

文章编号: 1000-8055(2000)04-0375-06

多层多孔层板内流阻特性试验与计算方法研究

董志锐, 郁新华, 刘松龄, 游绍坤, 许都纯
(西北工业大学 热工程信息处理国家专业实验室, 陕西 西安 100083)

摘要: 设计了 6 种单层和 6 种双层结构的多孔层板, 并在小型吸气式风洞上对 12 种放大模型的多孔层板结构进行了内流阻特性试验, 研究了多孔层板的层数、扰流柱形状、绕流方式、开孔率等因素对内流阻特性的影响。本文还对多孔层板结构内流阻的计算方法进行了研究, 并结合试验工况进行了计算。计算结果与试验结果的比较表明: 两者吻合良好。试验数据和计算方法可用于层板冷却结构的设计。

关键词: 多孔层板; 流阻特性; 试验; 计算方法
中图分类号: V 231.1 文献标识码: A

1 前言

多孔层板结构由于具有外部气膜冷却、内部冲击冷却、内表面换热面积大和扰流柱强化换热的综合优点, 已被公认为最接近理想的发散冷却, 又具有工程实用价值的冷却结构。文献[1~3]显示了不同类型层板结构的示意图。文献[1]的研究表明: 全气膜多层多孔层板结构的冷却效率可达 0.7~0.9; 与现有的冷却结构相比, 在相同的条件下, 多孔层板可以节省 60% 的冷却空气量。多孔层板结构的设计需要从流动和传热两个方面综合考虑, 根据实际需求和应用部件进行优化选择。为了准确地计算通过不同几何结构的多孔层板的冷却气流量, 就必须知道各种多孔层板结构的内流阻特性。

目前公开发表的文献均未给出多孔层板结构的具体几何尺寸, 本文设计了 6 种单层和 6 种双层结构的多孔层板, 并在小型吸气式风洞上对这 12 种放大模型的多孔层板结构进行了内流阻特性试验研究, 以了解单、双层多孔层板的内流阻特性, 以及不同扰流柱形状、不同绕流方式(包括开孔率)对内流阻特性的影响。为了满足设计需求, 本文还对多孔层板结构内流阻的计算方法进行了研究, 并结合试验工况进行了计算, 将计算结果与

试验结果进行了比较。

2 试验设备及试验件

内流阻特性试验采用吸气式, 真空泵气源流量为 $26\text{ m}^3/\text{min}$ 。图 1 为试验装置示意图。

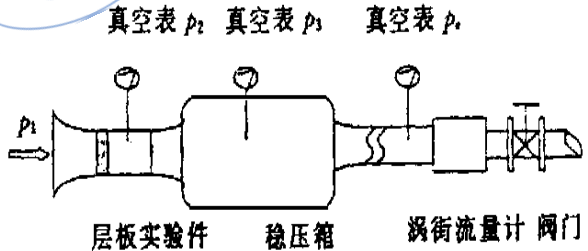


图 1 试验装置示意图

测量参数为层板进气边压力 p_1 , 进气温度 T_1 , 出气边压力 p_2 , 稳压箱中的压力 p_3 (为参考值), 涡街流量计前压力 p_e (用于计算流经涡街流量计的气体密度, 并将涡街流量计测得的体积流量转换为质量流量), 流经层板的体积流量 Q 。 p_1 和 T_1 用大气压力计和温度计测量, p_2, p_3 和 p_e 用真空表测量, 体积流量用数字式涡街流量计测量。

由于目前各国定义层板层数的方法不同, 本文定义单层层板结构为: 进气板和出气板之间夹有一层由扰流柱形成的气流通道。双层层板结构定义为: 进气板、中间孔板、出气板之间夹有二层

收稿日期: 1999- 10- 15; 修订日期: 2000- 01- 17

基金项目: 航空科学基金资助项目(98Z53001)

