

文章编号: 1000-8055(2003) 05-0615-08

# 层板结构冷却有效性的研究

郁新华<sup>1</sup>, 全栋梁<sup>1</sup>, 刘松龄<sup>1</sup>, 许都纯<sup>1</sup>, 胡主根<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学 航空动力与热能工程系, 陕西 西安 710072;

2. 南昌洪都航空工业集团, 江西 南昌 330024)

摘要: 基于一维多孔材料内传热理论, 建立层板冷却的理论模型, 应用由实验获得的各种层板结构的流阻和换热特性, 由层板两侧的压差估算通过层板的冷气流量和层板结构的冷却有效性。对影响层板冷却有效性的因素进行分析, 为层板的设计起到指导作用。在相同吹风比下, 双层层板要比单层层板冷却有效性高, 而三层层板与双层层板之间的差别不大。通过与传统气膜冷却方式的比较, 可以发现, 层板冷却具有以较少的空气达到较高的冷却效果的巨大潜力。

关键词: 航空、航天推进系统; 层板; 换热模型; 边界条件; 冷却有效性

中图分类号: V 231. 1;

文献标识码: A

## Investigation of the Cooling Effectiveness of Lamilloy

YU Xin-hua<sup>1</sup>, QUAN Dong-liang<sup>1</sup>, LIU Song-ling<sup>1</sup>,  
XU Dun-chun<sup>1</sup>, HU Zhu-gen<sup>2</sup>

(1. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. HongDu Aviation Industry Group, Nan'chang 330024, China)

**Abstract:** Combined with the permeability and heat transfer properties of lamilloy configurations obtained by experiments, a one-dimensional porous wall thermal heat transfer model was applied to the analysis of the mass flow rate, and the overall cooling effectiveness of different lamilloys according to the pressure drop between the two sides. The investigation of various effects on cooling effectiveness has been made, the results presented in this paper will be useful for the actual lamilloy design. At the same blow ratios, the double-layer porous plate exhibits higher cooling effectiveness than single-layer, but the difference of cooling effectiveness between the triple-layer plate and the double-layer plate is not significant. Compared with the traditional cooling scheme, lamilloy is a prospective cooling scheme for the gas turbine engines of next generation.

**Key words:** aerospace propulsion system; lamilloy; heat transfer model;  
boundary condition; cooling effectiveness

收稿日期: 2002- 10- 28; 修订日期: 2003- 02- 26

基金项目: 航空科学基金资助项目(98Z53001)

作者简介: 郁新华(1972- ), 男, 江苏泰兴人, 西北工业大学航空动力与热能工程系博士后, 主要从事航空发动机高温部件的传热和冷却技术、发动机性能研究。

层板内部结构的多样性,要求在研究其流阻特性和换热特性的同时,还要开展层板冷却有效性的研究。根据层板流阻<sup>[1]</sup>、换热特性<sup>[2]</sup>的研究,建立一维多孔介质换热模型,对多孔层板的冷却有效性进行综合评定,从而得出影响层板冷却有效性的主要因素,可对层板进行优化。

## 1 多孔层板壁温的计算模型

将层板看作一种多孔介质,从而建立如图1所示的一维多孔壁的换热模型。

由图1的对换热模型,建立起微分方程:

$$Q_x = Q_{x+dx} + dQ_c$$

$$Q_x = -\lambda_e \times A \times \frac{dt}{dx}$$

$$Q_{x+dx} = -\lambda_e \times A \times \left( \frac{dt}{dx} + \frac{d^2t}{dx^2} dx \right)$$

$$dQ_c = G_c C_{pc} dt_c$$

推得:  $\lambda_e \times A \times \frac{d^2t}{dx^2} = G_c C_{pc} \frac{dt_c}{dx}$  (1)

其中:  $\lambda_e$  为多孔材料的导热系数;  $t_c$  为冷气温度;  $t$  为多孔材料的温度。  $t$  和  $t_c$  均为未知值。

由对流换热式  $Q = \alpha \times S \times (t - t_c)$  进行微分, 得:

$$dQ = \alpha \times (t - t_c) \times dS = \alpha \times (t - t_c) \times dV$$

其中:  $\alpha$  为体积换热系数,  $\alpha$  为面积换热系数,  $V$  为层板的体积,  $S$  为层板内部换热面积。

$$\frac{\alpha}{\alpha} = \frac{dV}{dS} = \frac{V}{S}$$

壁温分布应为:

$$\bar{t} = c_1 + c_2 \exp(a_2 \bar{x}) + c_3 \exp(a_3 \bar{x}) \quad (4)$$

冷气分布则为:

$$\bar{t}_c = c_1 + c_2 \left( 1 - \frac{a_2^2}{k_2} \right) \exp(a_2 \bar{x}) + c_3 \left( 1 - \frac{a_3^2}{k_2} \right) \exp(a_3 \bar{x}) \quad (5)$$

