

文章编号: 1000-6893(2003)05-0405-06

层板结构内部换热特性的研究

郁新华¹, 全栋梁¹, 刘松龄¹, 许都纯¹, 胡主根²

(1. 西北工业大学 706 教研室, 陕西 西安 710072)

(2. 洪都航空工业集团 飞机设计所, 江西 南昌 330024)

Investigation of the Internal Heat Transfer Characteristics of Lamilloy

YU Xin-hua¹, QUAN Dong-liang¹, LIU Song-ling¹, XU Du-chun¹, HU Zhu-gen²

(1. Faculty 706, Northwestern Polytechnic University, Xi an 710072, China)

(2. The Aircraft Design Institute, Hongdu Aviation Industry Group, Nanchang 330024, China)

摘要: 在已研究流阻特性的基础上, 通过改变扰流柱柱高、柱形, 对两种类型结构的层板进行内表面换热系数的测量、分析。层板内表面上的换热系数随冲击距离的减小而增大, 随冲击孔间距的增大而减小。方形扰流柱的换热情况要稍好于菱形扰流柱、圆形扰流柱, 并且柱子高低对流场影响很大, 尤其是 C 型绕流方案。基于换热体积和换热面积之比特性尺寸的努谢特数与冲击雷诺数之间成对数线性关系, 并整理出准则关系。

关键词: 层板; 扰流柱; 内通道表面; 换热特性

中图分类号: V233.5; V231.1 **文献标识码:** A

Abstract: Two typical internal flow patterns are chosen to carry out the internal heat transfer experiments based on the frontier fluid flow characteristics. By changing the height and type of the pin-fins, the internal heat transfer on the boards can be learned. The heat transfer coefficients decrease when increasing jet spacing and the distance from the jet to the target. The square shaped pin fins produce the highest internal heat transfer, followed by diamond and circular pins. The variation of the height of the channel has effects on the fluid flow, and shows different heat transfer coefficient distributions. The Nusselt number based on the length scale of the ratio internal volume to heat transfer surface increases with the impingement Reynolds number. Nusselt number is shown to be linear on a log-log scale with Reynolds number.

Key words: lamilloy; pin-fins; internal surface; heat transfer characteristics

航空发动机中高温部件的冷却一直是传热传热研究领域关注的课题。如何使用较少的冷气追求高的冷却效果是研究者们孜孜以求的目标。现已广泛采用的气膜冷却具有将壁面和高温燃气隔离的作用, 但是冷气还没有得到充分有效利用。为了充分挖掘冷气的潜力, 在冷却气流形成气膜之前, 先以主动冷却方式冷却涡轮叶片, 如采用多孔层板冷却结构(图 1)。层板冷却是全气膜、冲击和内表面强化传热三位一体的综合产物。其冷气流量可比常规冷却减少 30%。美国的 Allison 公司^[1,2]、罗—罗^[3]公司以及俄罗斯都开展了这方面的相关研究。本文是在文献[4]流阻特性研究的基础上, 开展了层板内通道换热特性的研究。

1 实验件及测量方法

换热实验仍在文献[4,5]介绍的实验台上进

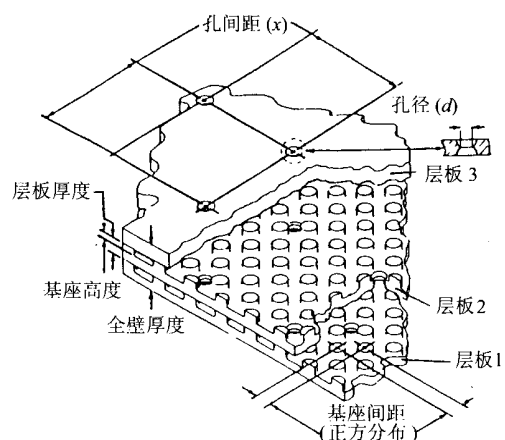


图 1 层板结构示意图

Fig. 1 The configuration of lamilloy

行。而层板换热实验件是采用硬塑料胶板制成的可拆卸式灵活结构(图 2)。在层板通道上、下表面(即进气面和出气面)上都贴有厚度为 0.04mm、材料为 1Cr18Ni9Ti 的 2 条加热带, 相邻加热带彼此相互绝缘并采用串联方式连接。加热带背面焊有直径为 0.1mm 的镍络—镍硅热电偶,