作者简介: 董志锐(1956-), 男, 西北工业大学热工程信息处理国家专业实验室教授, 博士



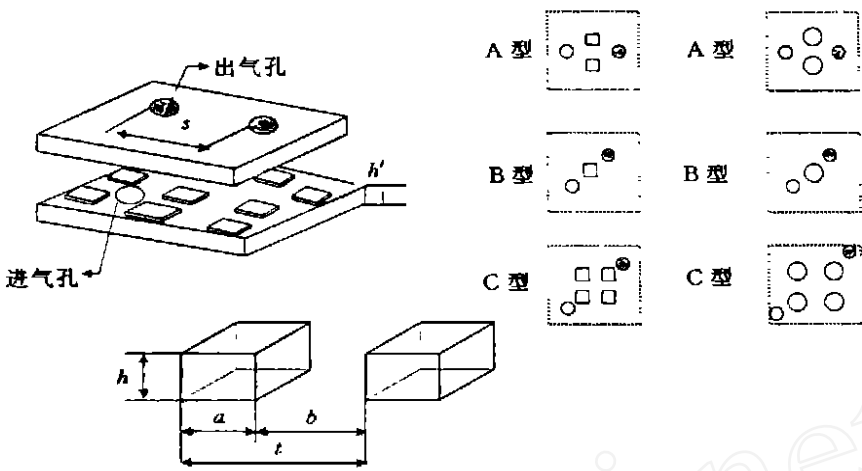


图2 层板结构示意图

由扰流柱形成的气流通道。本文共设计出内部扰流柱结构为方形和圆形的放大模型试验件共 12 件, 6 件为单层结构, 6 件为双层结构。每件进气板、中间板、出气板的开孔个数相同。其整体结构示意图和局部图如图 2 所示。图中所示气流的 3 种绕流方式分别为: A 型—表示直通式, 即气流未绕扰流柱; B 型—表示气流绕过 1 个扰流柱, 相当于流经 1 排扰流柱; C 型—表示气流绕过 2 个扰流柱, 相当于流经 3 排扰流柱。表 1 列出 12 种层板结构内流阻特性试验件的无因次几何参数 F_1/F (%)。12 种层板无因次参数均为: $t/a=2, h/a=0.625, d/a=0.75, h'/a=0.625$ 。表中开孔率定义为 F_1/F (F 为试验层板迎风面积, F_1 为进气板的开孔面积)。

表 1 层板结构内流阻特性试验件的无因次几何参数表

序号	层数	扰流柱类型	绕流方式	F_1/F (%)
1	单层	方形	A 型	5.5223
2	单层	方形	B 型	2.7611
3	单层	方形	C 型	0.6903
4	单层	圆形	A 型	5.5223
5	单层	圆形	B 型	2.7611
6	单层	圆形	C 型	0.6903
7	双层	方形	A 型	5.5223
8	双层	方形	B 型	2.7611
9	双层	方形	C 型	0.6903
10	双层	圆形	A 型	5.5223
11	双层	圆形	B 型	2.7611
12	双层	圆形	C 型	0.6903

3 试验数据处理方法

3.1 沿程阻力关系式

由于多孔介质内的流动形态复杂, 常用的方法是宏观地将其简化视为流阻较大的管内流动, 并将管内流动的沿程损失计算公式推广应用于多孔介质中的流动阻力计算。对非达西流动的沿程压力变化微分式为:

$$-\frac{dp}{dx} = a\mu u_m + b\bar{\rho}u_m^2 \tag{1}$$

式中 a 和 b 分别为常数, μ 为动力粘性系数, u_m 为气体流经多孔板的平均速度, $\bar{\rho}$ 为流过层板的气体平均密度:

$$\bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2) = \frac{(1/2)(p_1 + p_2)}{R\bar{T}} \tag{2}$$

式中: R 为气体常数, $\bar{T}$ 为流经层板的气体平均温度, p_1 为进气边的总压, p_2 为出气边的静压。

将(1)式沿层板厚 L 积分并得到:

$$\frac{p_1 - p_2}{\mu u_m L} \frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}} = a + b \frac{\bar{\rho} u_m}{\mu} \tag{3}$$

将(2)式和层板单位迎风面积上来流的质量流量 $\dot{m} = \bar{\rho} u_m$ 代入(3)式, 整理得:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2\mu R \bar{T} L \dot{m}} = a + b \frac{\dot{m}}{\mu} \tag{4}$$

