

文章编号: 1000 8055(2008)09 1660-06

梯形突片气膜冷却特性的实验

陈利强, 杨卫华, 杨成凤, 张靖周
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了研究突片对气膜冷却的影响规律, 设计了 3 种不同堵塞比的梯形突片, 采用红外摄像仪对不同形状突片冷却结构的壁面温度场进行了测试, 并对气膜冷却特性的影响规律进行了实验研究. 研究结果表明, 与无突片的气膜冷却相比, 突片的存在大大提高了气膜冷却效率和对流换热系数; 冷却效率沿气流方向存在一个最佳吹风比值; 对流换热系数在本实验范围内, 堵塞比为 0.214 时气膜冷却对流换热系数最大.

关 键 词: 突片; 冷却效率; 换热系数; 气膜冷却

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental study on cooling characteristics of film cooling with trapezoid tabs

CHEN Li-qiang, YANG Wei-hua, YANG Cheng-Feng, ZHANG Jing-zhou

(College of Power and Energy Engineering,

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

Abstract: In order to study the effect of tabs on film cooling, three test pieces with different geometrical dimensions were designed, and the infrared camera was used to measure the temperature distribution on the wall. The cooling characteristics was experimentally studied. The results show that the efficiency of film cooling and the convective heat transfer coefficient of film cooling with tabs have improved markedly in the presence of tabs. The cooling efficiency has an optimal blowing ratio value along the streamwise direction; while the blockage ratio is 0.214, the convective heat transfer coefficient reaches its maximum value in the range of the experiment.

Key words: tab; cooling efficiency; heat transfer coefficient; film cooling

气膜冷却是一种广泛应用于燃气轮机热端部件热防护的高效冷却方式. 影响气膜冷却效果的因素众多, 其中气膜孔形状对气膜冷却效率的影响比较显著, 因此长期以来针对气膜孔结构的优化一直是重要的研究内容. 随着涡轮发动机性能的不断提高, 热端部件所承受的温度愈来愈高, 传统的气膜冷却方法已经不能满足要求, 这就迫切需要在传统气膜冷却技术的基础上, 强化气膜冷却的效果, 做到对热端部件更为完善的防护^[1-3]. 突片(Tab)作为一种结构简单的涡激励器, 这一

概念最初是由 Bradbury 和 Khadem 于 1975 年提出的^[4]. Zaman 等人^[5-6]最近对突片在射流-横流混合中的作用机制开展了一系列的基础和应用研究, 研究结果表明, 在垂直射流和横流的相互作用中, 突片可以将射流的穿透率降低 40%, 其作用效果与突片的结构和位置有关. 但利用突片改善气膜冷却换热特性的研究目前开展得较少, 文献[7-8]研究了三角形突片对气膜冷却效果的影响规律. 而梯形突片对气膜冷却效果的影响规律目前还未见报道, 本文对梯形突片对气膜冷却效果

收稿日期: 2007 09 10; 修订日期: 2007 12 08

作者简介: 陈利强(1980-), 男, 河南许昌人, 硕士生, 主要从事传热传质的研究.

的影响规律进行了实验研究.

1 实验件及实验系统

本实验在厚度为 5 mm 的胶木板上加工出与主流方向夹角为 35°、孔径 $d=6\text{ mm}$ 的气膜孔. 孔间距为 $2d$. 突片为梯形几何结构(如图 1 和图 2 所示), 具体几何尺寸见表 1. 定义突片的面积与气膜孔出口面积之比为气膜孔堵塞比 B . 实验系统见文献[7]所述, 本文不再赘述.

