

文章编号:1000-8055(2009)07-1500-07

内冷通道带肋和出流孔壁面的换热研究

苏福彬, 朱惠人, 郭 涛, 许都纯

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用热色液晶瞬态测量技术对带有肋和单排出流孔的内流通道进行了换热实验研究. 实验在主流雷诺数 Re 为 20 000~80 000 和出流比 Br 为 0.30~0.60 情况下, 测量了通道内全表面换热系数分布, 重点分析了主流雷诺数和出流比对换热的影响. 实验结果显示: ①出流孔附近区域的换热得到强化; 肋前的换热系数大于肋后的换热系数; ②出流比和雷诺数的改变对全表面的换热分布规律影响不大; ③在本实验的参数范围内, 出流比的增加对全表面的换热系数和换热增强程度基本没什么影响; 雷诺数的增加使得全表面的换热系数增大, 换热增强程度减弱.

关 键 词: 热色液晶; 出流孔; 肋; 换热系数; 内流通道

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Heat transfer enhancement within an internal passage by combinations of ribs and suction holes

SU Fu-bin, ZHU Hui-ren, GUO Tao, XU Du-chun

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The experimental investigations of heat transfer characteristics of internal passage with rib and suction hole have been conducted. The transient thermochromic liquid crystal technique was used to measure the heat transfer coefficients in the case that Reynolds number (based on average mainstream velocity and hydraulic diameter of the internal passage) changed from 20 000 to 80 000 and suction ratios (Br) changed from 0.30 to 0.60. The results show that heat transfer is firstly enhanced near suction holes. Also, the heat transfer coefficients of upstream ribs are larger than those downstream. Secondly, heat transfer distribution of the wall is not significantly affected by changes in suction ratios and Reynolds number. Thirdly, within the range of parameters, changes in suction ratios do not significantly affect the magnitudes of average heat transfer coefficients and heat transfer enhancement. However, the value of average heat transfer coefficients increases as Reynolds number increases, but the enhancement factor distributions are found to be a weak function of the Reynolds number.

Key words: thermochromic liquid crystal; suction hole; rib; heat transfer coefficients; internal passage

提高航空发动机涡轮前温度是获得更高的推重比和循环效率的重要手段, 先进机型的涡轮入

口温度已远高于涡轮材料的熔点, 为保证叶片正常工作, 必须对叶片进行有效冷却. 带肋和气膜孔

收稿日期: 2008-07-08; **修订日期:** 2008-12-12

基金项目: 国家 973 计划(2007CB707701)

作者简介: 苏福彬(1982-), 男, 福建龙岩人, 硕士生, 研究领域: 航空发动机高温部件冷却技术. E-mail: sfbchina@163.com

通道是涡轮叶片常采用的冷却结构之一,冷气在叶片内部的带肋通道内流动带走热量的同时,一部分冷气从气膜孔喷出,覆盖在叶片表面形成气膜冷却,在涡轮叶片外部对叶片进行保护.目前的研究多针对壁面带肋通道^[1-3]或有气膜孔出流的通道^[4]单独展开,而在实际涡轮叶片冷却结构的设计中,肋和气膜孔往往同时存在,肋的扰流作用和气膜孔出流的抽吸作用共同对通道内的流动^[5]和壁面的换热产生影响,增强了通道壁面换热分布及其变化规律的复杂性.针对这种情况,本文对带肋和气膜孔通道壁面的换热特性进行实验研究,重点研究通道入口雷诺数和出流比对内流通道壁面换热的影响.