热电偶的布置如图3所示。热电偶线从两个胶板中间引出,胶板中间填有多孔泡沫塑料,以加强绝热。B类型层板热电偶位置如图3所示。(C类型结构的层板没有画出,B和C不同之处在于C型层板气流要绕过两个柱子,而B型层板绕过一个柱子,具体可参见文献[4,5]),扰流柱由不锈钢材料加工制成,在扰流柱两端开有 $\phi 3\text{mm}$ 的安装定位孔,用螺钉安装在贴有加热钢带的胶板上,扰流柱表面和加热带必须保持电绝缘。实验过程中,用硅整流器对加热带通电进行加热,加热的电功率可以通过测得的电压、电流得出。

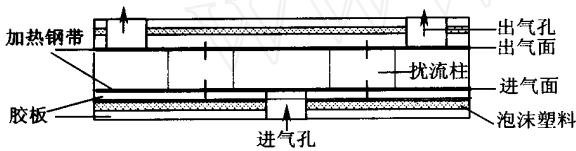
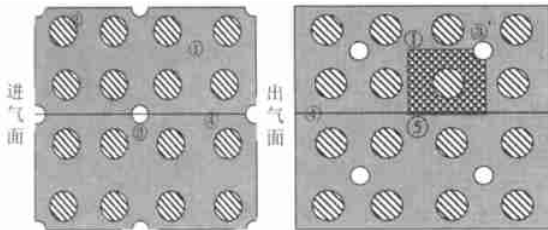


图2 层板换热模型示意图

Fig. 2 The configuration of heat transfer model



热电偶分布区; 扰流柱; 进气孔; 出气孔; 钢带分割处,阴影区为加热带; 为冲击区(正对进气孔的下方)

图3 B型层板进、出气面上的热电偶布置图

Fig. 3 The thermocouple distribution on the inlet/outlet plate

图4为温度信号采集和处理系统,它由PCLD-788路继电器开关板、放大倍数为0~1000倍的XWB8300浮地差动放大器,PCL-860或PCL-812PG数据采集板以及微机组成。

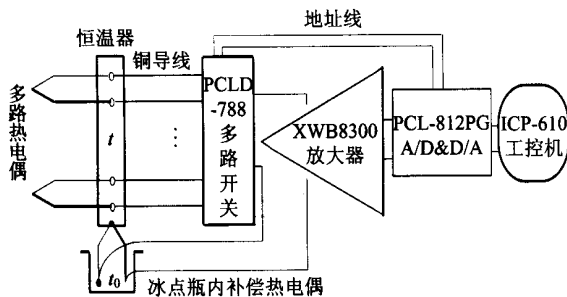


图4 温度信号采集和处理系统

Fig. 4 The temperature signal collection and processing system

换热实验采用了不同尺寸、形状的扰流柱(表1)。将换热实验层板类型编号为:SSB1322,SCB1322,SRB1323,SSB1422,SCB1422,SRB1422,SCC1322,SSC1422,SCC1422, SRC1422,并与流阻特性的模型相一致(模型的定

义可参考文献[5])

表1 扰流柱的形状尺寸

Table 1 The shape and dimensions of pin-fins

形状	直径(或棱长)/mm	高度/mm
圆柱形	24	8(16)
方形	24	8(16)
菱形(方形旋转45°)	24	8(16)

实验研究的冲击雷诺数范围为 $Re_i = 25000 \sim 50000$ 。雷诺数的定义是以进气孔径为特征长度。

2 加热带热流密度的确定

加热带表面开有进、出气孔,这就形成了与开孔密切相关的热流密度场。本文采用数值模拟技术求解带孔热膜上的电(热)流密度。由于加热带属于二维、稳态导电,满足拉普拉斯方程^[6],给定边界条件,就可以求解出电场的分布,进而可以求出各位置点上的热流密度。图5即是通过数值模拟得出的B型层板面板热流密度分布。从图中可以看出,在圆孔的周围区域,热流密度变化最为剧烈,在紧贴圆孔的上方A处,单位面积的发热量最大,然后逐步降低;在B处,热流密度最低。同样可以得出C型层板热流密度分布,详见文献[7]。