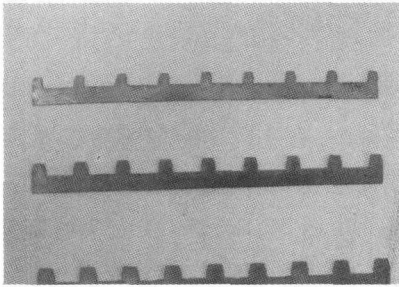


图 1 梯形突片照片
Fig. 1 Photo of trapezoid tabs

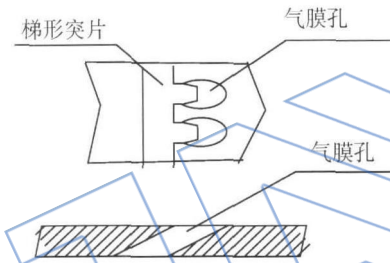


图 2 梯形突片安装示意图
Fig.2 Scheme of trapezoid tabs installed

表 1 实验件几何结构及堵塞比
Table 1 Geometry parameters of tabs and blockage ratio

突片 形状	几 何 尺 寸			堵塞 比 B
	下底 a/mm	上底 b/mm	高 h/mm	
梯形	3	2.2	1.5	0.107
	4	3.0	1.5	0.214
	5	3.8	1.5	0.387

2 实验数据的测量及处理方法

2.1 实验数据的测量

在实验段入口前 20 mm 处布置一热电偶测量主流温度 ($55\text{ }^{\circ}\text{C} < T_{\infty} < 81\text{ }^{\circ}\text{C}$), 在二次流进入气膜孔前 20 mm 处布置一热电偶测量二次气流

温度 T_2 ($20\text{ }^{\circ}\text{C} < T_2 < 28\text{ }^{\circ}\text{C}$). 在实验段外壳开一红外测量窗口用于测量壁面温度, 红外热像仪器的精度为 0.1 K. 采用红外热像仪测量物体表面温度时, 其测量结果会受所测物体表面发射率、实验板周围的高温壁面等因素影响, 因此在测量前需要对其进行标定. 本文用铜-康铜热电偶对红外热像仪进行标定, 其具体方法是: 在气流温度达到稳定后, 使用红外热像仪和热电偶同时对同一点进行测温, 采用最小二乘法对红外热像仪所测温度 T_i ($20\text{ }^{\circ}\text{C} < T_i < 80\text{ }^{\circ}\text{C}$) 和铜-康铜热电偶所测的温度 T_t 进行拟合, 得到两者之间的关系式为

$$T_t = -13.76 + 1.46T_i - 0.00528T_i^2$$

2.2 实验数据的处理方法

二次气流与主流的吹风比定义为

$$M = \rho_2 u_2 / \rho_{\infty} u_{\infty} = (m_2 / A_2) / (m_{\infty} / A_{\infty}) \quad (1)$$

式中 ρ 为密度, u 为流向速度, m 为质量流量, A 为通道横截面积. 下标 ∞ 和 2 分别表示主流和二次流.

冷却效率的计算式

$$\eta = (T_{\infty} - T_{aw}) / (T_{\infty} - T_2) \quad (2)$$

式中 T_{aw} 为冷却表面的绝热壁温. 测量时要将加热膜表面涂为黑色, 这样可以近似的将加热膜表面视为黑体. 又因为实验过程中加热膜不加热, 壁面温度接近环境温度, 胶木板后加石棉垫片绝热, 故导热损失非常小, 可以近似看为绝热壁面的情况.

气膜孔对流换热系数的定义式为^[1]

$$h = q / (T_w - \bar{T}_{aw}) \quad (3)$$

式中 T_w 是加热后的加热膜温度, 由红外热像仪测得; $\bar{T}_{aw}$ 为加热壁面的绝热壁温度, 由记录 T_w 时主流和二次流温度 T'_{∞} 和 T'_2 按式: $\bar{T}_{aw} = T'_{\infty} - \eta(T'_{\infty} - T'_2)$ 求出; $q = UI/A$ 为加热膜的热流密度, 式中 U, I 和 A 分别为加热膜的电压、电流和加热面积. 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 h 与无气膜出流时的换热系数 h_0 之比的形式进行讨论. 下文讨论的气膜冷却效率 η 和换热系数 h 均是从胶木板模型得出的纯气膜效应.