1 实验装置及测试方法

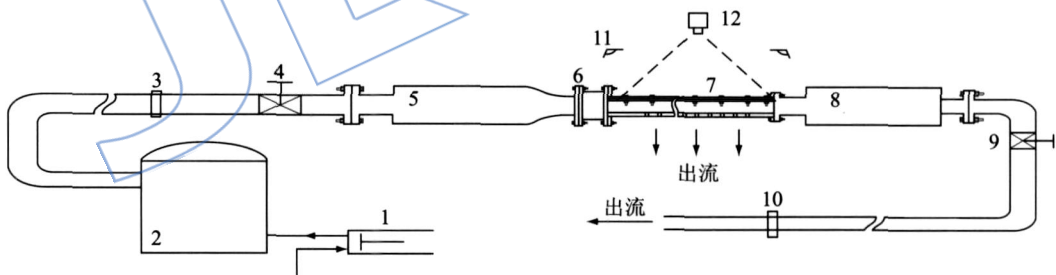
1.1 实验装置

本实验是在如图 1 所示的系统中完成的,其中气流从通道入口进入实验段后,一部分从实验通道带肋和出流孔壁面的出流孔流出,一部分从实验段出口流出.进入实验段的流量以及实验段出口流量由阀门 4 和 9 调节,通道入口流量由孔板流量计 3 测量,出流比由流量计 3 和 10 测量结果计算得到.实验段如图 2 所示,其中带肋不带出

流孔的壁面布置 14 根肋,有出流孔的壁面布置 15 根肋,它们之间的相对位置为错排且互相平行.实验通道截面高宽比为 1,肋距 P 为 70 mm,肋距与通道当量直径之比 P/D_e 为 1. 肋距与肋宽之比 P/e 为 10,肋高与肋宽比 h/e 为 1.0,肋与主流的角度 α 为 90° .在带肋和出流孔的壁面上,每两根肋之间布置有 1 个气膜孔,总数为 14 个,出流孔位于两肋中心,出流孔直径与通道当量直径之比 d/D_e 为 0.1.

1.2 测试方法

本实验只测量了除肋表面外其他表面区域的换热系数.采用热色液晶瞬态技术进行测量,具体做法是:在实验件表面均匀喷涂热色液晶,液晶的颜色与壁面温度有确定关系,当流过研究表面的气流温度迅速升高时,会使壁面温度升高,壁面温度的分布和变化过程即由热色液晶的变色过程展现出来.液晶变色的快慢与实验件初始温度、气流温度及研究表面的换热系数等有关,因此当实验时间足够短时,只要准确记录实验件初始温度、气流温度及研究表面温度变化的过程,并已知实验件物性,就可以依据一维半无限大非稳态导热理论计算出换热系数.



