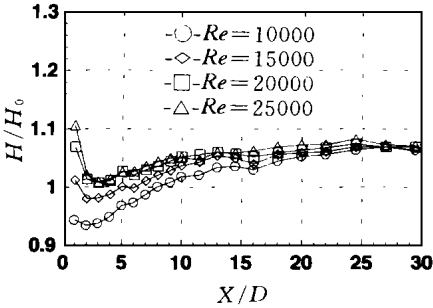
图 2 孔排下游平均换热系数比随吹风比的变化 (Re= 10000)

位置处,平均换热系数比虽然随吹风比的增大仍在增大,但基本在 1 到 1.15 之间变化。说明孔口附近的换热情况与吹风比有很大的关系,但在下游较远的区域,有气膜时的换热系数与无气膜时相比,偏差在 20% 以内。

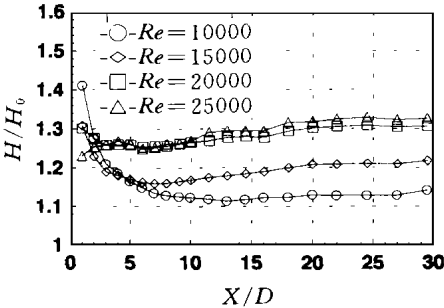
3.2 吹风比不变时,喷气雷诺数的影响

图 3、图 4 及图 5 分别给出了圆柱孔、圆锥形孔及簸箕形孔孔排下游,当吹风比 $M = 0.5$ 及 2.0 时,各种喷气雷诺下,平均换热系数比的分布图。应当说明一点,即在吹风比一样的情况下,当喷气雷诺数的增大时,主流雷诺数也要以相同的

倍率增加。

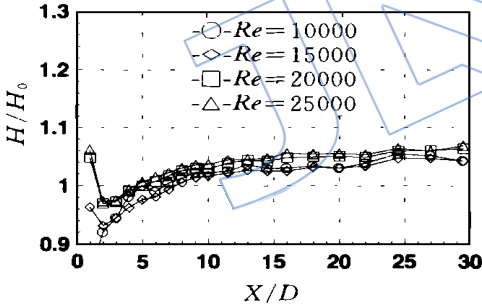


(a) $M = 0.5$

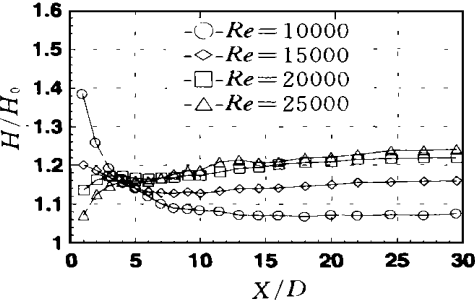


(b) $M = 2.0$

图 3 圆柱形孔排下游平均换热系数比的分布



(a) $M = 0.5$

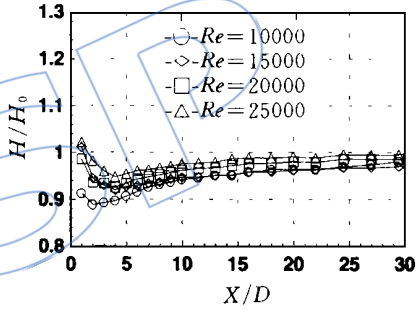


(b) $M = 2.0$

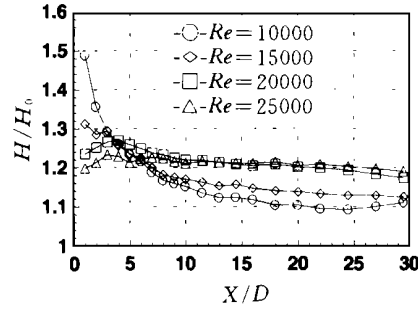
图 4 圆锥形孔排下游平均换热系数比的分布

当吹风比 $M = 2.0$ 时,对 3 种孔形来讲,喷气雷诺数对整个孔排下游区域的换热系数比 H/H_0 。

均有较大影响,但对不同的区域,这种影响有所不同。在紧靠孔排下游,随着喷气雷诺数的增大,换热系数比呈下降趋势,但在其他较远区域则呈上升趋势。分析其原因,影响换热系数比的主要有 2 个因素,即二次流出流速和二次流喷出后对主流区所产生的湍流效应影响^[5]。在紧靠孔排处,二次流出流速是影响换热的主要因素,但在高雷诺数时,主流的速度很高,二次流出流速的影响相对较弱。在孔排下游较远区域,湍流效应对换热有主要影响,这种影响是随喷气雷诺数的增大而增强的。比较不同孔形的情况可看出,圆柱形孔排下游区域的换热系数比随喷气雷诺数增大的幅度的要强于圆锥形孔及簸箕形孔,这主要是由于从圆柱形孔喷出的冷气具有较强的穿透能力,进入主流区的冷气较多,产生了较大的湍流效应。



