

文章编号: 1000-8055 (2004) 02-0213-06

冲击/发散复合冷却方式 发散壁换热系数研究

许全宏, 林宇震, 刘高恩

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘要: 对航空发动机的一种先进冷却方式, 冲击/发散复合冷却方式的发散壁燃气侧换热系数进行了试验研究。考虑了影响燃气侧换热系数的流动和几何参数, 它们是主流雷诺数、吹风比以及几何结构。采用比较法研究燃气侧换热系数, 基准换热系数与经典传热准则计算值相比, 精度在 $\pm 7\%$ 以内。研究发现主流是充分发展湍流时, 主流雷诺数对发散壁燃气侧换热系数基本无影响, 而吹风比和几何结构是主要的影响因素。多排气膜叠加, 也使得换热增强系数沿流向增加。对实验结果总结了经验关系式, 可以用于该种冷却结构的传热设计和校验。

关键词: 航空、航天推进系统; 航空发动机; 燃烧室; 火焰筒; 对流换热系数; 冲击; 发散

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Study of the Effusion Wall Film Heat Transfer Coefficients of Impingement/Effusion Double Wall Cooling Method

XU Quan-hong, LIN Yu-zhen, LIU Gao-en

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: This paper presents the experimental study of effusion wall film heat transfer coefficients for impingement/effusion double wall cooling method, which is one of the advanced cooling methods of combustor liner in aeroengine. The investigation focused on the factors affecting the heat transfer coefficients, which are main flow Reynolds number, blowing ratio and configurations. The heat transfer coefficients were studied using the comparing method, and the basic heat transfer coefficients were compared with classical heat transfer result, showing that the difference was within $\pm 7\%$. The experimental results showed that the main flow Reynolds number had no effect on the effusion wall film heat transfer coefficient, while the blowing ratio and configurations were the main factors. The more the rows of cooling film, the higher the heat transfer coefficient along the flowing direction. The experimental results were correlated, and the correlation can be used in the heat transfer design and validation of cooling schemes.

Key words: aerospace propulsion system; aeroengine; combustor; liner; convective heat transfer coefficient; impingement; effusion

收稿日期: 2003- 06- 03; **修订日期:** 2003- 08- 25

基金项目: 国防科技重点实验室基金资助项目 (98JS48 3 1 HK5401)

作者简介: 许全宏 (1969-), 男, 吉林通化人, 北京航空航天大学航空发动机气动热力重点实验室, 博士, 主要从事燃烧室燃烧及传热研究

未来军用发动机燃烧室高温升的发展趋势和民机燃烧室低污染发展趋势,都需要大幅度减少冷却气量,把减少的冷却气量用于燃烧以保证燃烧室的性能要求。同时,为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,需要发展先进冷却方式来适应未来发动机对燃烧室冷却的技术要求。

冲击/发散双层壁复合冷却方式是一种先进冷却方式,其结构见图 1。其主要特点是其外侧的冲击壁承受机械载荷,内侧,即燃气侧的发散孔壁承受热载荷。另外其局部冲击冷却和发散壁倾斜小孔的强内对流换热都使其能够满足目前高温升燃烧室的冷却要求。从冷却方案设计及壁温校验计算方面,都需要知道准确的冲击/发散双层壁各个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方面,主要是冲击/发散壁中发散壁燃气侧有气膜时的换热系数,为精确计算壁温和设计冲击/发散壁提供有效的基础。

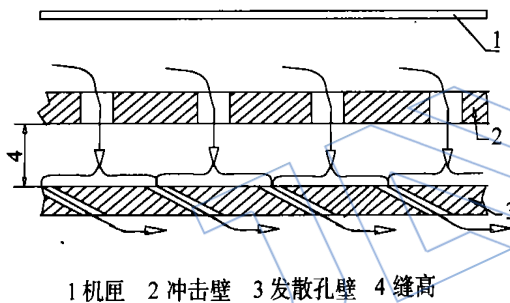


图 1 双层壁结构简图

Fig 1 The configuration of double wall plate

单流体掠过壁面的对流换热计算通常采用牛顿冷却公式^[1]。当壁面有气膜冷却时,直接与壁面进行对流热交换的不再是单一流体,而是主气流与冷却气的混合气流。并且由于冷却气流与主流掺混及在孔下游近孔区的强烈三维特征的流动,使换热过程发生明显变化。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定性温度的影响。对流换热系数应采用有气膜时的对流换热系数,温差的选定采用该气膜特征温度即绝热壁温 T_{aw} 与壁温之差^[2],见下式:

$$q = h(T_{aw} - T_w) \tag{1}$$

式中: h 为对流换热系数, T_w 为壁温, T_{aw} 为绝热壁温, 为参考温度。

绝热壁温通常整理成绝热温比与各种影响因素的关系式^[3],这种方法的特点是考虑了气膜存在对换热系数的影响,提高了计算精度。

目前国际上公开发表的文献对冲击/发散双层壁的研究主要是针对冲击+直孔发散壁^[4,5],对斜孔发散壁换热系数研究主要集中在单层多斜孔壁^[6,7],单层多斜孔壁的主要相似参数吹风比与冲击/发散壁中的多斜孔壁比较起来,吹风比要大很多。

1 实验安排

从试验方法来看,给定气膜冷却的几何结构特征,只要流动相似参数吹风比或动量比一定,绝热温比 η_w 不受壁温和对流换热的影响^[2,8]。文献[8,9]的研究结果也表明,冷却气流与主气流温度是否相同对换热系数试验结果基本无影响,换热系数主要取决于吹风比。文献[10]对发散孔壁换热系数采用了这种方法,得出了一些有意义的结果。因此本文也采用此种方法。

1.1 实验板结构

主要对两种孔排列方式的双层壁进行研究,实验板的材料选用灰塑料,导热系数为 $0.04\sim 0.043\text{ W/m}\cdot\text{K}$ ^[11],主要为了减少试验过程中的导热损失。具体几何参数见表 1。发散孔与流向夹角 30° ,无复合角,结构尺寸根据相似理论进行适当放大。沿流向选取具有代表性的一菱形单元宽度粘贴厚度 $\delta=0.05\text{ mm}$ 的 1Cr18Ni9Ti 薄钢带,在薄钢带两端设有引线端子供通电加热。

表 1 实验板的几何参数和孔排列方式
Table 1 The configuration of the test plate

	排列方式	孔间距	孔排距
		冲击孔径	冲击孔径
No. 1	正菱形	21.2	10.6
		10.6	5.3
No. 2	长菱形	15.0	15.0
		15.0	7.5

1.2 实验系统

根据影响发散孔壁外侧换热系数的参数确定实验需要测量的参数:加热带表面温度、主气流与冷却气流温度、主气流与冷却气流速度和加热带加热功率。系统简图如图 2 所示,详细试验台配置可参见文献[11]。

试验段为一矩形截面,长 119 mm、宽 150 mm,一侧设有安装双层壁实验板的基座,另一侧开一长 200 mm、高 50 mm 窗口,热像仪通过该

窗口拍摄加热带的热象图。热像仪型号为 TV S-2000 型。测量范围在 $-40^{\circ}\text{C}\sim 2000^{\circ}\text{C}$, 精度 0.1°C , 测量点密度是 4 点/mm。热像仪用于发散孔壁气膜冷却见文献 [12]。热像仪测量关键是表

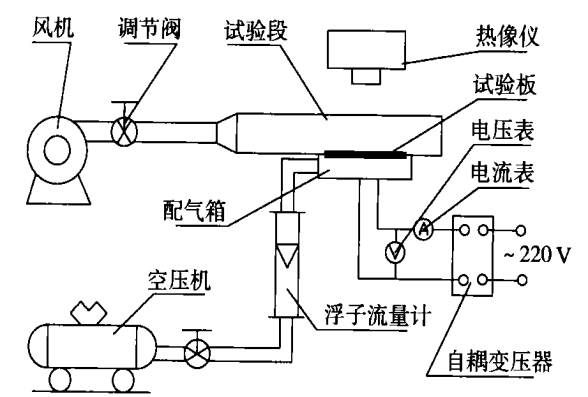


图 2 换热系数实验系统简图
Fig. 2 The Setup of Test System

面黑度的确定。为此在电加热带下焊接一个 $\Phi 0.1$ 镍铬-镍硅热电偶, 用以标定电加热带黑度, 以便精确测出电加热带表面温度。实验参数的范围见表 2。

表 2 实验参数范围	
Table 1 Range of test parameters	
参 数	数值
主流速度 $u_g/(\text{m/s})$	10~20
射流速度 $u_m/(\text{m/s})$	10~30
主流温度 $T_g/^{\circ}\text{C}$	15
射流温度 $T_m/^{\circ}\text{C}$	15
加热带温度 $T_w/^{\circ}\text{C}$	30~100
吹风比 M	0.5~2