由(4)可以看出: 对于确定的一种层板结构, $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R \bar{T} L \dot{m}$ 与 $\dot{m}/\mu$ 之间为线性关系, 在 $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R \bar{T} L \dot{m} = f(\dot{m}/\mu)$ 平面图中, a 为 $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R \bar{T} L \dot{m}$ 轴上的截距, b 为直线的斜率。 a 和 b 可由试验获得。由于层板结构中的气体流动相当于摩阻很大的管内流动, 会出现壅塞状态。当

流动未达到壅塞状态时, $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R \overline{TL} m^\circ = f(m^\circ/\mu)$ 为一倾斜的直线; 当流动达到壅塞状态时, 出气孔气流已达音速, p_2 的减小已不影响层板的内流动, m°/μ 保持为定值。但随着 p_2 的减小, $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R \overline{TL} m^\circ$ 将继续增大, 理论上应为一铅直线。现有的试验结果与(4)式反映的规律吻合。

3.2 流量函数与压比的关系

由气体动力学的流量函数得:

$$M(\lambda) = m^\circ \cdot \sqrt{T_1} / (KF_1 p_1) \tag{5}$$

式中: F_1 为进气板总开孔面积, m° 为流经 F_1 的总质量流量(kg/s), T_1 为总温, $K = 0.0404$ 。因 $M(\lambda)$ 与 p_1/p_2 之间存在函数关系, 即: $M(\lambda) = f(p_1/p_2)$ 。可将试验数据整理为 $M(\lambda)$ 与 p_1/p_2 的关系曲线图。本试验数据处理方法的优点是可根据压比查得 $M(\lambda)$, 从而方便地计算出 m° 。

3.3 阻力系数关系式

定义层板阻力系数 ξ 为:

$$\xi = \frac{(1/2)(p_1 - p_2)}{\rho_1 u_1^2} \tag{6}$$

ξ 是雷诺数的函数, 即: $\xi = f(Re) = f(\rho_1 u_1 d_{1e} / \mu_1)$, ρ_1, u_1, μ_1 分别为进气孔处的密度、平均速度和动力粘性系数, d_{1e} 为进气孔的当量直径, $d_{1e} = 4F_1/(nP)$, n 为孔数, P 为单个孔周长。当进气孔为圆孔时, $d_{1e} = d_{10}$ 。本数据处理方法的优点是可根据进气边条件查得阻力系数, 并方便地计算出 p_{20} 。

4 层板结构内流阻的计算方法

由于层板具有结构的对称性, 可以从中取出一具有代表性的单元体来进行分析, 并将其看成是由孔、管、局部损失等元件组成的空气网络系统。例如, 将如图 3 所示单元结构看成网络。

相邻腔之间应该满足流量平衡公式, $\sum_{i=1}^n sm_i = 0$, n 为相邻之间腔的个数, $s_i = 1$ 为流入, $s_i = -1$ 为流出, 计算时可以先假定未知腔的压力, 然

后程序将根据流量平衡原理对腔室压力进行修正, 直到迭代到需要的精度为止。

现在来推导腔室压力的修正公式。

图 4 所示的腔室 i 与腔室 j, k, l 有关, 从 j 腔流入 i 腔的流量为 G_1 , 自 i 腔流出的流量为 G_2 和 G_3 。上述流量可表示为:

$$\begin{aligned} G_1 &= G_1(p_i, p_j) \\ G_2 &= G_2(p_i, p_k) \\ G_3 &= G_3(p_i, p_l) \end{aligned}$$