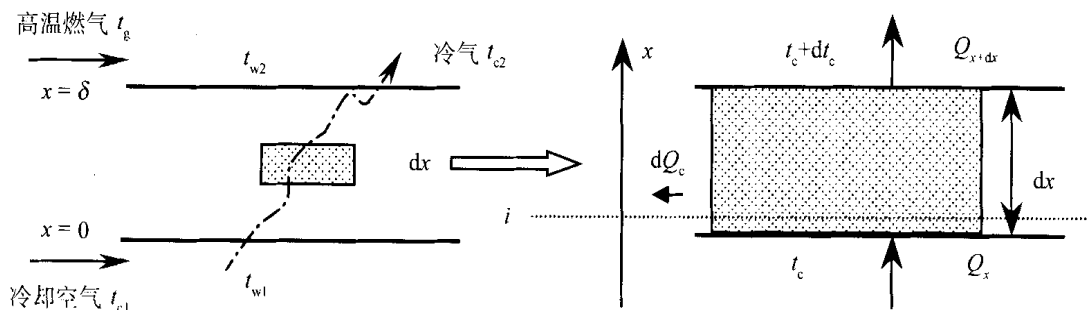


图1 多孔层板一维换热模型示意图

Fig. 1 One-dimensional porous wall thermal heat transfer model

由  $dQ = dQ_c$  建立方程式:

$$\alpha_e (t - t_c) dV = G_c \times C_{pc} dt_c =$$

$$\lambda_e \times A \times \frac{d^2t}{dx^2} \times dx$$

$$\lambda_e \times A \times \frac{d^2t}{dx^2} = G_c \times C_{pc} \frac{dt_c}{dx} \quad (2)$$

$$\lambda_e \times \frac{d^2t}{dx^2} = \alpha \times (t - t_c) \quad (2a)$$

微分得:

$$\frac{dt_c}{dx} = \frac{dt}{dx} - \frac{\lambda_e}{\alpha} \frac{d^3t}{dx^3} \quad (2b)$$

将 (2b) 代入 (1) 式得:

$$\frac{d^3t}{dx^3} + \frac{\alpha A}{G_c C_{pc}} \frac{d^2t}{dx^2} - \frac{\alpha}{\lambda_e} \frac{dt}{dx} = 0 \quad (3a)$$

引入无量纲参数:

$$\bar{t} = \frac{t}{1000}, \quad \bar{x} = \frac{x}{\delta} \quad (\delta \text{ 为层板厚度})$$

$$\frac{d^3\bar{t}}{d\bar{x}^3} + \frac{\alpha \delta}{g_c C_{pc}} \frac{d^2\bar{t}}{d\bar{x}^2} - \frac{\alpha \delta^2}{\lambda_e} \frac{d\bar{t}}{d\bar{x}} = 0 \quad (3)$$

式中:  $g_c = \frac{G_c}{A}$  为单位迎风面积上的冷气量, 可以由层板的流阻特性求得。

引入参数:

$$k_1 = \frac{\alpha \delta}{g_c C_{pc}} = \frac{\alpha \delta}{\rho_c V_c C_{pc}}, \quad k_2 = \frac{\alpha \delta^2}{\lambda_e}$$

微分方程:

$$\frac{d^3\bar{t}}{d\bar{x}^3} + k_1 \frac{d^2\bar{t}}{d\bar{x}^2} - k_2 \frac{d\bar{t}}{d\bar{x}} = 0$$

的一般解为:

为了确定积分常数, 给出边界条件。实际上最大的兴趣是提二个壁的侧表面上的第三类边界条件:

(1)  $x = 0$ :

$$\frac{d\bar{t}}{dx} = \frac{\alpha\delta}{\lambda_e} (\bar{t} - \bar{t}_{cl}) \quad , \quad \alpha_1 = \alpha_e + \alpha_{R1}$$

式中,  $\alpha_e$  和  $\alpha_{R1}$  分别为冷气进气边表面附近的对流换热系数和辐射换热系数, 辐射换热系数定义为:

$$\alpha_{R1} = \frac{0.6 \times \sigma \times (t^4 - t_{cl}^4)}{t - t_{cl}}$$

辐射常数为:  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

(2)  $x = \delta$ :

$$\frac{d\bar{t}}{dx} = \frac{\alpha\delta}{\lambda_e} (\bar{t}_{ge} - \bar{t}) \quad , \quad \alpha_2 = \alpha_g + \alpha_{R2}$$

其中,  $\alpha_g$  和  $\alpha_{R2}$  分别为燃气出气边表面附近的对流换热系数和辐射换热系数, 辐射换热系数定义为:

$$\alpha_{R2} = \frac{0.5 \times \sigma \times (1 + \epsilon_g) \epsilon_g t_g^{1.5} (t_g^{2.5} - t^{2.5})}{t_{ge} - t}$$

燃气的辐射率:

$$\epsilon_g = 1 - \exp[-2.9 \times 10^4 BP(\mathcal{Y})^{0.5} \bar{t}_g^{-1.5}]$$

对于煤油, 亮度因子  $B = 1.7$ , 壁面辐射率  $\epsilon_w = 0.7$ 。  $P$  为总压, 燃料与空气的重量比  $\mathcal{Y} = 1/(14.9 \times f_{ar})$ , 对于一般情况  $f_{ar} = 1.1$ , 对于涡轮叶片, 取射线行程的平均长度  $l = 0.023 \text{ mm}$ 。