1 压缩机; 2 气罐; 3, 10 流量计; 4, 9 阀门; 5 前稳定箱; 6 快速加热器;
7 实验通道; 8 后稳定箱; 11 光源; 12 摄像机

图 1 实验装置

Fig. 1 Experimental apparatus

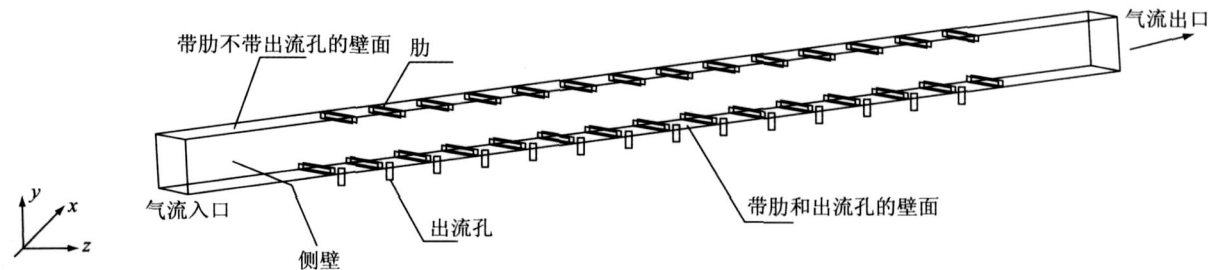


图 2 实验段

Fig. 2 Experimental section

严格讲,在所有非均匀壁温的对流换热实验中,换热壁面内的导热都不是一维的,本实验也不例外.但是依据文献[6]的研究结果,在换热面侧向换热系数梯度小于 $70 \times 10^3 \text{ W/m}^3$ 时,其内部垂直于壁面方向的导热是最主要的,侧向导热对瞬态测量换热系数的结果影响非常小 ($< 3.5\%$). 在本实验中,最大换热系数梯度出现在孔的附近,约为 $3.5 \times 10^3 \text{ W/m}^3$,因此换热面内侧向导热的的影响可以忽略不计,即测量壁面内部可以认为是一维导热的.另一方面,根据热传导理论,对于一块厚 δ 的平板,当其侧面突然受到一热扰动时,如果其厚度 $\delta \geq 4 \sqrt{a \cdot \tau}$ (a 为测量板热扩散率),则在时间 τ 内可以用半无限大导热理论计算平板中的导热.本文实验中的测量板材料为有机玻璃,其厚度 $\delta = 20 \text{ mm}$,实验时间都在 2 min 以内,依据有机玻璃的物性可以计算出,实验板厚度满足上述条件.综上所述,本实验采用一维半无限大瞬态导热理论处理数据是可行的.根据该理论,实验件表面某一点的温度的随时间的变化关系式如下^[7]:

$$T_w(\tau) = T_0 + (T_g - T_0) \times \left[1 - \exp\left(-\frac{h^2 \tau}{\rho \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\tau}}{(\rho \lambda)^{1/2}}\right) \right] \quad (1)$$

其中 T_w 为壁面温度,实验研究中即为热色液晶的显色温度, T_0 为流体和实验件的初始温度, T_g 为流体被加热后的温度, h 为局部换热系数, τ 为加热时间, ρ , c 和 λ 分别为实验件的密度、比热容和导热系数.上式成立的条件是气流温度必须在瞬间被加热到 T_g ,为此专门设计了气流快速加热器,可在 1 s 内将流体的温度加热到实验需要的温度.

根据文献[8]的研究,换热系数的不确定度由下式确定:

$$\frac{P_h}{h} = \Phi_h \left(\frac{P_T}{T_g - T_0} \right) \quad (2)$$

式中 P_h 和 P_T 分别是换热系数和温度测量的绝对误差,本实验 P_T 为 273.3 K ; Φ_h 与气流和壁面的过余温比有关,本项研究中壁温 T_w 即液晶的显色温度,为 308 K ,气流温度 T_g 在实验中为 333 K 左右,气流和实验件的初始温度 T_0 为 $295 \sim 301 \text{ K}$.利用文献[8]的提供方法计算,本实验的总不确定度约为 6.6% .

2 实验结果及分析

本文研究中的一些主要参数定义如下:

通道总出流比 Br

$$Br = \frac{m_{\text{inlet}} - m_{\text{outlet}}}{m_{\text{inlet}}} \quad (3)$$

其中 m_{inlet} 为内流通道进口质量流量, m_{outlet} 为内流通道出口质量流量.

通道入口雷诺数 Re

$$Re = \frac{\frac{m_{\text{inlet}}}{A_{\text{Cmin}}} D_e}{\mu} \quad (4)$$

其中 μ 为气流的动力黏度, A_{Cmin} 为通道入口的横截面积, D_e 为通道当量直径.

局部换热系数 h

$$h = \frac{q_w}{T_{\text{aw}} - T_w} \quad (5)$$

其中 q_w 为壁面局部热流密度, T_{aw} 为绝热壁温,在低速流换热中,认为绝热壁温等于核心区气流温度, T_w 为壁面局部温度.

全表面平均努赛尔数 N_{ut}

$$N_{\text{ut}} = \bar{h} D_e / \lambda \quad (6)$$

式中 λ 为空气的导热系数.

本项研究的通道入口雷诺数 Re 为 $80\,000$, $60\,000$, $40\,000$ 和 $20\,000$,出流比 Br 为 0 , 0.3 , 0.45 和 0.6 .