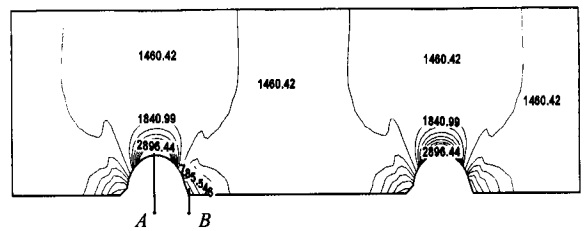


图5 电压 $E = 1\text{V}$ 时, B 型层板面板热流密度分布

Fig. 5 The heat flux distribution on the plate when the voltage value equals 1V

3 层板内通道换热系数的研究

从热流密度分布图得出一定电压下各点的热流密度 q_i ,由实验测出壁温 t_{wi} ,计算当地换热系数 s_i , $s_i = q_i / (t_{wi} - t_f)$, t_f 指来流的空气温度。根据误差分析,可得换热系数的不确定度 $d / s = 5.72\%$ 。由于层板冷却研究中常利用多孔冷却的模型,而多孔冷却的理论模型中常用容积换热系数 ν ,容积换热系数与工程上常用的面积加权平均的换热系数间的关系为: $\nu = s \cdot S / V$, 式中: V 是层板体积; S 为层板整个换热面积。对多孔层板而言,单位体积内的换热面积越大越好。对于进、出气孔内的强制对流换热,采

用 Dittus-Boelter 经验公式 $Nu_d = 0.023\{1 + (d/l)^{0.7}\} Re_d^{0.8} Pr_d^{0.3}$ 。柱面上的换热系数取上下板换热系数 h_{sup} 和 h_{down} 的平均值: $h_p = 0.5 \cdot (h_{sup} + h_{down})$

3.1 C 型绕流方案内通道的换热研究

图 6 和图 7 给出了圆形扰流柱不同高度时层板内部局部换热系数分布。由图 6 可以看出,在驻点附近是高紊流度区,导致该区存在很大的换热。气流剧烈地由轴向转向径向时(可称之为壁面射流),气流冲击到扰流柱柱面上,会卷起一个主漩涡,在层板的底面和扰流柱相接的地方,会存在一个角涡,文献[8,9]指出在主漩涡和角涡之间还会存在至少一个涡。因此冲击区附近是多种涡系存在的地方,其中多种涡系对换热的增强起着很大的作用。而后,随离驻点距离变大,粘性附面层逐渐变厚,换热系数降低。在 1 号扰流柱 110° 左右出现“小裂片”,(图 7 更为明显),可以看到换热系数亦比较大,这是由于气流在扰流柱附近加速,剧烈的运动和旋转造成了高换热区。

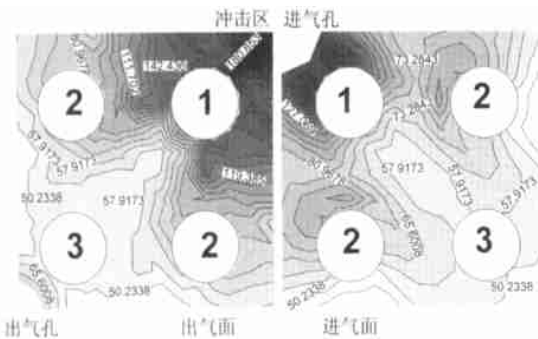


图 6 柱高 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SCC1422 内表面换热云图

Fig. 6 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

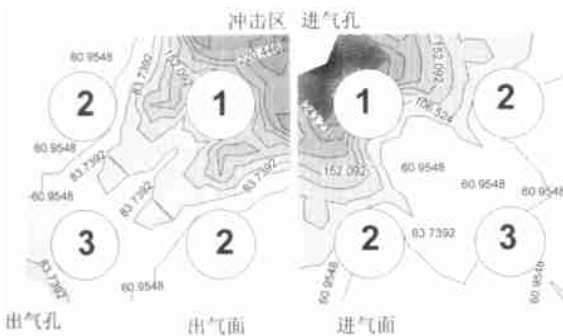


图 7 柱高 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SCC1322 内表面换热云图

Fig. 7 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

在绕过第 1 号扰流柱的下游区,换热系数明显降低。从图 6 还可看出气流主要从柱子 1,2 之间通过,造成该区域换热系数比外侧换热系数高。在 1 号柱子的尾迹区,属于低换热系数区。在出口处,由于气流的抽吸,换热系数比周围有所上升。