3 实验结果及分析

3.1 吹风比对气膜冷却效率的影响

图 3 示出了无突片时气膜冷却效率沿壁面的分布规律. 可以看出, 在气膜孔出口附近, 二次冷却气流由气膜孔射出后在冷却壁面下游形成冷却气膜与壁面的分离, 在此处反向涡的作用下高温

主流卷入气膜层,使得此处壁面温度逐渐升高,冷却效率急剧降低.此后,由于冷却气膜与壁面的分离现象减弱,在壁面附近的冷却气膜层逐渐均匀,壁面温度逐渐降低,冷却效率逐渐增大.但随着冷却距离的增加,主流与气膜层的掺混加剧,冷却气膜的温度逐渐升高,冷却效率又逐渐降低.图4~图6分别示出了不同堵塞比下吹风比对气膜冷却效率的影响规律.可以明显看出,突片的存在消除了气膜出口附近气膜层与壁面的分离,使得在气膜出口附近冷却效率远远高于无突片时的冷却效率.同时也可以看出,在堵塞比不变的情况下,在相同的壁面冷却位置,冷却效率随吹风比的增加

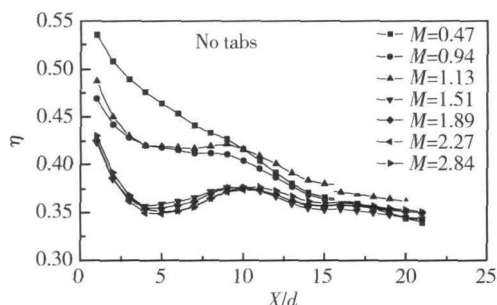


图3 $B=0$ 吹风比对冷却效率的影响

Fig. 3 Influence of M on η at $B=0$

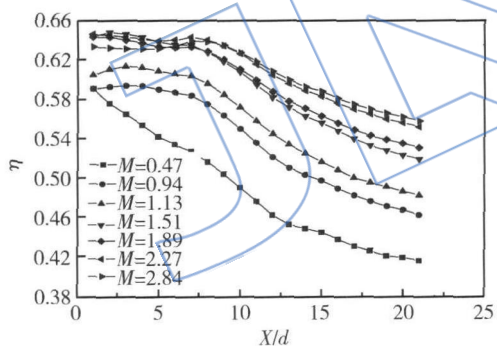


图4 $B=0.107$ 吹风比对冷却效率的影响

Fig. 4 Influence of M on η at $B=0.107$

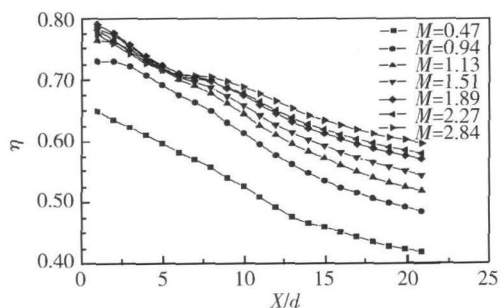


图5 $B=0.214$ 吹风比对冷却效率的影响

Fig. 5 Influence of M on η at $B=0.214$

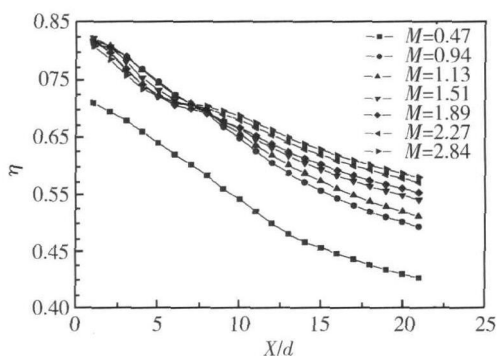


图6 $B=0.387$ 吹风比对冷却效率的影响

Fig. 6 Influence of M on η at $B=0.387$

而逐渐增大,但这种增加的趋势随着吹风比的增大而逐渐减弱.在不同的冷却壁面位置,冷却效率随吹风比的变化规律也有所不同.在 $X/d < 7$ 这一冷却壁面位置,当吹风比在三个堵塞比下依次大于 1.51, 1.81, 1.13 后,随着吹风比的增加冷却效率却降低;当 $X/d > 7$ 后,冷却效率又随着吹风比的增加而增大.由此可以得出,在距气膜孔出口 $X/d < 7$ 的区域存在一个最佳吹风比 M_{opt} (当堵塞比 0.107, M_{opt} 为 1.51; 堵塞比 0.214 时, M_{opt} 为 1.81; 堵塞比 0.387 时, M_{opt} 为 1.13), 超过此吹风比后冷却效率反而会随吹风比的增大而减小.造成上述现象的原因主要是:在气膜孔出口附近区域($X/d < 7$),突片的存在弱化了冷却气流的射流,减弱了由此造成的气膜层与壁面的分离,这种减弱随着吹风比的增加而增强,但当吹风比增大到最佳值后,吹风比继续增大会增大冷却气流的射流,使得冷却气膜与壁面的分离增强,从而使得冷却效率逐渐降低.但当冷却区域增大($X/d > 7$)后,随着吹风比的增大,冷却气流在壁面形成的气膜愈均匀,气膜层温度愈低,从而使得冷却效率逐渐升高.

3.2 堵塞比对气膜冷却效率的影响

图7~图10分别示出了相同吹风比下,堵塞比对气膜冷却效率的影响规律.可以看出,突片的存在使得气膜冷却效果要高于无突片时的冷却效率.在相同的吹风比下,冷却效率随堵塞比的增加而增大.同时还可以看出,虽然沿流动方向冷却效率均逐渐减小,但这种减小的趋势随堵塞比的不同而不同.当堵塞比($B=0.107$)较小时,冷却效率沿流动方向下降较为平缓,而大堵塞($B=0.214, 0.387$)时则下降较迅速,在 $X/d > 10$ 时,堵塞比对冷却效率的影响不太明显.造成上述现象的原因主要是,突片的存在使得二次冷却气流