2 实验结果及分析

热像仪所测温度是整个热侧表面温度。为确定局部位置温度值, 设计测量坐标系及测点位置, 如图 3 所示, 这样可以获得局部加热带表面温度, 从而得出局部换热系数。

2.1 换热系数测量方法

图 3 中的测量坐标系沿流向为 X 向, 展向为 Z 向。沿流向取 5 条测量线, 由于发散孔孔阵排列沿展向是周期性重复, 因此这样的考虑代表了发散孔壁热侧换热系数的分布。

试验方法采用比较法, 即有气膜和无气膜时

保证同样的加热热流, 同样的主流温度, 这时二者不同的壁温完全是由气膜加入导致的。具体如下:

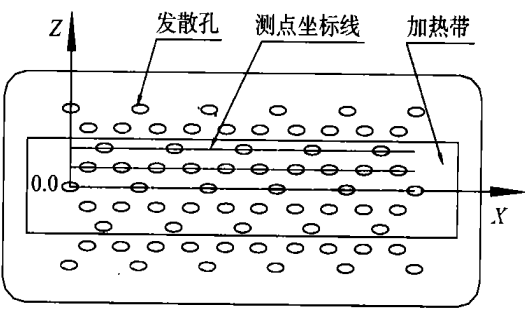


图 3 坐标系及测点位置
Fig. 3 Coordinate and test location

只有主流时的热流密度为 q_0 , 对流换热系数

$$h_0 = \frac{q_0}{T_{w0} - T_{g0}} \quad (2)$$

注: T_{g0} 和 T_{w0} 为只有主流时的主流温度和壁温。
加热电压和电流保持一致, 热流密度仅决定于加热带的几何和物理参数。因此实验时保持加热电压和电流不变, 即有 $q = q_0$ 。当主流温度不变时, 由式 (1) 和式 (2) 可得局部换热增强系数:

$$E_g = \frac{h}{h_0} = \frac{T_{w0} - T_{g0}}{T_w - T_g} \quad (3)$$

展向平均换热增强系数定义如下:

$$\bar{E}_g = \sum_{i=1}^n \frac{E_g(x/d)_i}{n} \quad (4)$$

其含义是在相同 x/d 的一排测量点上, 对不同 z/d 测量点取算术平均。该平均值反应出在某一确定 x/d 位置上的换热增强强度。 $\bar{E}_g$ 比 1 越大, 说明该处换热增强越高。这里的基准换热系数实质上就是经典管流的换热系数。

2.2 基准换热系数的校准试验

采用管内湍流强制对流换热公式中应用较广的关联式 Dittus-Boelter 公式和上个世纪 70 年代后更为精确的 Gnielinski 公式与本实验基准换热系数进行对比^[1]。基准实验工况如下: 主流雷诺数 $Re_g = 150774$, 主流温度 $T_g = 15^{\circ}\text{C}$ 。对比结果见图 4。与 Dittus-Boelter 公式对比, 最大正偏差为 7%, 最大负偏差为 5.5%; 与 Gnielinski 公式对比, 最大正偏差为 13%, 最大负偏差为 0.4%; 在本实验条件下, 两个关联式之间计算值有一定差别, Gnielinski 公式计算值比 Dittus-Boelter 公式小 5%; 可以看出实验点与应用较广的关联式偏差在 $\pm 7\%$ 以内。

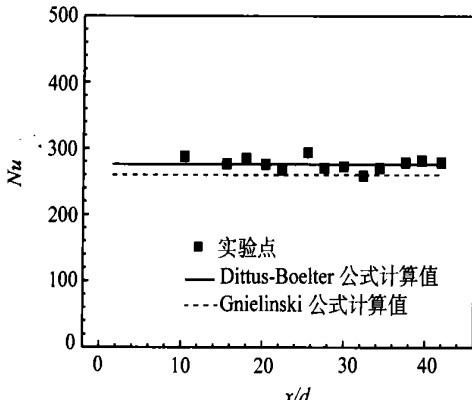


图 4 基准换热系数与经典传热公式的比较
Fig. 4 The comparison of experimental results with correlation