由于流经进气孔的速度较大,冲击到出气面上的气流其中有一部分气流会冲击到进气面上,形成二次冲击,因此强化了进气面上的换热。在图 6 的进气面上可以看到在 2 号扰流柱前面出现的一小片局部高换热区,这是由于气流冲击到 2 号扰流柱上受阻引起气流的反卷,使得气流冲刷扰流柱前表面所致。

当减小柱子高度(图 7),使换热系数分布云图明显与图 6 不同,主要特点是,1,2,3 柱间的换热系数明显高于外围的换热系数,气流主要从 1,2 号扰流柱之间通过,这种情形比高扰流柱的情况更为突出。上述现象可以作如下解释:由于低柱子层板的流阻要比高柱子的流阻大,因此在相同雷诺数条件下,低柱子层板出口孔处的压力要比高柱子层板出口孔处的压力低,这就有可能导致冲击后的气流没有到达 2 号柱子而被出口低压拉向出口孔,气流直接从 2 号柱子之间通过,从而在整个出气面的换热系数分布图上表现出冲击区和出气孔之间形成了一高换热系数带。而在进气板面上,压力分布对出口压力反映没有象出气面那样敏感,换热系数分布也就与冲击面情况有所不同。

图 8 显示了方形扰流柱的板面换热情况。气流经过进气孔冲击到出气板后,气流的紊流度大增,由于流经进气孔的速度较大,冲击出气板后部分气流将向进气板方向反弹,这就形成了扰流柱前半面高换热区。随后气流在出口低压的牵引下

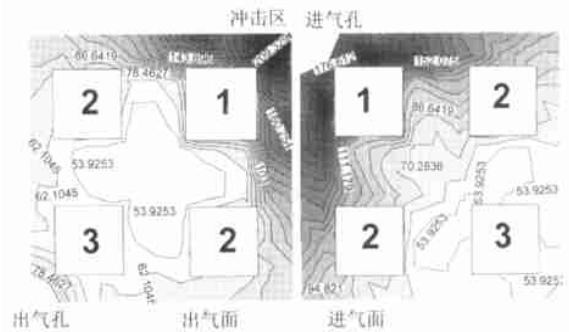


图 8 柱高 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SSC1422 内表面换热云图

Fig. 8 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

向下游流动,方形扰流柱头部的楔形体调节了气流的流向,使得气流在前面明显分支并主要从两边通道流过,因此直通通道中的流速较大,换热系数也较大。而在1,2,3号柱子中间出现较大气流滞止回流区,换热系数较低,是换热的薄弱区域,较大的换热系数差别有可能造成层板板面温度梯度大,引起大的热应力。

对比图6、图8以及图9,不难发现菱形扰流柱冲击区附近的换热系数最大,这可能是由于菱形扰流柱前形成的反向旋转的涡系对钝体前面的传热传质起到增加作用^[8]。由于菱形扰流柱前钝体表面使得前冲击点附近的区域减少,而且菱形扰流柱前面的棱角阻挡了气流的畅流,因此相同压比下,菱形扰流柱层板阻力最大。从1号扰流柱狭通道流过的的气流,在压差的驱动下向下游流动,由于流通面积的增大,气流流速下降,换热系数降低。由于有少量一部分气流进入中间的“迷宫”,造成1,2,3号柱子中间出现较大低换热区,该区域要比方形的换热区大些,亦属于换热薄弱环节。