取微分得:
$$\begin{aligned} dG_1 &= \frac{\partial G_1}{\partial p_i} dp_i + \frac{\partial G_1}{\partial p_j} dp_j \\ dG_2 &= \frac{\partial G_2}{\partial p_i} dp_i + \frac{\partial G_2}{\partial p_k} dp_k \\ dG_3 &= \frac{\partial G_3}{\partial p_i} dp_i + \frac{\partial G_3}{\partial p_l} dp_l \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d(G_1 - G_2 - G_3) &= \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_i} - \frac{\partial G_2}{\partial p_i} - \frac{\partial G_3}{\partial p_i} \right) dp_i + \\ &\quad \frac{\partial G_1}{\partial p_j} dp_j - \frac{\partial G_2}{\partial p_k} dp_k - \frac{\partial G_3}{\partial p_l} dp_l \end{aligned}$$

令 $dG_i = -d(G_1 - G_2 - G_3)$ 并写出
$$\begin{aligned} &\left(\frac{\partial G_1}{\partial p_i} - \frac{\partial G_2}{\partial p_i} - \frac{\partial G_3}{\partial p_i} \right) dp_i + \frac{\partial G_1}{\partial p_j} dp_j - \\ &\quad \frac{\partial G_2}{\partial p_k} dp_k - \frac{\partial G_3}{\partial p_l} dp_l = dG_i \end{aligned} \tag{7}$$

每一个腔室均可以写成类似(7)的式子, 由已知的流量对压力的偏导数和腔室流量平衡残差 dG_i , 联立求解便得到各腔室压力修正值。

流阻元件的计算公式:

孔元件计算公式

$$G = C_D A p_1^* \cdot \sqrt{\frac{2Y}{Y-1} \frac{1}{RT^*} \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$
 (8)

其中: A 为孔面积, T^* 为总温, p_1^* 为进口总压, p_2 为出口总压, G 为质量流量, C_D 为流量系数, C_D

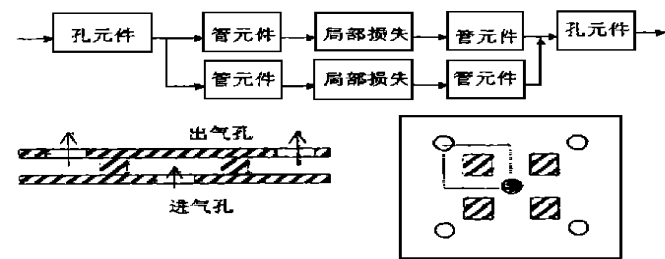


图 3 单元结构流动计算网络图

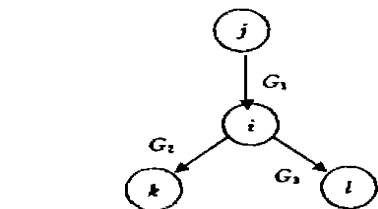


图 4 单元结构流动计算网络图

是进出口压力比、孔长径比的函数,可由文献[4]给出的关系曲线计算。

局部损失元件计算公式:

$$p_1^* - p_2^* = \zeta (1/2) \rho v^2 \tag{9}$$

其中 p_1^* 为进口总压, p_2^* 为出口总压, ζ 为损失系数, 对突然扩张元件: $\zeta = [1 - (A_1/A_2)]^2$, A_1 和 A_2 分别是进口和出口面积; 对突然收缩元件:

$$\zeta = -0.41468X^3 + 0.07014XX^2 - 0.25946XX + 0.5$$

$$(0 \leq XX < 0.8)$$

$$\zeta = 3.64583XX^2 - 7.1875XX + 3.54167$$

$$(0.8 \leq XX \leq 1.0)$$

其中: $XX = (A_2/A_1)^{0.5}$, 也可以根据局部损失元件的情况给定损失系数。

管元件计算公式

$$p_1 - p_2 = [C_1(T_2 - T_1) - C_2(A_2 - A_1) + \frac{C_3 f \Delta l}{(1 - C_4)}] \tag{10}$$

其中: $C_1 = \left(\frac{G}{A}\right)^2 \left(\frac{R}{p}\right)$, $C_2 = \left(\frac{G}{A}\right)^2 \left(\frac{RT}{pA}\right)$
 $C_3 = 2 \left(\frac{G}{A}\right)^2 \left(\frac{RT}{pd_n}\right)$, $C_4 = \left(\frac{G}{A}\right)^2 \left(\frac{RT}{p^2}\right)$

p_1, p_2, T_1, T_2, A_1 和 A_2 分别是元件进出口的静压、静温、面积, Δl 是管长, d_n 是水力直径, p 是平均压力, T 是平均温度, A 是平均面积, G 是气体流量, f 是摩阻系数, 对于光滑管, $f = 64/Re$ ($Re < 2300$), $f = 0.3164/Re^{0.25}$ ($Re \geq 2300$)。