第三个边界条件的第一种提法: 利用直接在壁面进口与壁面前冷气温度相等的假设作为第三边界条件<sup>[3]</sup>, 即:

(3)  $x = 0$ ,  $\bar{t}_{c, x=0} = \bar{t}_{cl}$ , 定义如下参数:

$$b = \frac{\alpha\delta}{\lambda_e} \quad , \quad d = \frac{\alpha\delta}{\lambda_e} \quad , \quad b_2 = \frac{\alpha_1\delta}{\lambda_e} - a_2$$
$$d_2 = \left[ \frac{\alpha_2\delta}{\lambda_e} + a_2 \right] \exp(a_2) \quad , \quad b_3 = \frac{\alpha_1\delta}{\lambda_e} - a_3$$
$$d_3 = \left[ \frac{\alpha\delta}{\lambda_e} + a_3 \right] \exp(a_3) \quad , \quad e_2 = 1 - \frac{a_2^2}{k_2}$$
$$e_3 = 1 - \frac{a_3^2}{k_2}$$

解出系数为:

$$c^3 = \frac{d(\bar{t}_g - \bar{t}_{cl})(e_2b - b_2)}{(b_3 - e_3b)(d_2 - e_2d) - (d_3 - e_3d)(b_2 - e_2b)}$$
$$c_2 = \frac{d(\bar{t}_g - \bar{t}_{cl}) - c_3(d_3 - e_3d)}{d_2 - e_2d}$$
$$c_1 = \bar{t}_{cl} - e_2c_2 - e_3c_3$$

至此, 就已经可以通过迭代得知壁温和冷气温度

分布。

第三个边界条件的第二种提法<sup>[6]</sup>, 即层板冷气侧导出的热量等于冷气从远方至壁面焓增量, 因此有:

$$(3) \quad \lambda \frac{dt_w}{dx} \Big|_{x=0} = \rho_c V_c C_{pc} (t_{c, x=0} - t_{cl})$$

无量纲化后, 为:

$$\frac{d\bar{t}}{d\bar{x}} \Big|_{\bar{x}=0} = \frac{k_2}{k_1} (\bar{t}_{c, \bar{x}=0} - \bar{t}_{cl})$$

此时积分常数  $e_2, e_3$  发生了变化, 其它参变量不变。

$$e_2 = 1 - \frac{a_2^2}{k_2} - a_2 \frac{k_1}{k_2}$$
$$e_3 = 1 - \frac{a_3^2}{k_2} - a_3 \frac{k_1}{k_2}$$

从推导过程来看, 决定层板温度分布主要有四个无量纲数:  $\bar{t}, \bar{t}_c = f(b, d, k_1, k_2/k_1)$ 。

其中:

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{\rho_c V_c C_{pc} \delta}{\lambda_e}$$

在多孔半发散冷却中<sup>[5, 6]</sup> 是一个非常重要的参数, 它是冷却剂的热容量与壁面热传导的比值。

定义无量纲壁温及冷气无量纲温度参数:

$$\theta_w = \frac{t - t_{cl}}{t_{w2} - t_{cl}} \quad \text{和} \quad \theta_c = \frac{t_c - t_{cl}}{t_{w2} - t_{cl}}$$

层板的热有效性:

$$\eta_c = \theta_c \Big|_{\bar{x}=1} = \frac{t_{c2} - t_{cl}}{t_{w2} - t_{cl}}$$

式中:  $t_{cl}$  是冷气温度,  $t_{w1}$  是涡轮叶片冷侧的壁温,  $t_{w2}$  是热侧的壁温 (图1)。热有效性  $\eta_c$  则反映了冷却剂穿过壁体时的温度升高程度, 热有效性越高, 壁体内部的换热过程越充分。

## 2 层板冷却有效性的估算

衡量一个冷却结构冷却品质的好坏, 通常引入冷却有效性作为评估标准。在相同工况下, 即相同的冷气流流量, 相同的参数情形下, 冷却有效性越高, 说明该形式的冷却效果好。冷却有效性定义:

$$\eta_c = \frac{t_g - t_{w2}}{t_g - t_{cl}}$$

式中:  $t_g$  是燃气的温度,  $t_{cl}$  是冷气温度,  $t_{w2}$  是涡轮叶片或火焰筒壁热侧温度。

为了显示层板冷却的高有效性, 将层板冷却结构 SCB1322 和 DCB1322 (定义参见文献[1, 2, 7]) 用来替代文献[3]中的气膜+ 冲击+ 表面涂层冷却方式。根据文献[3]提供的工作压力或冷气供给量分别计算出层板在这些工况下的冷却有效