2.1 带肋和出流孔壁面的换热增强系数分布

图3给出了雷诺数为 $80\,000$,出流比分别为 0.30 及 0.60 和雷诺数为 $20\,000$,出流比为 0.30 和 0 时带肋和出流孔壁面的换热增强系数 N_u/N_{u0} 分布云图, N_u/N_{u0} 可表示换热被强化的程度.其中 N_{u0} 是按照经典的光滑管内强制对流换热经验公式 $N_{u0} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$ 计算的.图3(a)和(b)显示了在没有出流比不同雷诺数下, N_u/N_{u0} 的分布;图3(c)和(d)显示了相同雷诺数,不同出流比下 N_u/N_{u0} 的分布;图3(d)和(e)显示了不同雷诺数,相同出流比下 N_u/N_{u0} 的分布;从图中显示:①相同雷诺数,出流比越大,换热被强化的局部区域范围以及换热被强化的程度也相对越大;②不同雷诺数,相同出流比下,雷诺数越小,内表面换热被强化的程度越大;③相同雷诺数,由于出流的抽吸作用,使得内表面的换热明显比没有出流情况下强;④不同雷诺数,在没有出流下,雷诺数越小,内表面换热被强化的程度越大,这种规律与在相同出流比,不同雷诺数下的情况是相同的.