5 试验与计算结果分析

采用 2 介绍的试验数据处理方法对试验数据进行数据处理, 并采用 3 介绍的计算方法对试验层板进行了计算。以下是部分试验结果和计算结果图形(注意: 图中 $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R TLm^\circ$ 的单位为 $m^{-2}, m^\circ/\mu$ 的单位为 m^{-1})。

通过对试验结果的分析, 可以看出以下几点:

(1) 对于所试验的单层层板, 若其它条件相同, 仅扰流柱的形状不同(圆形扰流柱的直径与方形扰流柱的单边长相同), 其流阻特性几乎完全一样。

(2) 由图 5~ 图 10 可以发现 $(p_1^2 - p_2^2)/2\mu R TLm$ 与 m°/μ 成线性关系, 说明层板内部流动是湍流状态; 另外在同样压差下, 通过层板的流量

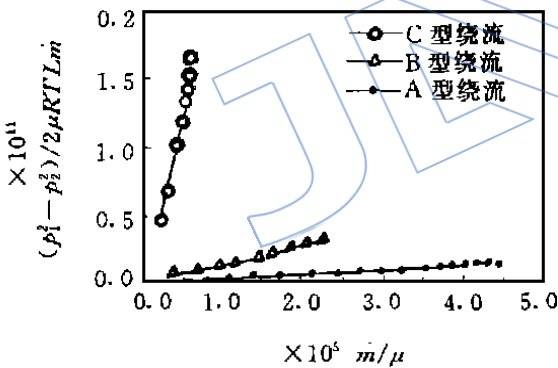


图 5 单层结构方形扰流柱不同绕流方式的流阻比较

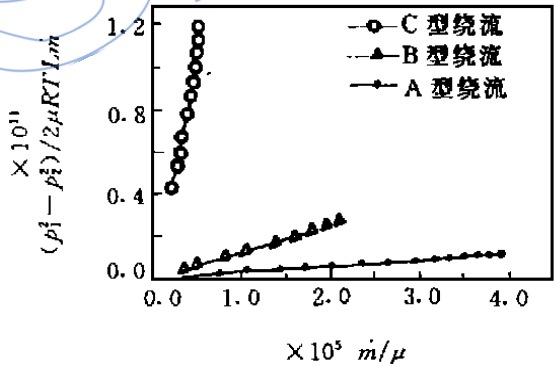


图 6 双层结构圆形扰流柱不同绕流方式的流阻比较

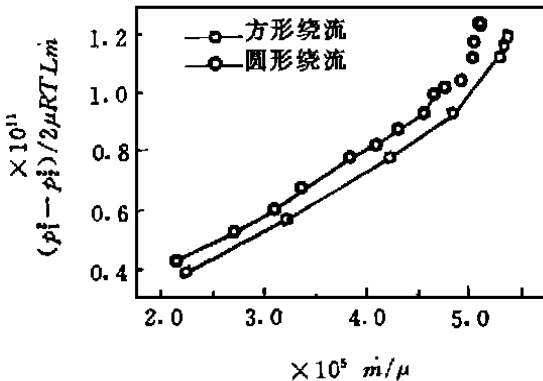
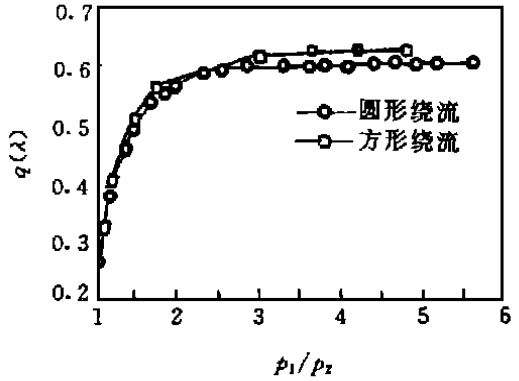