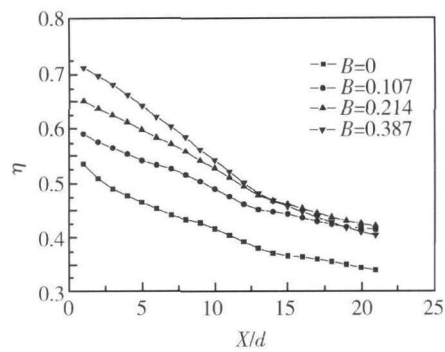


图 7 $M=0.47$ 堵塞比对冷却效率的影响
Fig. 7 Influence of B on η at $M=0.47$

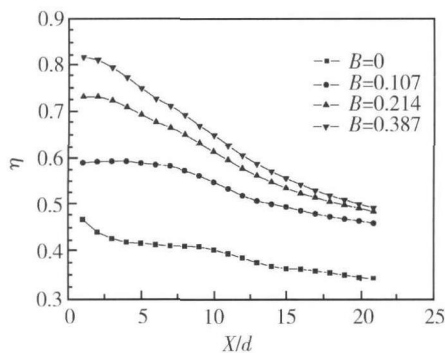


图 8 $M=0.94$ 堵塞比对冷却效率的影响
Fig. 8 Influence of B on η at $M=0.94$

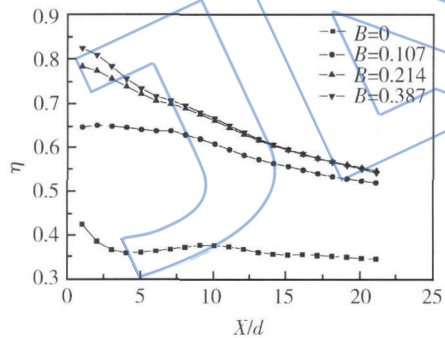


图 9 $M=1.51$ 堵塞比对冷却效率的影响
Fig. 9 Influence of B on η at $M=1.51$

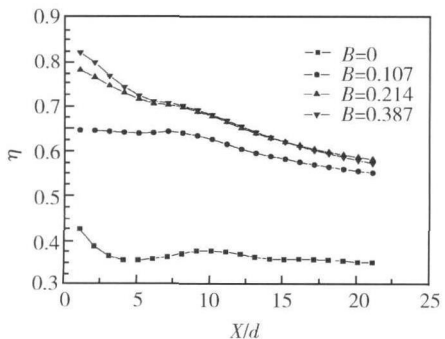


图 10 $M=2.27$ 堵塞比对冷却效率的影响
Fig. 10 Influence of B on η at $M=2.27$

在气膜孔出口处的射流被打乱, 减弱了射流速度, 二次冷却气流能够在冷却壁面附近形成一层更为均匀的冷却气膜, 且这层气膜随着堵塞比的增加 (在实验参数范围内) 而愈加均匀, 使得冷却效率随堵塞比的增大而提高. 但随着堵塞比的增加, 冷却气膜的均匀性增幅不大, 从而冷却效果随着堵塞比的增加而逐渐减弱. 同时, 大堵塞比时气膜孔出口附近冷却气膜更为均匀, 使得这一区域冷却效率最大, 但随着流动距离的加冷却气膜层与主流的参混加大, 使得冷却效果急剧下降, 当流动距离增加到一定值 ($X/d > 10$) 后, 与小堵塞比时的冷却效果相差不大.