表1 层板冷却的相关计算结果

Table 1 The results of lamill oy cooling effectiveness cal culation

| 排数 | 单层 SCB1322 $\eta_c$ |          | 双层 DCB1322 $\eta_c$ |          | 文献中的结构        |
|----|---------------------|----------|---------------------|----------|---------------|
|    | 按提供压力计算             | 按冷气供给量计算 | 按提供压力算              | 按冷气供给量计算 | 冷却效果 $\eta_c$ |
| 1  | 0. 711              | 0. 629   | 0. 719              | 0. 676   | 0. 584        |
| 2  | 0. 698              | 0. 614   | 0. 707              | 0. 663   | 0. 579        |
| 3  | 0. 684              | 0. 600   | 0. 694              | 0. 649   | 0. 5796       |

性,表1列出了相关计算结果(计算时所需要的物理量均取自文献中)。

分析表中数据,在相同压比下,由于层板模型 SCB1322和 DCB1322的孔径( $d=0.5\text{ mm}$ )要比文献中的气膜孔径( $d=0.3\text{ mm}$ )大,因此进气量亦大,冷却效果明显提高,例如在第2排,单层层板冷却效果提高20.5%,双层层板冷却效果提高22.1%;而在相同冷气流下,多孔层板依靠其内部发达的换热体系,使冷气得到充分的有效利用,冷却效果亦比传统冷却效果好,例如在第2排,单层层板冷却效果提高6%,双层层板冷却效果提高14.5%。有关文献研究表明,层板冷却技术要比常规的冷却方式大大节省冷气流,有时高达30%左右。据此,层板冷却的确具有以较少的空气达到较高的冷却效果巨大潜力。

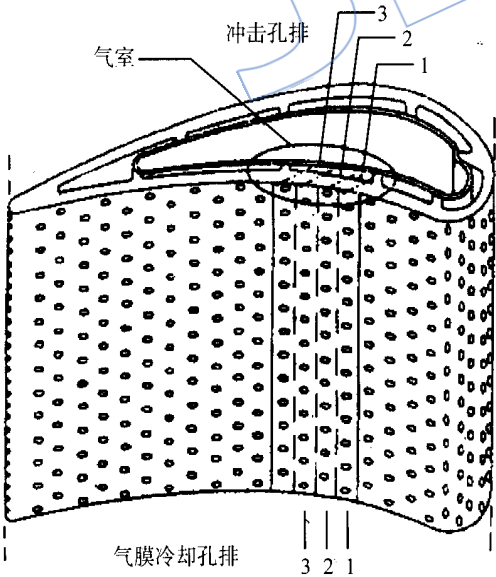


图2 全气膜覆盖叶片示意图

Fig. 2 Typical full-coverage-film-cooled blade

图3是层板 SCB1322在假设工况:

$$P_{\text{gas}} = 16 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\alpha_c = 4120 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\alpha_c = 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\lambda = 35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad , \quad \eta_{\text{aw}} = 0$$

得到的冷却有效性随吹风比的变化,在图中还显示了 Allison 公司<sup>[8]</sup>通过实验得出的数据带以及俄罗斯某层板研究的实验结果。图3说明了随着压比的增加,冷气流加大,有利于带走热量,冷却有效性  $\eta_c$  得到提高。当  $br > 8$  时,冷却有效性  $\eta_c$  的增长就已经十分缓慢。

其中: 
$$br = \frac{Cp_c}{Cp_g} \frac{\rho V_c}{\rho V_g} \frac{1}{St_g} = \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{\lambda}{\alpha_c \cdot \delta}$$

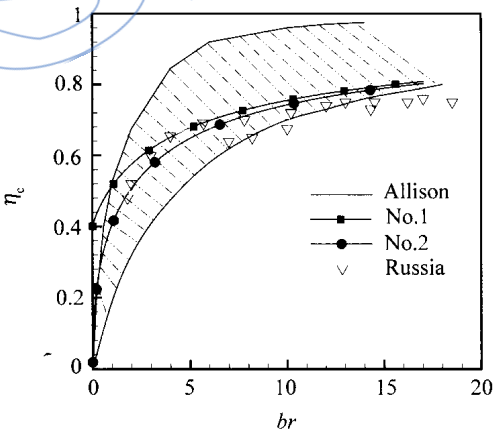


图3 冷却有效性随吹风比的变化

Fig. 3 Cooling effect iveness versus the blow ratios

称为吹风比或叫渗透性参数<sup>[8]</sup>,  $St_g$  为不可渗透表面的斯坦顿数。由于边界条件的给定不一样,使得模型在低吹风比时有所差别,但这种差别随着吹风比的增加而趋于减小。其原因是由于在给定第三边界条件时,第二种条件提法(№2)认为导入层板内部的热完全被冷气所吸收,因此提高了冷气在层板进口处温度,而第一种条件提法(№1)则认为冷气在层板的进口处温度就是冷气的供给温度。实际层板的冷却有效性应介于这两者之间。

图4是在不同有效温比  $\eta_{\text{aw}}$  (从0变化到0.3)