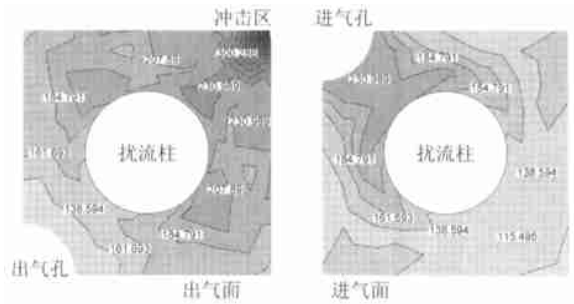


图11 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SCB1422 内表面换热云图

Fig. 11 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

换热情况,这两种层板结构内表面换热系数分布类似。在冲击区附近是高换热区,由于射流冲击到板面以后,转向,再冲击到扰流柱上,使得气流在扰流柱表面附近加速,造成了扰流柱附近的高换热区。而在扰流柱的背风区,换热系数较小。对比扰流柱后半部分的进气面和出气面(特别高柱子时),发现出气面的换热系数高于进气面上的换热系数,这是由于出气孔的抽吸使得气流脱离进气板表面向出气孔流出,出气孔板上的流速要高于进气板上的流速所致。

由于冲击距离的增高,冲击区换热系数降低,而且气体流动空间的增加,流速的降低,使得图11的换热系数值要明显低于图10中的换热系数值。

图12表示了方形扰流柱板面换热的分布。方形扰流柱前半部分与前面介绍的图8中1号柱前换热差不多,在进气面上的扰流柱附近有两局部高换热区,这是由于冲击气流受阻反卷到进气面上所致。气流流过直通通道后,在压差的驱动下向出口流动,但是由于方形扰流柱突出的棱角造成了气流强烈分离,主流的分流减少了空气流通,使得气流拐弯并加速,造成拐角外侧附近的高换热区。扰流柱的后半部分是低换热区,随后由于

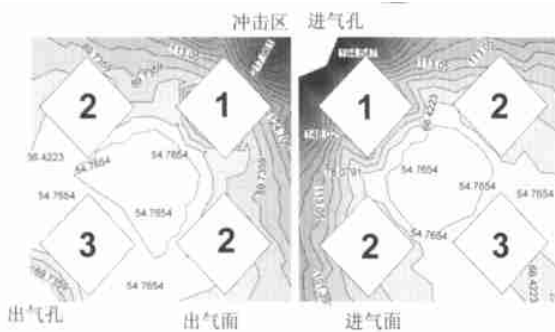


图9 柱高 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SRC1422 内表面换热云图

Fig. 9 $H = 16\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

3.2 B型绕流方案内通道的换热研究

图10和图11显示了不同高度扰流柱周围的

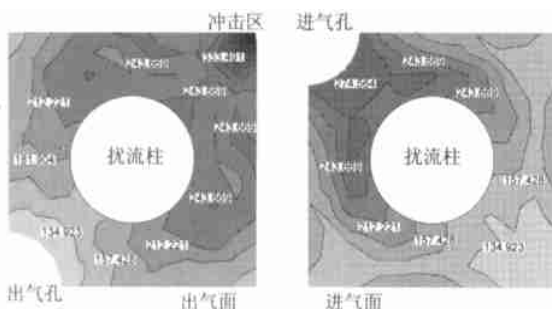


图10 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SCB1322 内表面换热云图

Fig. 10 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

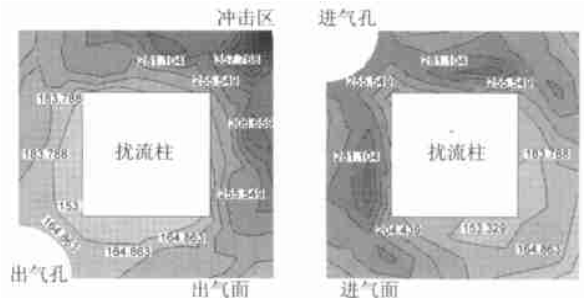


图12 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$,层板 SSB1322 内表面换热云图

Fig. 12 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

出气孔的抽吸使得气流汇合,换热系数有所回升。

图 13 显示了菱形扰流柱板面换热的分布。与前面介绍的各种层板换热情况类似,在冲击区以及进口孔附近的区域换热系数最高,属于高换热区。气流经过拐角处的狭通道流出后,随着流通面积的不断扩大,流速不断降低,换热系数也越来越低。在冲击孔附近,会看到进气面的换热要高于出气面,其理由是由于进气孔的散热影响,使得该区出现了超过冲击区换热的情况。