3.3 吹风比对对流换热的影响

图 11 示出了无突片时吹风比对对流换热系数的影响规律. 可以看出, 对流换热系数沿壁面的分布规律与冷却效率基本相同, 在气膜出口附近由于射流区的影响使得此区域对流换热系数先急剧降低后逐渐升高. 此后, 由于冷却气膜与主流的掺混逐渐加剧, 冷却气膜温度逐渐升高, 对流换热系数逐渐减小. 图 12~ 图 14 分别示出了在气膜

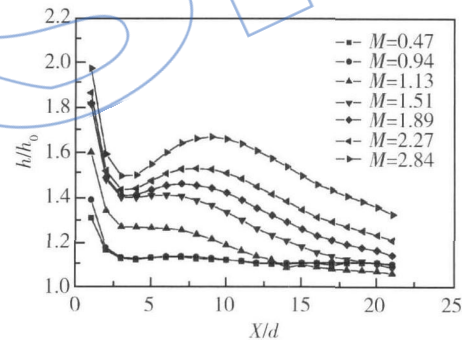


图 11 $B=0$ 吹风比对对流换热系数的影响
Fig. 11 Influence of M on the convective heat transfer coefficient at $B=0$

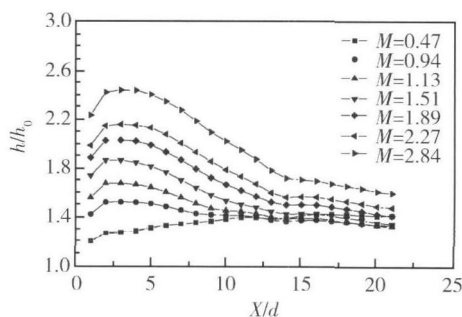


图 12 $B=0.107$ 吹风比对对流换热系数的影响
Fig. 12 Influence of M on the convective heat transfer coefficient at $B=0.107$

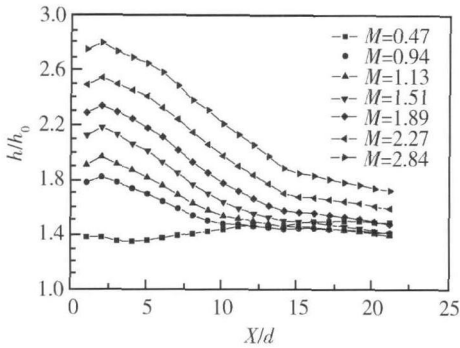


图 13 $B=0.214$ 吹风比对对流换热系数的影响
Fig. 13 Influence of M on the convective heat transfer coefficient at $B=0.214$