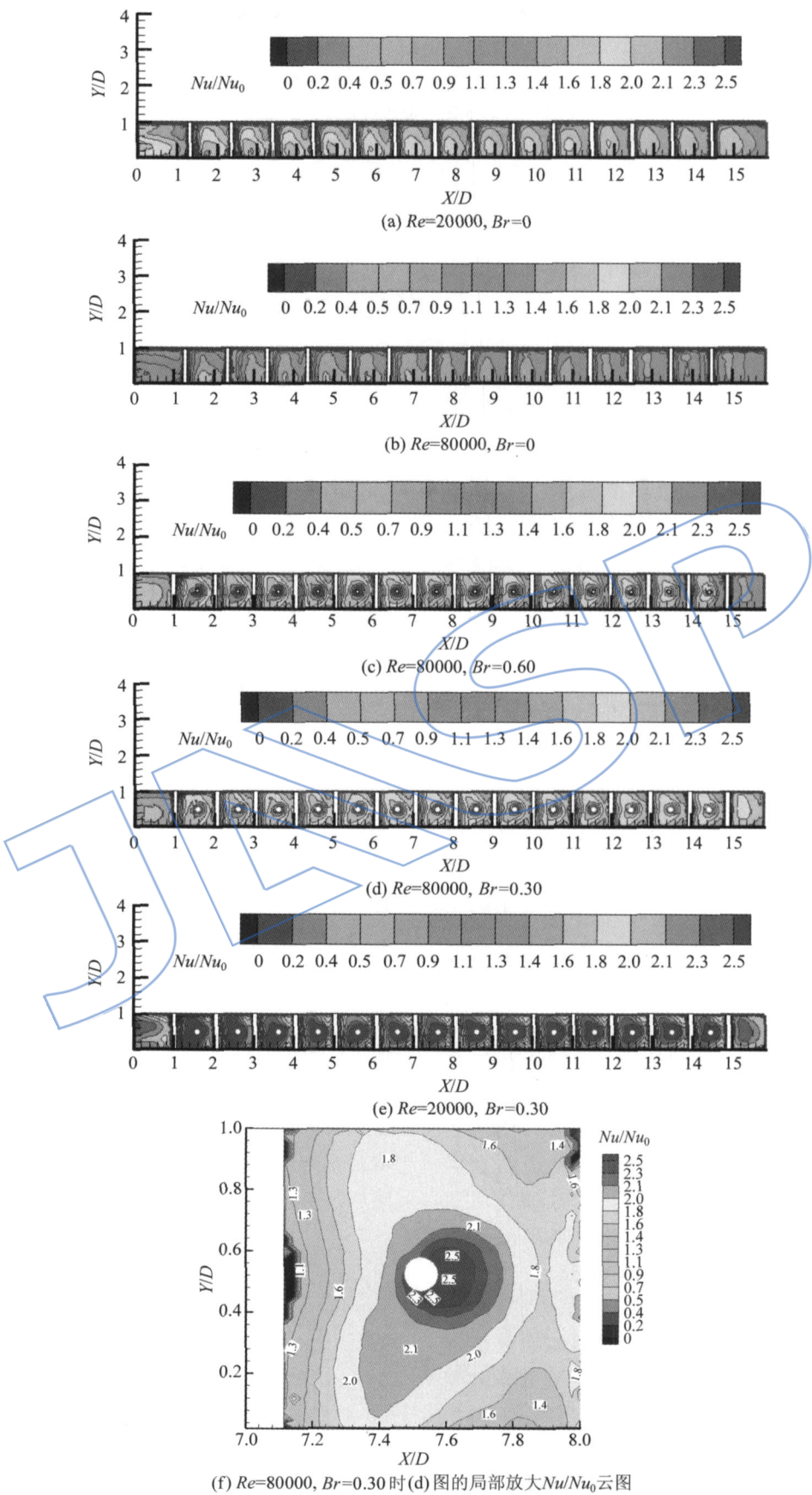


图 3 带肋和出流孔壁面的换热增强系数云图

Fig. 3 Contours of heat transfer enhancement of the surface with rib and hole

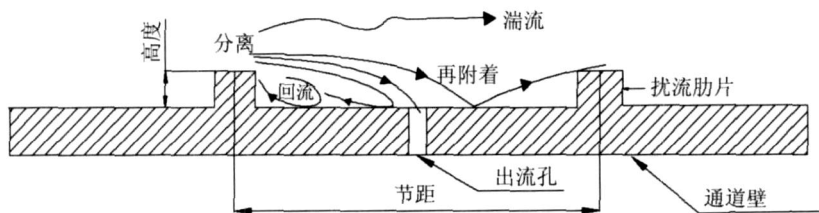


图4 换热系数增强的流动分享和肋片扰流的简图

Fig. 4 Sketch of flow separation and turbulent flow effecting of rib on heat transfer enhancement

同时从云图可以看出:从通道入口到第一根肋的位置,换热系数基本不变.而后由于周期肋的存在,换热系数的分布也呈现周期性的分布.但是在不同周期上的换热系数值却不完全一样.由于肋的扰流作用,从第一根肋至第九根肋,测试表面的换热系数逐渐增加,第九根肋后换热系数逐渐减少,因此展向的平均换热系数沿着流动方向先略微增大后逐渐减小.同时可以看到,测试表面最大的换热系数都是出现在出流孔的附近区域,而肋前的换热系数也比较大,并且越靠近肋,换热系数越大;在肋后的换热系数较小,并且越靠近肋,换热系数越小,见图3(f).

图4给出了气体流过有扰流肋片和出流孔表面的简图,从图中可以看到边界层在肋片上游和下游处的分离.流动分离和边界层再附着于传热表面,提高了换热系数.此外,分离的边界层增强了湍流混合,因而靠近表面的热量可以更有效的散入主流中,从而提高了换热系数.

出流孔的附近区域换热很强,但孔上游和下游的换热得到强化的原因并不相同,在出流孔上游区域,出流作用使流动加速,边界层厚度减小,换热增强.在出流孔下游,一方面,出流的存在吸除了原有的边界层,新的边界层在孔后重新生成和发展,另一方面,出流的抽吸作用使通道中心的气流向壁面偏转,在紧靠出流孔的下游区域对壁面形成冲击或斜冲击,换热得到强化.出流比越大,这种主流对壁面的冲击、扰动作用就越强,影响范围也更大,因此换热被强化的区域范围以及换热被强化的程度也相对越大.从图3(c)和(d)可见:在前8个出流孔,出流比越大,增强的区域也越大;随后由于在大出流比情况下,大部分的流量都从前面的8个出流孔流出,致使后6个出流孔出流已经比较少,流量变的很小,此时的速度相比小出流比的情况来的更低,换热增强程度减弱.因此,在最后一根肋

后的区域, $Br = 0.30$ 下的换热系数大于 $Br = 0.60$ 时的换热系数.