时,层板 SCB1322 的冷却有效性的比较,图中明显地指出了有效温比  $\eta_{aw}$  对层板冷却的有效性影响很大,是一个极其重要的参数。

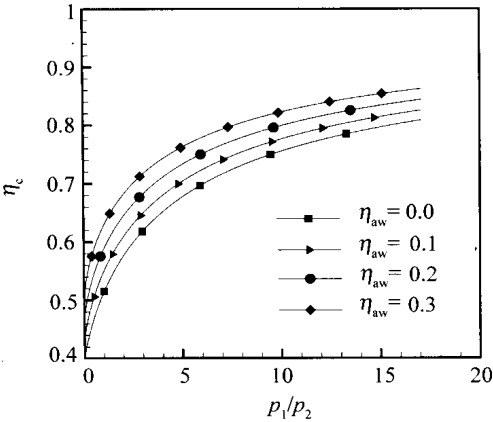


图4 绝热壁面有效温比 对冷却有效性的影响  
Fig. 4 Effect of adiabatic wall effectiveness on the cooling effectiveness

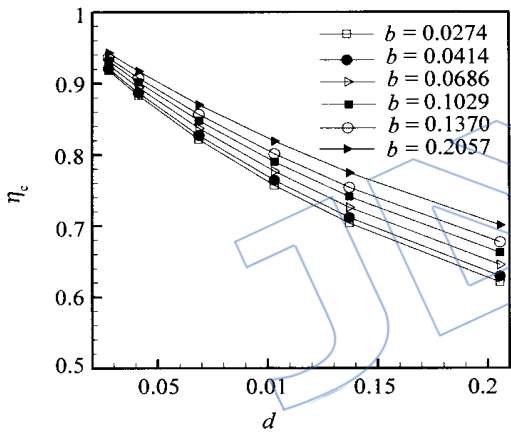


图5 无量纲参数 b 和 d 对冷却有效性的影响  
Fig. 5 Effect of dimensionless parameters b and d on the cooling effectiveness

图5显示有效温比  $\eta_{aw} = 0.2$ , 压比  $p_1/p_2 = 1.1$ , 参数  $b$  和  $d$  对层板 SCB1322 的冷却效果的影响。从图中看出热侧换热系数增大使  $\eta_c$  降低, 而冷侧换热系数增大使  $\eta_c$  提高。并且热侧的换热系数对层板的冷却有效性影响挺大, 在  $b = 0.0414$  时, 参数  $d$  从 0.05 增大到 0.2, 增加了 3 倍, 使  $\eta_c$  大约降低 27%, 而冷侧的换热系数对层板的冷却有效性影响相对来说较少, 在  $d = 0.2$  时, 参数  $b$  从 0.027 变到 0.205, 增加了 6.6 倍,  $\eta_c$  仅增加 12.5%。这不难理解, 换热边换热系数大, 使得更多热量被传递到层板内部, 使得冷却有效性降低; 而冷气边的换热系数大, 有利于层板内部向冷气边传递更多的热量, 使得冷却有效性升高。

图6显示了参数  $k_1$  和  $k_2/k_1$  的影响。随着  $k_1$  和  $k_2/k_1$  的增加, 冷却有效性得到提高, 但  $k_2/k_1$  的影响更大, 并且随着  $k_2/k_1$  的增加, 冷却有效性显著提高。

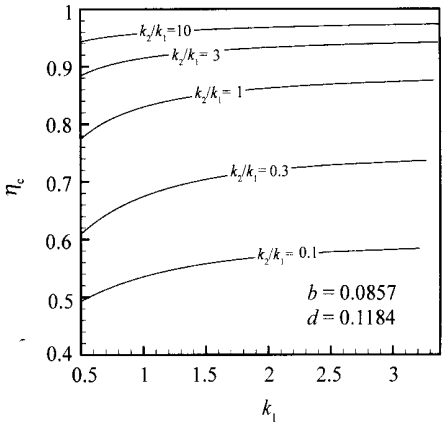


图6 无量纲参数 k1 和 k2/k1 对冷却有效性的影响  
Fig. 6 Effect of dimensionless parameters k1 and k2/k1 on the cooling effectiveness

以下将研究外部因素不发生变化, 取:

$P_{gas} = 16 \times 10^5 \text{ Pa}$  ,  $\eta_{aw} = 0.2$

$\alpha_h = 4120 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$\alpha_c = 3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$\lambda = 35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

仅考虑层板不同内部结构对冷却有效性  $\eta_c$  的影响。

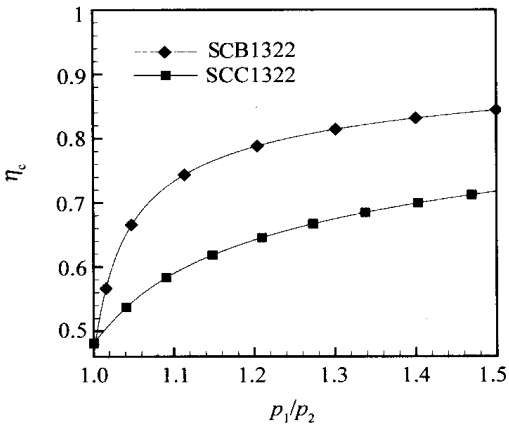


图7 绕流方案对冷却有效性的影响  
Fig. 7 Effect of flow patterns on the cooling effectiveness

图7显示了以压比为参变量不同绕流方式对层板冷却效果的影响。因为 B 型绕流 SCB1322 开孔率是 C 型 SCC1322 的 4 倍, 在相同的压比下, 通

过 SCB1322 的空气流量也就近似为 SCC1322 的 4 倍, 冷却空气越大, 越有利于带走热量, 冷却效果就越好, 这从图中可以明显看出 B 型绕流明显好于 C 型绕流。