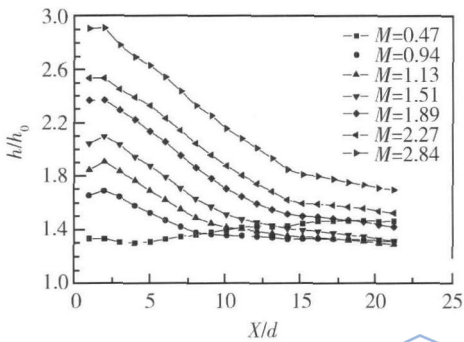


图 14 $B=0.387$ 吹风比对对流换热系数的影响
Fig. 14 Influence of M on the convective heat transfer coefficient at $B=0.387$

孔堵塞比一定时, 吹风比对对流换热系数的影响规律. 可以明显看出, 突片的存在消除了气膜孔出口附近对流换热系数的起伏, 有助于气膜冷却效果的提高. 同时可以看出, 在相同的冷却壁面处, 对流换热系数随吹风比的增加而增大. 这是由于随着吹风比的增大, 二次冷却气流的流速增大, 冷却气流与壁面的扰动增强, 强化了对流换热效果. 在小堵塞比时有一先增大而后减小的过程, 而后迅速减小. 这说明当堵塞比越小时, 对流换热特性越接近无突片对流换热特性. 当大堵塞比时, 对流换热系数沿壁面先增大而后减小的过程不明显. 当 $X/d < 15$ 时, 对流换热系数随 X/d 的增加而迅速减小, 当 $X/d > 15$ 对流换热系数随 X/d 的增加而降低的幅度减小, 最后趋于平缓.

3.4 堵塞比对对流换热的影响

图 15~ 图 18 分别示出了在吹风比 M 一定时, 气膜孔堵塞比对对流换热系数的影响规律. 可以看出, 有突片作用下气膜冷却的对流换热系数明显要高于无突片作用下气膜孔的对流换热系数. 但对流换热特性不是均随堵塞比的增加而增

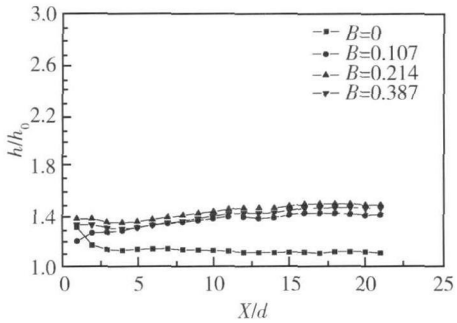


图 15 $M=0.47$ 堵塞比对对流换热的影响
Fig. 15 Influence of B on the convective heat transfer coefficient at $M=0.47$

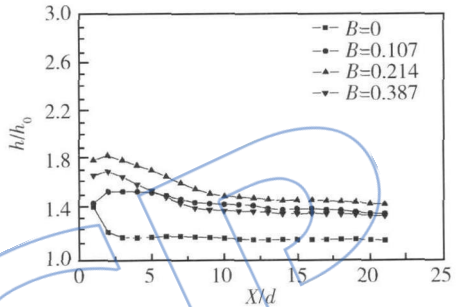


图 16 $M=0.94$ 堵塞比对对流换热的影响
Fig. 16 Influence of B on the convective heat transfer coefficient at $M=0.94$

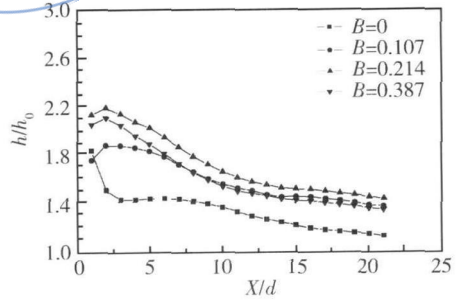


图 17 $M=1.51$ 堵塞比对对流换热的影响
Fig. 17 Influence of B on the convective heat transfer coefficient at $M=1.51$