(a) $M = 0.5$



(b) $M = 2.0$

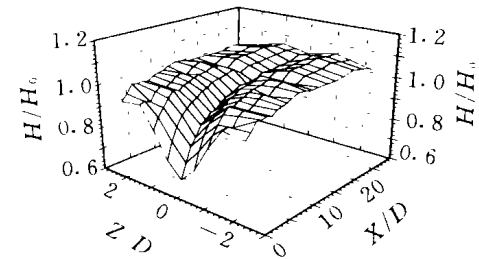
图 5 簸箕形孔排下游平均换热系数比的分布

在吹风比 $M = 0.5$ 时,喷气雷诺数对整个孔排下游区域换热的影响不太大,对 3 种孔形来讲,换热系数比均在 $\pm 10\%$ 以内变化。这主要是喷气量相对较少,对主流流动的影响较小。

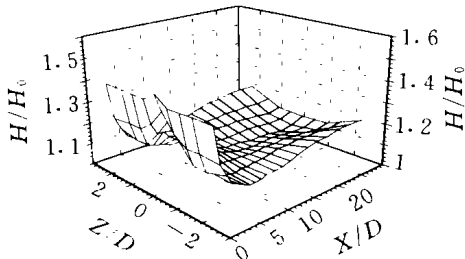
3.3 3 种孔形孔排下游换热系数分布的比较

图 6、图 7 及图 8 分别给出了圆柱孔、圆锥形孔及簸箕形孔孔排下游,当喷气雷诺数 $Re = 10000$,吹风比 $M = 0.3$ 及 2.0 时,局布换热系数比的分布图。

当吹风比 $M = 2.0$ 时, 在整个测量区域, H/H_0 均大于 1。说明在高吹风时, 喷气流对孔排下

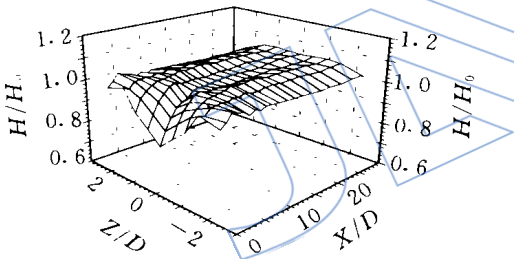


$Re=10000, M=0.3$

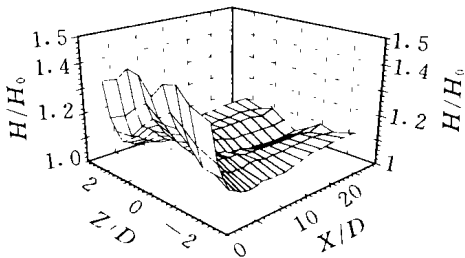


$Re=10000, M=2.0$

图 6 圆柱形孔排下游局部换热系数比的分布



$Re=10000, M=0.3$

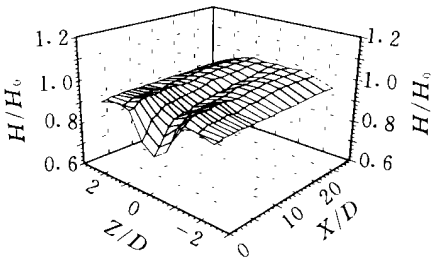


$Re=10000, M=2.0$

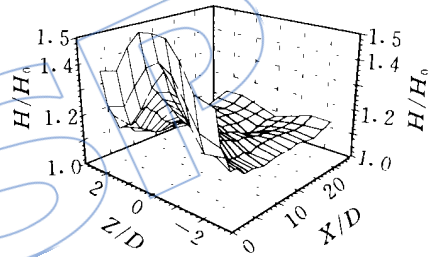
图 7 圆锥形孔排下游局部换热系数比的分布

游整个区域换热均有增强作用, 尤其在紧靠孔排的下流区域更为明显。其中增强幅度最大的是簸箕形孔情况, 这可能与其扁平的出口形状有关, 高速气流紧贴出口底平面出流后直接冲刷表面, 具有较高的换热强度。从图中还可看出, 在喷孔出口

下缘附近, 中心线上的换热系数最高, 远离中心线处依次降低, 说明中心线处出流的气流速度最高。沿流向, 由于二次流与主流的不断掺混, 中心线上的气流速度有所下降, 换热系数呈逐渐降低趋势。另一方面, 在远离中心线的 $Z/D = 2.25$ 处, 孔与孔之间的喷出气流的相互扰动不断加剧, 使换热系数沿流向呈逐渐上升趋势。



$Re=10000, M=0.3$



$Re=10000, M=2.0$

图 8 簸箕形孔排下游局部换热系数比的分布

当吹风比较小, 如 $M = 0.3$ 时, 与高吹风比的情况比有一个明显的不同, 即在喷孔出口下缘附近, 换热系数比很低, 且都小于 1, 并且在中心线上, 换热系数比 H/H_0 最低, 这是由于壁面附近气流流速小于无二次流喷气时的主流速度。随着远离中心线, 二次流受主流的带动速度有所加快, 换热系数比 H/H_0 随之升高并趋向于 1 的附近, 这一点在中心线上反映的尤为明显。从图可以看出, 在 $Z/D = 1.0 \sim 2.25, X/D > 10$ 的范围内, H/H_0 在 1.0 附近波动, 说明喷气的影响在该区域很小。