2.3 换热增强系数分布特点

N_α 1 实验板:

实验研究了吹风比为 0.5、1.0 和 1.5 下的局部换热增强系数分布。如图 5 所给出的吹风比为 0.5 所给出的分布结果所示,不同吹风比下,其换热增强系数在 $x/d = 0 \sim 25$ 之间的变化趋势是缓慢增长,在 $x/d = 25$ 左右达到峰值,然后略微下降,下降的趋势是由于接近实验板的末端,孔排的叠加效果逐渐减弱造成的,由图 6 展向平均换热增强系数分布图也可以看出这一变化趋势。

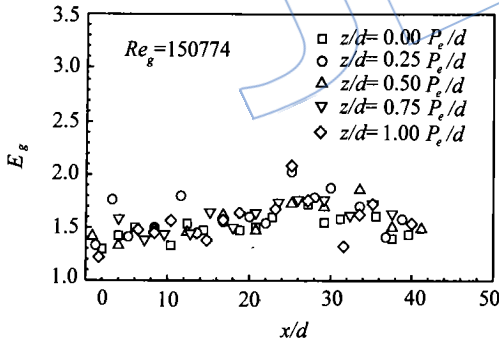


图 5 N_α 1 实验板换热增强系数分布 ($M = 0.5$)
Fig. 5 Result of N_α 1 test plate ($M = 0.5$)

N_α 2 实验板:

不同吹风比下,其换热增强系数在 $x/d = 0 \sim 10$ 之间的变化趋势与 N_α 1 板相同,如图 7 所示。在 $x/d > 10$ 以后略有区别, $M = 0.5$ 的实验结果基本不变;而 $M = 1.0$ 和 1.5 时,各测量线上略微上升。由图 8 的展向平均换热增强系数分布图可以看出,在 $x/d = 4 \sim 10$ 左右,换热增强系数呈直线上升; $x/d = 10 \sim 20$,增势变缓,在 $x/d > 20$ 以后,换热增强系数基本不变。从图 5 和图 7 的对

比可以看出, N_α 1 实验板的换热增强系数不超过 1.8, 而 N_α 2 的换热增强系数接近 2.0, 这说明 N_α 2 的换热增强系数要高于 N_α 1 实验板。从图 6 和图 8 的实验板展向平均换热增强系数分布的对比也可以看出,即长菱形孔排列方式的实验板的换热增强系数高于正菱形孔排列的实验板。

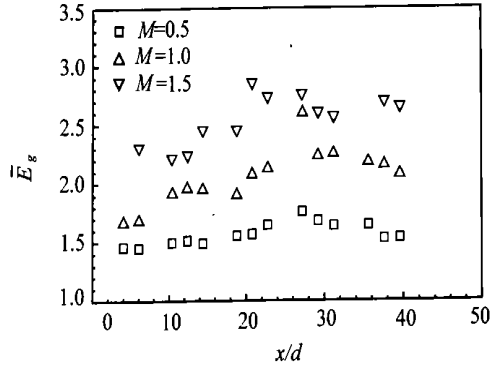


图 6 N_α 1 实验板展向平均换热增强系数分布
Fig. 6 The average $\bar{E}_g$ of N_α 1 test plate

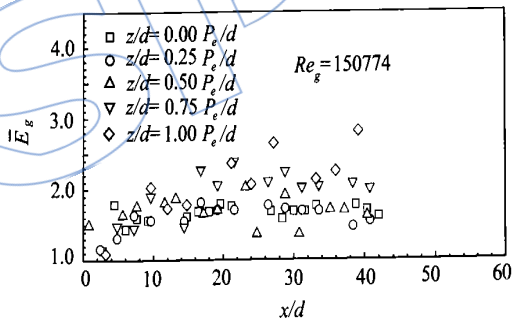


图 7 N_α 2 实验板换热增强系数分布 ($M = 0.5$)
Fig. 7 Result of N_α 2 test plate ($M = 0.5$)