2.2 雷诺数及出流比对平均换热系数的影响

图5是带肋和出流孔壁面平均换热系数随雷诺数的变化图.从图5可以看出,在各种出流比下,带肋和出流孔壁面的平均努塞尔数都是随着 Re 数的增大而递增的,从 $Re = 20\,000 \sim 40\,000$ 带肋和出流孔壁面的平均努塞尔数的变化梯度相比 $Re = 40\,000 \sim 80\,000$ 来的大.从图6中可以看到,在相同雷诺数,有出流情况的平均换热系数基本都是没出流比时的1.5倍.而出流比从0.30提高到0.60时,平均努塞尔数基本是相等的,这说明出流的作用只是增强了孔附近很小区域的换热,对表面的平均努塞尔数几乎是没什么影响的.图7和图8给出了换热增强系数 Nu/Nu_0 随雷诺数及出流比的变化规律,可以看出,①在各种出流比下,换热增强系数随雷诺数的增加而减小,说明雷诺数越大,强化换热效果越低.这与雷诺数越大,光滑管内流动越趋于充分湍流状态有关.②当出流比从0提高到本实验出流比参数范围(0.30~0.60)时,全表面的换热增强系数增大;而在本实验出流比参数范围内,换热增强系数基本保持不变;③在所有实验出流比

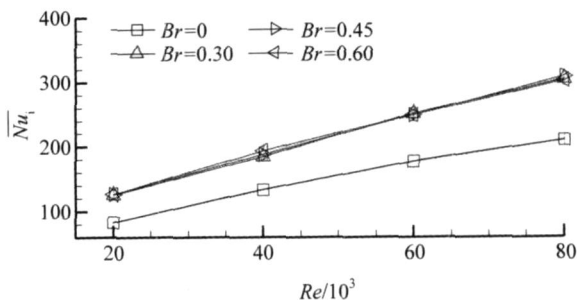


图5 平均努塞尔数随雷诺数的变化

Fig. 5 Average Nusselt number and Reynolds number

下,换热增强系数均大于 1,其中当 $Re = 20\,000$ 时,换热增强系数是最大,达到 2.2 左右;而雷诺数 $Re = 40\,000 \sim 80\,000$ 时,换热增强系数在 1.7~1.9 区间.说明 $Re = 20\,000 \sim 40\,000$ 时是个完全湍流流动的过程,这与 Acharya 等^[9]的研究结果是一致的.