从 3 种孔形换热系数比的分部图中可以看到: 吹风比对孔中心线下游附近区域的 H/H_0 影响最大, 当吹风比由大到小变化时, 该区域的换热系数比从大于 1 逐渐变到了小于 1。对圆锥形孔排及簸箕形孔排, 当吹风比 $M \leq 1.3$ 时, 孔中心线下游附近区域的换热开始出现 H/H_0 小于 1 的情况, 而对圆柱形孔排, 当吹风比 $M \leq 0.7$ 时, 才出现类似的情况。出现这种差别的主要原因是圆

锥形孔及簸箕形孔具有扩张形出口,气流出流后的平均速度较小。这种效应在较高吹风比时尤为明显,在低吹风比时,由于喷气出流量本身较小,所述效应的影响并不大。说明圆锥形孔及簸箕形孔更利于在高吹风比情况下减小高温部件的热负荷。

从 3 种孔形换热系数比的分部图中还可以看到:在远离孔中心线的区域,换热系数比虽然也随吹风比的变化而变化,但其数值基本上都是大于 1 的,在个别情况下,如簸箕形孔排低吹风比时,该区域的换热系数比虽小于 1,但仍在 1 附近。该区域的换热主要受两个因素的影响,一个是由于出流二次流的存在,形成了“气流柱”对主流流动形成了阻碍,并排挤部分主流流体从两“气流柱”之间流过,从而提高了该区域的气流速度,提高了换热强度。从气膜孔出流气体的速度越高,即吹风比越大,从喷孔出流其所形成的“气流柱”的“硬度”就越大,对主流的排挤作用就越强,紧靠孔排的下游附近两孔之间区域的换热系数比就越大,从 3 种孔形换热系数比的分部图来看,也证实了这种趋势的存在。另一个原因是相邻两孔喷出的气流,随着向两侧的扩展,它们之间会产生扰动,对换热也有一定的增强作用。前一种影响主要在紧靠孔排的下游区域,后一种影响主要在相邻两孔喷出的气流汇合后的下游区域。

4 结 论

(1) 从气膜孔喷出的气流对孔排下缘中心线

附近区域的换热系数的大小及分布规律均有很大的影响,当吹风比较大时,该区域的换热相对无气膜情况有明显的增强,当吹风比较小时,则相反。对本实验所选的 3 种孔形而言,临界吹风比分别是:圆锥形孔排及簸箕形孔排为 1.3,圆形孔排为 0.7。

(2) 对本实验的 3 种孔形孔排,在 $x/D > 5$ 的区域内,有气膜时平均换热系数与无气膜时换热系数的差别一般不超过 20%。

(3) 在一定吹风比下,对圆形气膜孔,喷气雷诺数越大,所引起的扰动也越大,会增强换热。对具有扩张形出口的气膜孔,这种效应较小。

参考文献

- [1] 葛绍岩等. 气膜冷却[M]. 北京: 科学出版社, 1985
- [2] Goldstein R J, Eckert F R, Burggraf F. Effects of Hole Geometry and Density on Three-Dimensional Film Cooling [J]. Int J. Heat Mass Transfer, 1974, 17: 595- 607.
- [3] 徐红洲. 气膜冷却的实验研究[D]. 西安: 西北工业大学博士学位论文, 1996
- [4] 朱惠人等. 气膜孔形状对流量系数影响的实验研究[J]. 推进技术, 1998, 19(1): 42- 45
- [5] Hay N, Lampard D, Saluja C L. Effects of Cooling Films on the Heat Transfer Coefficient on a Flat Plate with Zero Mainstream Pressure Gradient [J]. ASME Journal of Engineering Gas Turbines and Power, 1985, 107: 105- 110

(责任编辑 杨再荣)

Effects of Film Cooling Hole Shape on Heat Transfer

ZHU Hui-ren, XU Du-chun, LIU Song-lin

(7th Dept., Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The Effects of hole shapes, secondary flow Reynolds numbers, and blowing ratio on the heat transfer downstream of film cooling holes have been investigated. Experiments on dust-pan shaped holes, cone-shaped holes and round holes have been conducted with secondary flow Reynolds number ranging from 10,000 to 25,000 and blowing rate ranging from 0.3 to 2.0. Measurements are taken for 26 conditions. Results show that the critical blowing ratio is 1.3 for the dust-pan shaped holes and cone-shaped holes, 0.7 for the round holes. The turbulence provided by jet from round holes is greater than that from dust-pan shaped holes and cone-shaped holes.

Key words: film cooling; thermo-convection coefficient; dust-pan shaped hole; cone-shaped hole; experimental