图 7 双层结构方形扰流柱、圆形扰流柱 C 型绕流的流阻比较



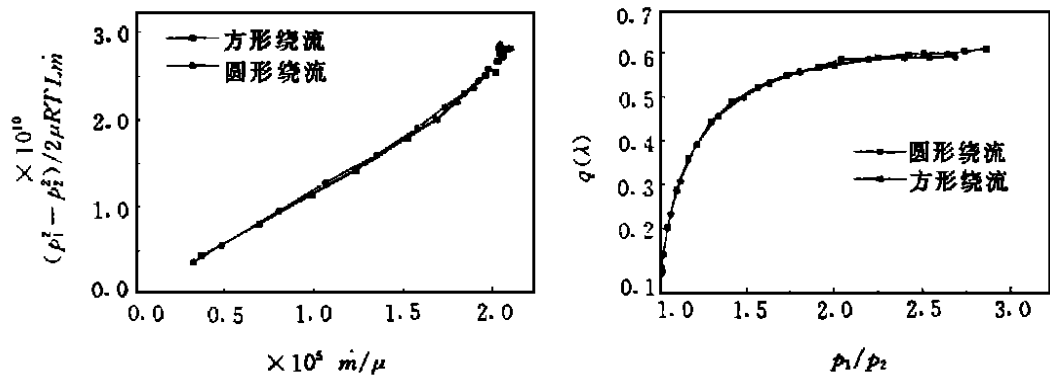


图 8 双层结构方形扰流柱、圆形扰流柱 B 型绕流的流阻比较

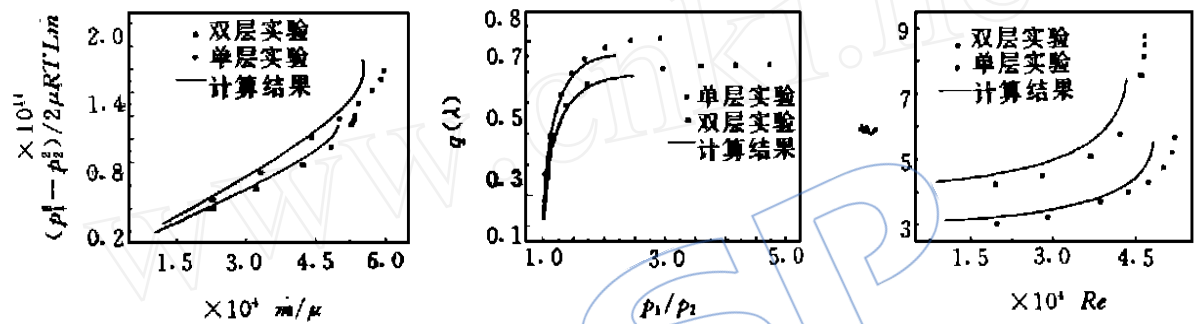


图 9 单双层结构方形扰流柱 C 型绕流层板结构试验与计算流阻比较

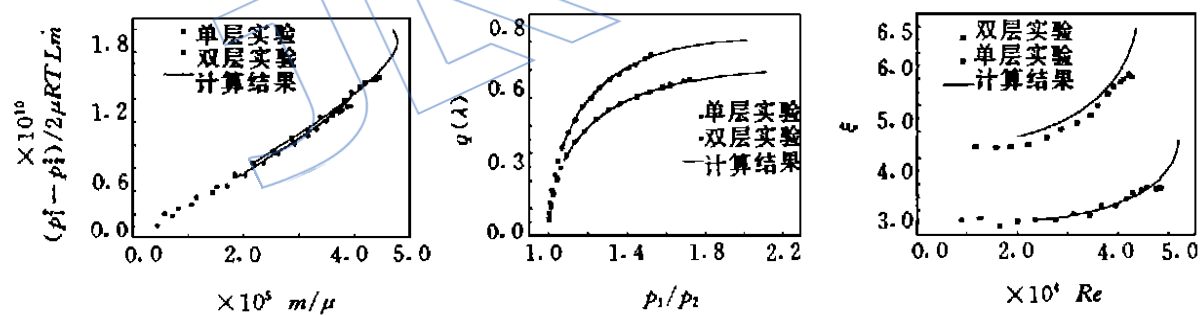


图 10 单双层结构方形扰流柱 A 型绕流层板结构试验与计算流阻比较

与层板的开孔率有关,也与层板气孔的孔间距有关,即单位面积上的孔数越多,孔间距越小,流过的流量越多。这一点是可以理解的,开孔率小,孔间距大的层板内流动阻力大。

(3)由图 7 和图 8 可以看到,对于所试验的双层层板,在其它条件相同的情况下,圆形扰流柱比方形扰流柱阻力要大,这与文献[5]所做的扰流柱排中的流阻试验结果是一致的。此特点在 C 型绕流方式时,即低开孔率、大孔间距时表现明显。在开孔率较大,如开孔率为 2.76% 和 5.52% 时,两者差异并不明显。因为从计算分析的角度,压力损失主要集中在进、出孔元件上,而拐弯损失的份额

很小。只有当开孔率小,流过的扰流柱多,气体行程长时,此差异才明显。

(4)图 9 和图 10 是单双层层板的比较。双层扰流柱的层板明显要比单层扰流柱的层板的阻力大,因为前者比后者多经过了一层扰流柱和一孔元件。在图中同时还显示了试验和计算的吻合程度,可以看出:层板内流阻的计算方法是可行的,计算结果与试验结果吻合良好。

6 结 论

(1)层板的流阻与层板的开孔率和孔间距有关,开孔率越大,孔间距越小,通过的流量越大,压

降降低得少, 流阻越小; 另一方面, 从换热的角度来看, 开孔率大, 冷气流量大, 有利于换热。

(2) 扰流柱形状相同绕流方式相同的双层板由于流经的行程长, 其阻力明显大于单层层板的阻力。

(3) 采用本文所提出的计算多孔层板的网络模型所得出的结果与内流阻试验测量结果符合良好, 证实了计算方法和相应计算机程序的有效性。

(4) 层板的阻力主要集中于进、出口孔元件上, 而通道损失、拐弯损失的影响随着开孔率增大而减弱。

参考文献

- [1] 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

- [2] Wear J D, Trout A M, Smith J M, et al Design and preliminary results of a Semi-Transpiration Cooled (Lam illoy) Liner for a High-Pressure, High-Temperature combustor[R]. AIAA Paper 78- 997, 1978
- [3] Rolls-Royce Aerospace Group. The Engine 喷气发动机(第 4 版)[M]. 出版地: 英格兰达比: 罗尔斯-罗伊斯公司技术出版物部, 1986
- [4] Kutz K J, Speer T M. Simulation of the Secondary Air System of Aero Engines[J]. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, 1994, 116: 306- 315
- [5] Chyu M K, Hsing Y C, Natarajan V. Convective Heat Transfer of Cubic Fin Arrays in a Narrow Channel[J]. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 362- 367
- [6] Hess W G. Laminated Turbine Design and Fabrication[R]. NASA CR- 159655, 1979

(责任编辑 杨再荣)

Experimental and Numerical Investigation of Internal-Flow Resistance Characteristics in Laminar Porous Plate

DONG Zhi-rui, YU Xing-hua, LIU Song-ling, YOU Sao-kun, XU Du-chun
(7th Dept., Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The internal flow resistance of 12 amplified model laminar plates was tested in a small-size suction-type wind tunnel. The influences of some factors, such as single/double-layer, the patterns of pin fin arrays and internal flow patterns (including open-hole ratio), on internal flow resistance were studied. The calculation method of internal flow resistance in laminar porous plates was researched to satisfy the design requirement. The test conditions were taken into account. The comparison of the calculated results with the test data shows consistency of the both. The test data and the calculation method can be used for the cooling construction design of laminar porous plates.

Key words: laminar porous plate; flow resistance characteristic; computational method