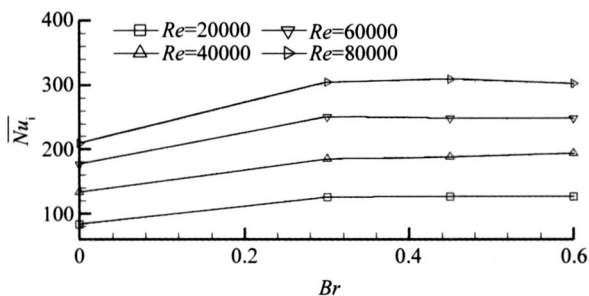


图 6 平均努塞尔数随出流比的变化

Fig. 6 Average Nusselt number and suction ratio

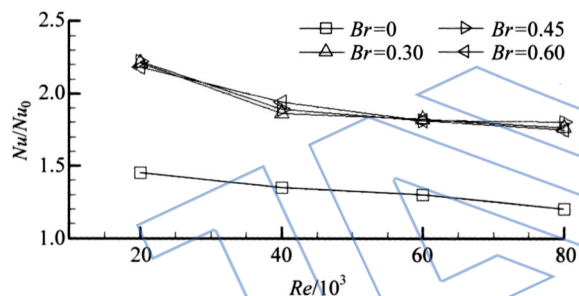


图 7 换热增强系数随雷诺数的变化

Fig. 7 Normalized heat transfer coefficient and Reynolds number

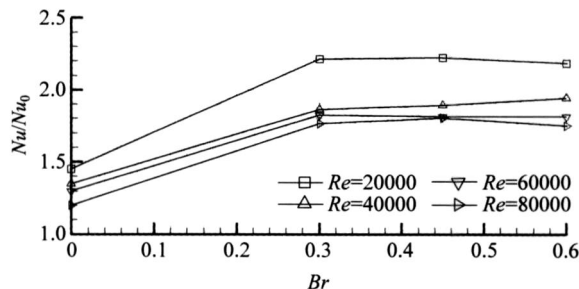


图 8 换热增强系数随出流比的变化

Fig. 8 Normalized heat transfer coefficient and suction ratio

3 结 论

本文采用热色液晶瞬态测量技术对带肋和出

流孔壁面进行了换热实验研究.研究了出流比及雷诺数对换热的影响,主要有以下结论:

1) 出流作用主要强化了出流孔附近区域的换热.与不带出流的情况相比,全表面换热增强幅度基本保持在 1.5 倍左右.而肋的扰流作用,使得肋前的换热系数比较大,并且越靠近肋,换热系数越大;肋后的换热系数较小,并且越靠近肋,换热系数越小.

2) 出流比和雷诺数的改变对肋前、肋后以及孔附近的换热分布规律影响不大.

3) 出流比从 0.30 提高到 0.60 时,出流比的增加对全表面的平均换热系数和换热增强程度基本没什么影响;雷诺数的增加使得全表面的平均换热系数增大,换热增强程度减弱.

参考文献:

- [1] 刘湘云,丁水汀,陶智,等.不同肋间距变截面回转通道内的流阻和换热特性[J].航空动力学报,2004,19(5):640-644.
LIU Xiangyun, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. Characteristic of flow resistance and heat transfer in a turnover variable cross-section channel with different rib pitches [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5): 640-644. (in Chinese)
- [2] Han J C. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1998, 110: 321-328.
- [3] Al-Qahtani M, Jang Y J, Chen H C, et al. Prediction of flow and heat transfer in rotating two-pass rectangular channels with 45-deg rib turbulators[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 146-152.
- [4] 裘云,朱惠人,许都纯,等.出流孔对内流通道壁面换热影响的实验[J].推进技术,2002,23(6):477-480.
QIU Yun, ZHU Huiren, XU Duchun, et al. Effect of suction hole on heat transfer characteristic of internal passage [J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(6): 477-480. (in Chinese)
- [5] 裘云,朱惠人,倪萌,等.带肋壁与出流孔内流通道中肋角度对流量系数的影响[J].航空动力学报,2003,18(2):233-238.
QIU Yun, ZHU Huiren, NI Meng, et al. Effect of rib turbulator orientation on the discharge coefficient of suction hole in the internal passage[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 233-238. (in Chinese)
- [6] Vedula R P, Metzger D E, Bickford W B. Effects of lateral and anisotropic conduction on determination of local convection heat transfer characteristics with transient tests and surface coatings[R]. Chicago, I. L.: Winter Annual Meeting of ASME, HTD-I, 1988: 21-27.

[7] Carslaw H S ,Jaeger J C. Conduction of heat in solids[M]. 2nd ed. Oxford ,U. K. : Oxford Science Publications , Claarendon Press , 1992.

[8] Yan Y Y,Owen J M. Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow ,2002 ,23 :29-35.

[9] Acharya S, Myrum T, Qiu X, et al. Developing and periodically developed flow , temperature and heat transfer in a ribbed duct [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer , 1997 ,40(2) :461-479.