图8则表明, 在相同的冷气流量条件下, 即吹风比  $br$  相同, C 型绕流要好于 B 型绕流。因此在实际应用中, 需要结合给定的工况, 选出具体的绕流方案。

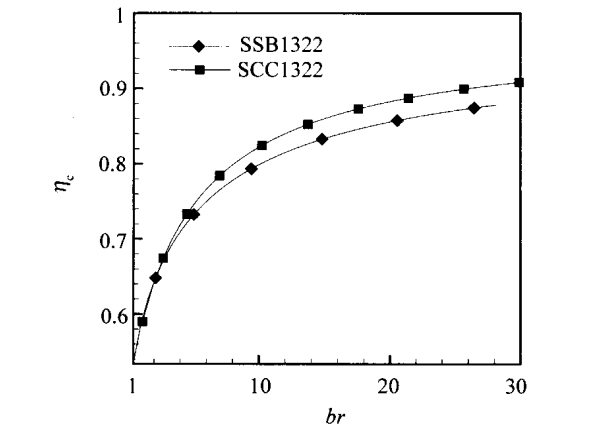


图8 不同层板绕流方式的影响  
Fig. 8 Effect of flow patterns on the cooling effectiveness

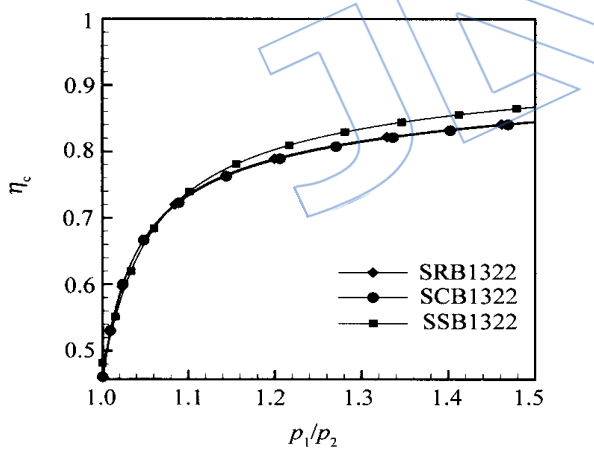


图9 不同层板扰流柱柱形的影响  
Fig. 9 Effect of different lamilloy pin fin shape on the cooling effectiveness

从层板中选取具有代表性的层板: SSB1322, SCB1322 和 SRB1322。从图9和图10可以看出, 在相同压比下, 方形扰流柱 SSB1322 的冷却效果要好于菱形扰流柱 SRB1322 及圆形扰流柱 SCB1322, 因为从以前研究的流阻和换热情况来看<sup>[1, 2]</sup>, 方形的流阻小, 平均换热系数大。另外, 虽然菱形 SRB1322 的流阻比圆形 SCB1322 大, 但其

平均换热系数亦大, 综合平衡下来, 菱形扰流柱 SRB1322 比圆形扰流柱 SCB1322 的冷却效果稍微高一些。

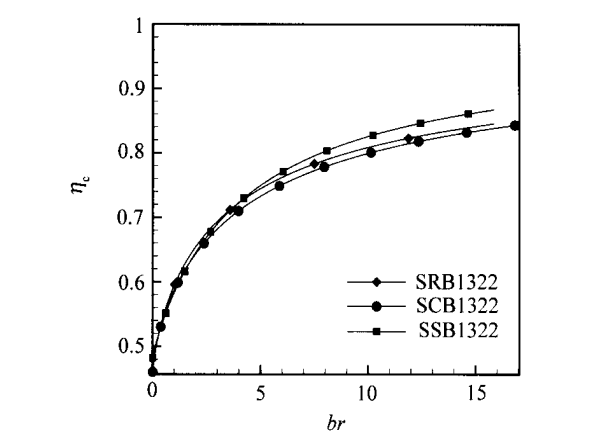


图10 不同层板扰流柱柱形的影响  
Fig. 10 Effect of different lamilloy pin fin shape on the cooling effectiveness

在相同的吹风比, 相同的冷气流下, 如果层板的平均换热系数高, 那它的冷却效果就好, 因此方形 SSB1322 冷却效果最好, 菱形 SRB1322 次之, 圆形 SCB1322 要差些, 但方形 SSB1322 和菱形 SRB1322 之间的差别不明显。

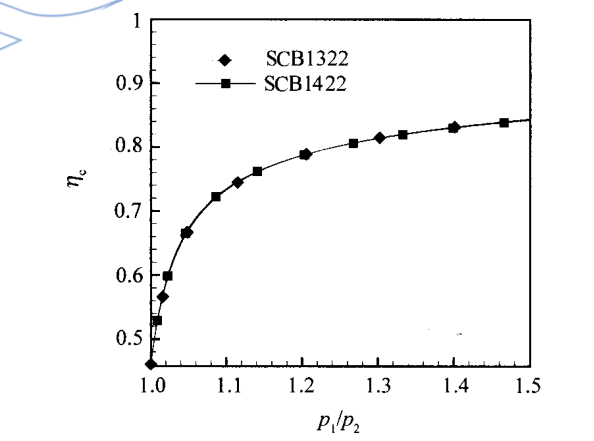


图11 不同层板扰流柱柱高的影响  
Fig. 11 Effect of different lamilloy pin fin height on the cooling effectiveness