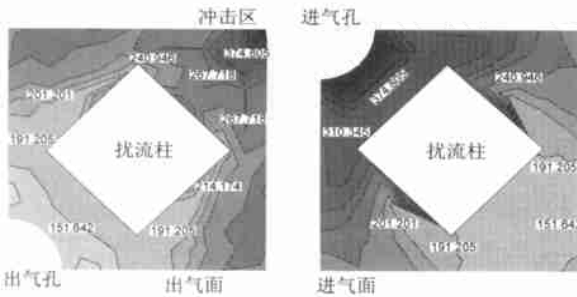


图 13 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$, 层板 SRB1322 内表面换热云图

Fig. 13 $H = 8\text{mm}$, $Re = 30000$, the heat transfer coefficient contour distribution on the plate

4 层板内通道换热准则方程的确定

将实验得到的换热系数 s 表达成 $Nu_d = s \cdot d / \lambda$, 其中: d 为冲击孔直径; s 为与流体相接触的面积上的平均换热系数; λ 是冷却气流的导热系数。并整理 $Nu_d \sim Re_d$ 经验准则方程图 14。 $Re_d = Vd / \mu$ 为冲击孔的雷诺数。图 14 表示了不同扰流方案换热的对比,可以看出,B 型层板的平均换热系数要比 C 型层板的平均换热系数大。这是由于相同雷诺数下,B 型层板通过冷风量要比 C 型层板的大,有利于将热带走。这也说明冲

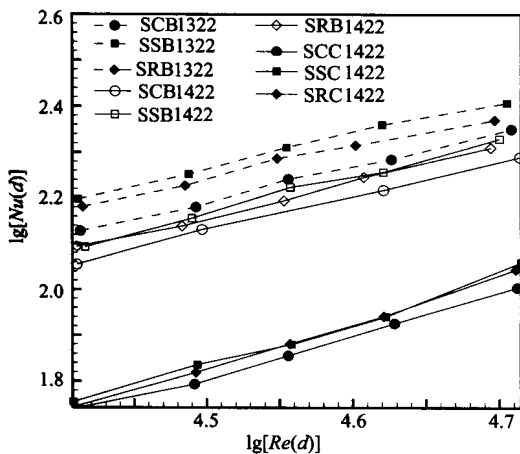


图 14 以冲击孔 d 为特征尺寸层板模型换热准则

Fig. 14 The Nusselt number versus Reynolds number

击孔间距会对双层壁换热系数有影响,换热系数是随孔间距的增大而减少的。另外,换热系数亦随冲击距离增大而减少的。

从图 14 中可以看出,方形扰流柱的换热要好于圆柱、菱形扰流柱,而菱形扰流柱要好于圆形扰流柱。图中的数据还显示,绕流方案以及扰流柱形状的影响在低通道高度的条件下表现得明显得多。

在工程应用中,通常将体积和面积之比作为多孔层板的内部换热的特征尺寸,拟合得出的层板平均换热准则关系式,其中努谢尔特数、雷诺数定义如下: $Nu_v = \lambda / (V/S)^2$, $Re_v = (V)_{vs} (V/S) / \mu$, $(V)_{vs}$ 为单位迎风面积上的冷气密流。整理成如图 15 所示,反映出不同的多孔层板模型的 Nu_v 随 Re_v 的变化规律。图中还显示某文献提供的俄罗斯研究结果。通过拟合整理出实用准则方程(表 2)。