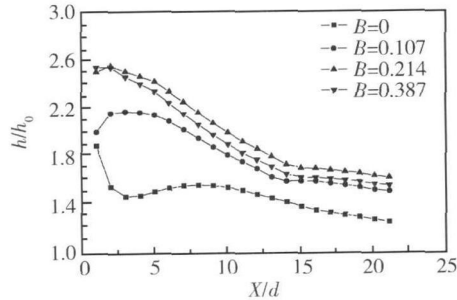


图 18 $M=2.27$ 堵塞比对对流换热的影响
Fig. 18 Influence of B on the convective heat transfer coefficient at $M=2.27$

大. 在本实验范围内, 堵塞比为 $B = 0.214$ 时气膜孔的对流换热系数要高于其他情况下的对流换热系数. 其原因主要是: 虽然突片的存在可以打乱二次冷却气流的流态, 使得冷却气流在壁面处形成一层较好的低温气膜层, 但如果气膜孔堵塞比过大, 气流由气膜孔流出时的流速增大, 这样会增大二次冷却气流对主流的穿透作用, 在气膜出口下游附近形成射流区域, 从而不能在冷却壁面形成一层高质量的低温气膜层. 同时还可以看出, 加装突片后换热系数在 $X/d < 6$ 时相差较大, 且有一段是先增大后减小的过程, 随后沿气流的流动方向, 对流换热系数逐渐减小趋于平缓.

4 结 论

通过对上面实验结果的分析, 得出了如下结论:

1) 突片的存在强化了气膜冷却效率和换热系数, 使得冷却效率和换热系数较无突片时要好. 沿气流的流动方向, 冷却效率是随流动距离的增加而一直减小, 冷却效率在气膜孔出口附近最大, 而换热系数则有一先增大后减小的过程.

2) 当冷却壁面在 $X/d < 7$ 时, 气膜冷却效率存在一最佳吹风比 M_{opt} , 且 M_{opt} 与堵塞比有关. 当堵塞比为 0.107, 最佳吹风比是 1.51; 堵塞比 0.214 时, 最佳吹风比是 1.81; 堵塞比 0.387 时, 最佳吹风比是 1.13.

3) 堵塞比对气膜冷却效率有较大的影响. 冷却效率沿流动方向逐渐减小, 当堵塞比 ($B = 0.107$) 较小时下降平缓, 而大堵塞比 ($B = 0.214$, 0.387) 时则下降较迅速. 且在 $X/d > 10$ 时, 堵塞比对冷却效率的影响不太明显.

4) 堵塞比为 $B = 0.214$ 时气膜孔的对流换热系数沿冷却壁面的分布要高于其它情况下的对流换热系数.

参考文献:

- [1] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 等. 气膜冷却[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [2] Nasir H, Acharya S, Ekkad S. Improved film cooling from cylindrical angled holes with triangular tabs: effect of tab orientation[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24: 657-668.
- [3] Jia R, Sundén B, Miro P, et al. Numerical and experimental study of the slot film cooling jet with various angles [C] // Proceeding of the ASME Summer Heat Transfer Conference. Las Vegas: [s. n.], 2003: 845-856.
- [4] Bradbury L J, Khadem A H. The distortion of a jet by tabs[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1975, 70(4): 801-813.
- [5] Zaman K B M Q. Reduction of jet penetration in a cross flow by using tabs[R]. AIAA Paper 98-3276.
- [6] Zaman K B M Q. Effect of oscillating tabs on a jet in cross flow[R]. AIAA Paper 2003-0632.
- [7] 杨卫华, 李永康, 张靖周, 等. 突片作用下气膜冷却效率的实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(3): 381-383.
YANG Weihua, LI Yongkang, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study of cooling efficient of film cooling with tab[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 381-383. (in Chinese)
- [8] 杨卫华, 马国锋, 张靖周. 突片作用下气膜冷却对流传热特性的试验研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(6): 978-983.
YANG Weihua, MA Guofeng, ZHANG Jingzhou. Experimental study on convective heat transfer characteristics of film cooling with tab[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(6): 978-983. (in Chinese)