虽然低通道时层板的换热系数高, 但是其流阻大, 在相同的压比下, 在所研究的高度范围内, 层板冷却有效性变化不明显, 如图11和图12所示。但是在相同的冷气下, 低通道高度的层板 SCB1322 的冷却效果要好于高通道高度 SCB1422 冷却效果。因此, 可以通过改变柱子的高度来达到需要的冷却效果。

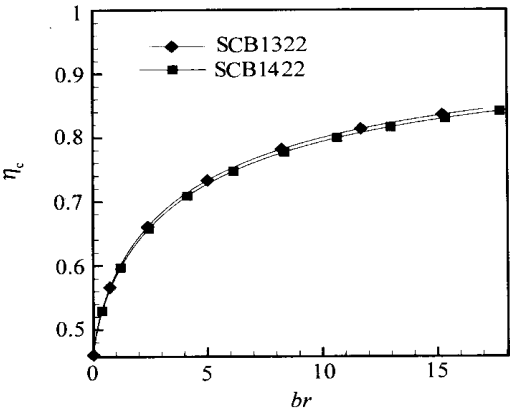


图12 高度对冷却有效性的影响

Fig. 12 Effect of different lamilloy pin fin height on the cooling effectiveness

图13至图16表示了单层、双层以及三层层板冷却有效性、热有效性的相互对比。从图13中明显可以看出, 有两处 $p_1/p_2=1.114$ ,  $p_1/p_2=1.168$ 曲线相互交叉。在压比小于1.114之前, 单层层板的冷却有效性要好于双层、三层层板, 双层层板的冷却有效性要好于三层层板, 这是由于在相同的压比下, 通过单层层板、双层层板、三层层板的流量是依次降低的, 而此时冷气流量对冷却有效性起着很大作用, 双层层板、三层层板的冷却潜能未能体现; 压比大于1.114, 但又小于1.168, 双层层板的冷却有效性要好于单层层板, 单层层板好于三层层板; 压比大于1.168时, 三层层板、双层层板的冷却有效性都高于单层情况, 三层和双层的冷却有效性似乎相差不大。纵观图13, 可以看出, 在相同压比下, 单层、双层、三层结构的层板冷却有效性相差不大。

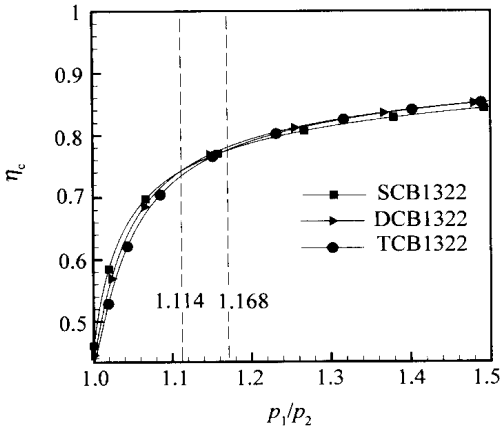


图13 冷却有效性随压比的变化

Fig. 13 Cooling effectiveness versus pressure ratio

图14是层板冷却有效性随着冷气吹风比的变化。在相同的冷气流情况下, 三层层板的冷却有效性要高于双层, 双层的要高于单层; 并且, 冷却有效性从单层过渡到双层提高的幅度要比从双层过渡到三层的幅度要大。可以推测, 从三层以后, 企图依靠增加层板结构的层数来提高冷却有效性, 意义不大。国外也只研究到三层层板<sup>[8]</sup>。另外, 从图中还可以看出, 要达到相同的冷却效果, 三层层板需要的冷气量最少, 而且随着冷却有效性的提高, 这种优越性体现得更为明显。

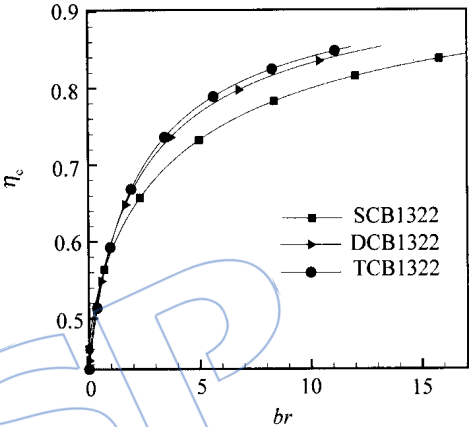


图14 冷却有效性随吹风比的变化

Fig. 14 Cooling effectiveness versus blow ratio

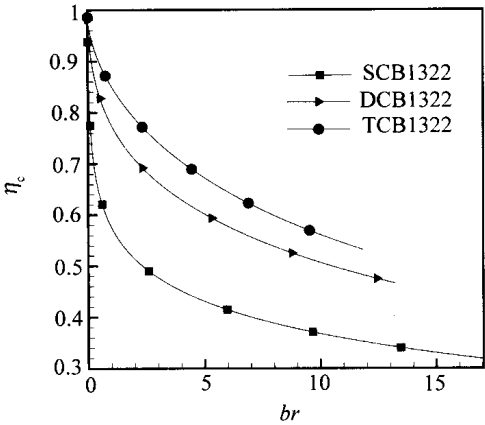


图15 层板热有效性随吹风比的变化

Fig. 15 Thermal effectiveness versus blow ratio

对于所计算的层板结构三层、两层和单层的 $V/S$ 值分别为:

$$(V/S)_{\text{三}} = 3.76 \text{ mm} < (V/S)_{\text{两}} = 4.7 \text{ mm} < (V/S)_{\text{一}} = 4.95 \text{ mm}$$

层数增加, 则 $V/S$ 减少, 其内部多了些曲折通道, 具有更多的内部换热表面, 从而保证了冷气量的更有效利用。图15为不同层数层板的热有效性 $\eta_t$ 。

计算值, 在同样的吹风比  $br$  下, 增加层数使冷气得到更充分的热交换, 其温升增大。因此, 从综合提高热有效性  $\eta_c$  和冷却有效性  $\eta_c$  的角度来看, 应当采用三层或两层层板更为有利。对所有层板模型而言, 热有效性随吹风比  $br$  的增大而降低, 其物理解释如下: 吹风比  $br$  的增大一方面将伴随着空气流速和紊流度的提高, 这促使换热的强化, 另一方面由于冷气流量增大, 使其热容量增大, 因而温升减小。后者为主要影响因素。

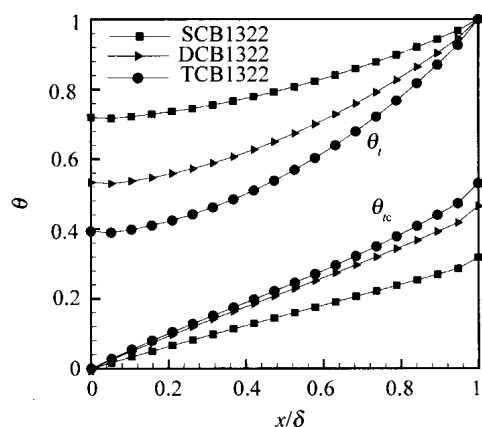


图16 层板壁温的变化

Fig. 16 The variation of lamilloy wall temperature

图16是层板壁温以及冷气温度的典型分布。

### 3 结 论

借助于一维多孔介质模型对层板冷却有效性进行了估算, 研究了层板冷却有效性的外部因素及层板自身几何结构的影响, 通过研究发现:

- (1) 通过与传统冷却方式的比较, 发现层板冷却的确具有很高的冷却有效性。
- (2) 边界条件的选取对冷却有效性的影响随吹风比的增加逐渐趋于相同。
- (3) 在低吹风比或低压比时, 层板冷却有效性提高很快, 但随着吹风比、压比的增加变化趋

缓。

(4) 在全气膜覆盖冷却中, 绝热有效温比对层板冷却有效性的影响很大, 绝热有效温比越大, 冷却有效性显著提高。

(5) 参数  $b, d, k_1$  和  $k_2/k_1$  对层板冷却有效性有影响, 但  $k_2/k_1$  两参数影响更大些。

(6) 在所研究的范围内, 绕流方式、层板的层数对层板的冷却有效性影响较大, 而扰流柱形状、扰流柱高度的影响相对较小。

(7) 在扰流柱结构中, 方形扰流柱的层板冷却有效性要好于其他两种扰流柱形状(layer)的层板。

(8) 对于层板而言,  $v/S$  越小越好, 有利于冷气的充分利用, 因此三层层板的冷却效果要好于双层及单层层板。

(9) 在实际应用中, 要看给定的工况, 然后, 选出具体的绕流方案。每种方案都有其实用的场合。

### 参考文献:

- [1] 郁新华, 刘松龄. 层板模型流阻特性的研究[J]. 推进技术, 2000, 21(4): 47-50.
- [2] 郁新华. 层板冷却特性的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2001.
- [3] Meitner P L. Fortran Program for Calculating Coolant Flow and Metal Temperatures of a Full-Coverage-Film-Cooled Vane or Blade[R]. NASA Paper 1259, 1978.
- [4] Colladay R S, Stepka FS. Examination of Boundary Conditions for Heat Transfer Through a Porous Wall[R]. NASA TN D-6405, 1971.
- [5] Norster E R. Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems[A]. Proc. of an International Propulsion Symposium [C]. 1969: 78-83.
- [6] 王宝官, 传热学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [7] 董志锐, 郁新华, 刘松龄. 多层多孔层板内流阻特性试验与计算方法研究[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 381-386.
- [8] Nealy D A, Relder S B. Evaluation of Laminated Porous Wall Material for Combustor Liner Cooling[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 268-276.