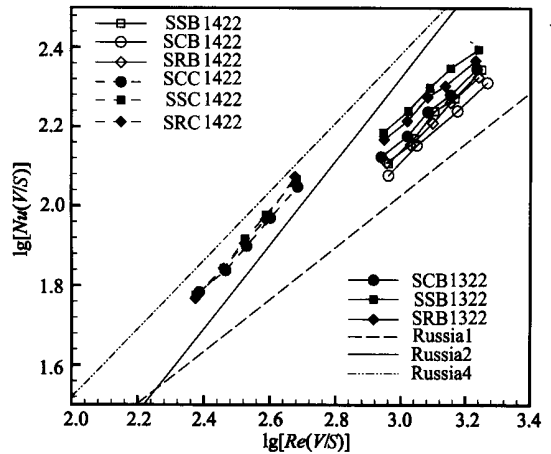


图 15 以体积面积比为特征的换热准则

Fig. 15 The Nusselt number versus Reynolds number

表 2 层板换热模型的换热准则方程

Table 2 The heat transfer rule of the lamilloy

序号	类别	准则方程
1	SSB1322	$Nu_v = 1.0790 \cdot Re_v^{0.7310}$
2	SCB1322	$Nu_v = 0.7827 \cdot Re_v^{0.7576}$
3	SRB1322	$Nu_v = 1.1696 \cdot Re_v^{0.7121}$
4	SSB1422	$Nu_v = 0.4694 \cdot Re_v^{0.8227}$
5	SCB1422	$Nu_v = 0.6906 \cdot Re_v^{0.7564}$
6	SRB1422	$Nu_v = 0.6310 \cdot Re_v^{0.7787}$
7	SCC1322	$Nu_v = 0.3601 \cdot Re_v^{0.9582}$
8	SSC1422	$Nu_v = 0.3109 \cdot Re_v^{0.9593}$
9	SCC1422	$Nu_v = 0.4343 \cdot Re_v^{0.8956}$
10	SRC1422	$Nu_v = 0.2457 \cdot Re_v^{0.9984}$

5 结论

(1) 扰流柱的高低对换热系数的分布有很大

的影响;方形的扰流柱结构平均换热系数要好于圆形、菱形扰流柱结构的层板;低通道高度的层板平均换热系数要高于高通道高度的平均换热系数;B型层板的平均换热系数要高于C型层板的平均换热系数;

(2) 在冲击驻点附近换热最强,属于高换热区;在进气孔附近也存在高换热区;在出气孔附近,由于气流的抽吸,使得在出口处,换热系数有所升高;

(3) 从整理出的经验准则方程来看,随着雷诺数的增加,平均换热系数随之增大,并且两者基本成对数线性变化。

参 考 文 献

- [1] Nealy D A, Reider 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] Mongia H C, Reider S B. Allsion combustion research and development activities[R]. AIAA-85-1402, 1985.
- [3] Rolls-Royce Aerospace Group. The Jet Engine [Z]. Rolls-Royce Group Publishing Company, England, 1986.
- [4] 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.
(Yu X H, Liu S L. The investigation of the flow characteristic on the lamilloy[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(4): 47 - 50.)
- [5] 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.

(Dong Z R, Yu X H, Liu S L. Experimental and numerical investigation of internal-flow resistance characteristic in laminate porous plate[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 381 - 386.)

- [6] 陆大有, 于广经. 传热基础[M]. 北京: 宇航出版社, 1987.
(Lu D Y, Yu G J. The foundation of heat transfer[M]. Beijing: Astronautic Publishing House, 1987.)
- [7] 郁新华. 层板冷却特性的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2001.
(Yu X H, Investigation of the cooling characteristics of lamilloy[D]. Xi an: Northwestern Polytechnic University, 2001.)
- [8] Goldsten R J. Convective mass transfer from a square cylinder and its base plate[J]. International Journal Heat Transfer, 1991, 33(4): 9 - 17.

作者简介:



郁新华(1972 -) 男, 江苏泰兴人, 博士后, 研究领域航空发动机高温部件的传热和冷却技术、发动机性能、计算流体力学。联系电话: 0791 - 8468674。Email: yu_xin_hua@21cn.com

全栋梁(1976 -) 男, 浙江杭州人, 博士, 研究领域航空发动机高温部件的传热和冷却技术。联系电话: 029 - 8486075。

刘松龄(1935 -) 男, 教授, 博士生导师, 主要从事涡轮叶栅通道流场及端壁换热, 发动机空气系统的计算, 高温部件的传热和冷却技术。联系电话: 029 - 8492746。

许都纯(1963 -) 男, 高级工程师, 主要从事涡轮叶片外部换热的研究。联系电话: 029 - 8492746。

(责任编辑: 李铁柏)