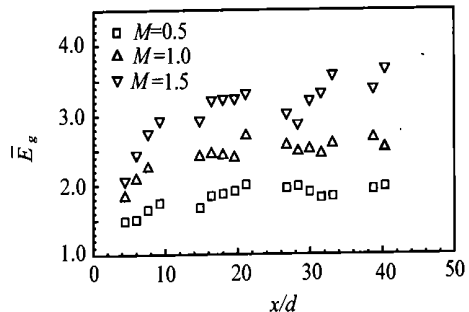


图 8 N_α 2 实验板展向平均换热增强系数分布
Fig. 8 Average $\bar{E}_g$ of N_α 2 test plate

2.4 主流雷诺数影响

保证相同吹风比,改变主流雷诺数 Re_g 进行了热侧换热系数的研究。实验板长菱形排布。实验进行两个状态:

$Re_g = 113792 \quad , \quad M = 1.5$

$Re_g = 150774 \quad , \quad M = 1.5$

两组实验吹风比 M 相同。二者平均热侧换热增强系数见图 9。结果表明, 主流雷诺数 $Re_g > 10000$, 即主流为充分发展湍流时, 主流雷诺数变化对热侧换热增强系数影响极小。

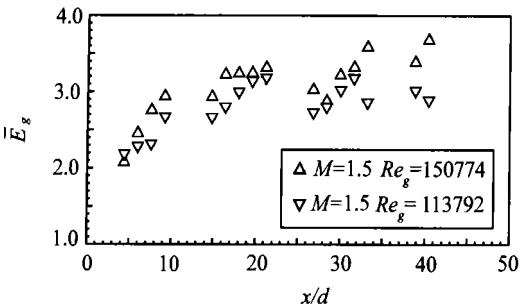


图 9 No. 2 实验板 Re_g 变化对平均换热增强系数影响

Fig 9 Effect of Re_g on $\bar{E}_g$ of No. 2 test plate

2.5 吹风比 M 影响

首先分析长菱形排布实验板的结果, 主流雷诺数 $Re_g = 150774$ 时, 吹风比 $M = 0.5, 1.0$ 和 1.5 , 平均换热增强系数见图 8。结果表明, 吹风比 M 越高, 换热增强系数越大。例如, $M = 0.5$ 时, $\bar{E}_g = 1.6 \sim 1.9$; $M = 1.0$ 时, $\bar{E}_g = 2.1 \sim 2.4$; $M = 1.5$ 时, $\bar{E}_g = 2.7 \sim 3.3$ 。可见, 吹风比 M 增加, 换热增强系数 $\bar{E}_g$ 极大地增加。原因是由于吹风比 M 增加, 冷却气流量和动量都增加。对于多排孔, 下游孔排后小孔射流相互叠加以及上游和下游孔排射流穿透与再附, 使得下游孔排后附面层基本上由冷却气来形成, 在很高吹风比情况下, 附面层很薄, 因此在高吹风比情况, 下游孔排后的换热系数有极大增加。

仔细观察吹风比对展向热侧平均换热增强系数的影响可以发现, 某一 x/d 位置上的平均换热增强系数不仅随吹风比增加而增加, 同时也随着与第一排孔口下游边缘距离的增加而增加。因此可以考虑用吹风比 M 和 x/d 的组合来整理平均换热增强系数值。不同实验板 $\bar{E}_g$ 用 M 和 x/d 整理后得到的经验公式如下:

No. 1: $\bar{E}_g = 1.5150 + 0.02346 \left[M \frac{x}{d} \right] \quad (5)$

No. 2: $\bar{E}_g = 1.7334 + 0.03222 \left[M \frac{x}{d} \right] \quad (6)$

上述经验公式计算值与实验值的符合程度还是比较令人满意的, 如图 10 所示。 $M x/d$ 展开后

可得:

$$M \frac{x}{d} = \frac{\rho_m u_m x}{\rho_g u_g d} \quad (7)$$

式 (7) 中分子是长度雷诺数, 与横掠平板换热公式有相似之处。因为发散孔壁中小孔射流不断引入亦可认为是气膜边界层在不断发展。因此上述公式的物理背景是很清晰的。

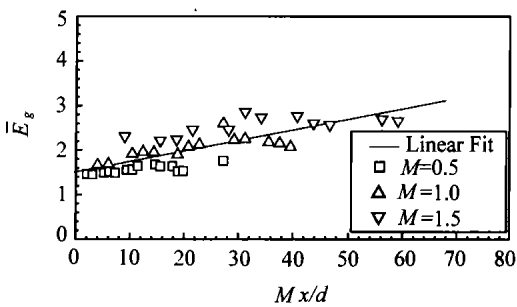


图 10 No. 1 实验板换热增强系数与拟合公式比较

Fig 10 Linear fit of $\bar{E}_g$ for No. 1 test plate

从上面分析可以得出一个结论: 随吹风比 M 增加, 热侧换热系数增加, 这一点与发散孔板几何结构无关, 而增加的幅度与几何结构有关。

2.6 几何结构影响

由图 11 的 No. 1 和 No. 2 实验板的平均换热增强系数对比图上可以看出, No. 2 实验板, 即叉排长菱形的实验结果要高于 No. 1 板, 即叉排正菱形。相同吹风比下, 起点的实验值基本相同, 随着 x/d 的增大, 实验结果的差别也越来越大。

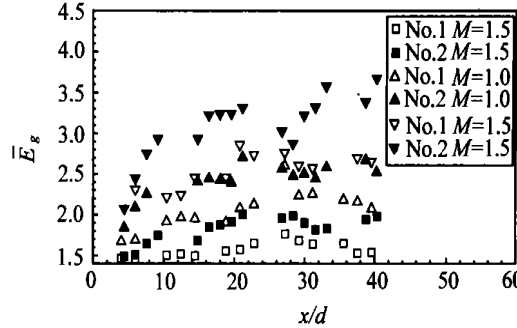


图 11 No. 1 和 No. 2 实验板的平均换热增强系数对比

Fig 11 Contrast of No. 1 test plate with No. 2

3 结 论

研究了冲击/发散复合冷却方式主流与冷却气流之间无温差时的发散孔板燃气侧局部换热系数和平均换热系数, 并拟合了经验公式, 得到以

下结论:

- (1) 当主流雷诺数大于 10000 以后, 发散孔壁热侧换热增强系数基本不变。
- (2) 吹风比 M 对发散孔壁换热增强系数有直接影响, M 越高, 换热增强系数越高。
- (3) 从流向和展向均匀性来看, 长菱形排列的发散孔壁换热系数值要好于正菱形排列的。
- (4) 随孔排数增加, 气膜覆盖变好, 相应的孔排后换热增强系数增加。

参考文献

[1] 杨世铭, 陶文铨 传热学 [M] 北京: 高等教育出版社, 第三版, 1998

[2] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 等 气膜冷却 [M] 北京: 科学出版社, 1985

[3] 许全宏, 张宝华, 林宇震, 等 冲击加多斜孔双层壁冷却方式绝热温比研究 [J] 航空动力学报, 2000, 15 (4): 387 - 390

[4] Andrew s G E, A sere A A, Hussain C I, et al Impingement/ Effusion Cooling: Overall Wall Heat Transfer [R] A S M E 88- GT- 290, 1988

[5] Andrew s G E, Aldabagh A M, A sere A A, et al Impingement/Effusion Cooling [R] A S M E 89- GT- 188, 1989

[6] 林宇震 燃烧室多斜孔壁气膜冷却研究 [D] 北京: 北京航空航天大学, 1997.

[7] Kumada M, Hirata M, Kasagi N, et al Studies of Full-Coverage Film Cooling Part 2: Measurement of Local Heat Transfer Coefficient [R] A S M E 81- GT- 38, 1981

[8] Eriksen V L. Film Cooling Effectiveness And Heat Transfer With Injection Through Holes [R] NASA- CR- 72911, 1971.

[9] Eriksen V L, Goldstein R J. Heat Transfer and Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes [R]. Trans of the A S M E, Journal of Heat Transfer, 1974: 239 - 245

[10] Mayle R E, Camarata F J. Muthole Cooling Film Effectiveness and Heat Transfer [J] Trans of the A S M E, Journal of Heat Transfer, 1975: 534- 538

[11] 许全宏 燃烧室冲击/发散复合冷却方式研究 [D] 北京: 北京航空航天大学, 2001.

[12] 李彬 燃烧室火焰筒多斜孔壁冷却方式的实验研究和理论分析 [D] 北京: 北京航空航天大学, 1997.