

DOI:10.16356/j.1005-2615.2018.04.007

高阻塞比肋化通道对流换热特性实验研究

罗 马¹ 贺宜红¹ 孙瑞嘉¹ 薛树林¹ 杨卫华²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 株洲, 412002;

2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京, 210016)

摘要:为了降低涡轮叶片温度以保证其安全性,采用实验方法对高阻塞比肋化通道内流动换热特性进行了测量。针对顺排和叉排两种肋化通道考察了多个主要影响因素对换热特性的影响规律,研究表明:(1)对于高阻塞比肋化通道,当流体在层流区域流动时,肋片对流体在通道内部对流换热的强化作用要明显高于湍流状态;(2)无论是顺排还是叉排肋化通道,当肋间距比为 10 时,其对应着最大的对流换热系数和最大的流阻损失;(3)在实验几何参数范围内,顺排肋化通道的对流换热系数和流阻系数均高于叉排通道;(4)在高阻塞比肋化通道中,流阻特性的变化规律和流动状态的转变规律基本与水力光滑通道相同。

关键词:涡轮叶片;肋化通道;对流换热;流阻特性

中图分类号:V231.1

文献标志码:A

文章编号:1005-2615(2018)04-0471-06

Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of High Blockage Ribs Channel

LUO Ma¹, HE Yihong¹, SUN Ruijia¹, XUE Shulin¹, YANG Weihua²

(1. Power Machinery Research Institute, The Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou, 412002, China;

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: In order to reduce the turbine blade temperature to ensure the safety, the experimental method is used to investigate the flow and heat transfer characteristic of ribbed channel with high blockage ratio, and the influence of several main factors on heat transfer characteristics is investigated for two kinds of ribbed channel with symmetric and staggered ribs. The experimental results show that: (1) The heat transfer coefficients are increased with the increase of Reynolds number, though at the cost of higher pressure losses; (2) when the rib spacing to height ratio is 10, it keeps the highest heat transfer coefficient in three kinds of rib spacing to height ratio 5, 10 and 15; (3) the heat transfer coefficient of symmetric arrangement ribs is higher than that of the staggered arrangement ribs, but the pressure losses of symmetric arrangement ribs is larger than that of the staggered arrangement ribs; (4) compared with one-side ribbed channel, the heat transfer coefficient of two-side ribbed channel is distinctly higher.

Key words: turbine blade; rib channel; convective heat transfer; flow friction factor

随着航空科学技术的飞速发展,航空发动机涡轮叶片的工作温度愈来愈高,环境愈来愈恶劣,如何确保涡轮叶片安全可靠地工作已成为科研工作

者急需解决的一个难点与关键。对涡轮叶片进行有效的冷却是确保其安全稳定工作,提高使用寿命的一个重要措施。一般而言,对涡轮叶片进行冷却

基金项目:国家自然科学基金(51276088)资助项目。

收稿日期:2017-04-15;**修订日期:**2018-03-26

通信作者:杨卫华,男,教授,博士生导师,E-mail:Yangwh@nuaa.edu.cn。

引用格式:罗马,贺宜红,孙瑞嘉,等.高阻塞比肋化通道对流换热特性实验研究[J].南京航空航天大学学报,2018,50(4):471-476. LUO Ma, HE Yihong, SUN Ruijia, et al. Experimental study on heat transfer characteristics of high blockage ribs channel[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2018, 50(4): 471-476.

主要从两方面着手:一是在涡轮叶片壁面开有气膜孔,冷却气流由气膜孔喷出,在叶片表面形成冷却气膜层,阻隔高温燃气与叶片壁面的对流换热,降低燃气对壁面的对流热负荷;二是在涡轮叶片内部采取措施强化冷却空气与叶片内部通道间的对流换热,以吸收高温燃气对涡轮叶片施加的热负荷。在叶片内部采用肋化通道是一种非常有效的强化换热方式,已在涡轮叶片内冷结构设计中得到了广泛应用。迄今为止,国内外学者针对阻塞比 5%~10%,雷诺数 Re 大于 8 000 的肋化通道流动换热特性开展了大量的研究,取得了丰硕的成果^[1-6]。Han 等人^[7-11]研究了两种肋化通道间距比(10, 20) 对对流换热系数的影响规律,结果表明,随着 Re 的增大,换热增强比呈现略微减小的趋势。Bailey 等人^[12-13]指出,在肋化通道中,最佳的肋间距比在 7~15 之间,同时 Han 等人^[14-15]又指出,带有倾斜角的肋化通道的对流换热特性要明显好于直肋情况,但会显著增大流阻损失。Kim 等人^[16]采用实验方法研究了进口速度型对于肋化通道流动换热特性的影响规律,研究发现,在入口区域进口速度型对肋后部的流动分离与再附着有着较大的影响,同时,流动阻力系数亦随着速度型的不同而发生明显变化。

随着涡轴发动机技术的不断进步,先进涡轴发动机涡轮叶片亦采用了肋化通道的措施以强化叶片内部换热,提高了涡轮叶片的耐温性和可靠性。但与大型涡扇发动机和燃气轮机涡轮叶片相比,涡轴发动机叶片内冷通道几何尺寸更小,且冷却气流在内冷通道的流动速度亦较慢, Re 一般低于 6 000。因此,采用高阻塞比肋化通道(阻塞比大于 20%)是强化涡轴发动机涡轮叶片内部对流换热的必然选择。然而,对于阻塞比大于 20%, $Re < 6\ 000$ 的高阻塞比肋化通道的流动换热特性,目前还未见报道。基于此,本文设计了阻塞比分别为 20% 和 30% 的两种高阻塞比肋化通道,在 $Re = 1\ 000 \sim 9\ 000$ 范围内对其流动换热特性开展实验研究,以期获得几何参数和流动参数对高阻塞比肋化通道流阻及换热特性的影响规律,为涡轮叶片内部冷却结构的设计提供有益的参考。

1 实验系统及实验件

实验系统如图 1 所示。压缩空气由压气机进入稳压罐中以保持气流平稳,随后进入实验段。通过调节管路中的阀门控制进入实验段的空气流量,并由质量流量计(精度为 1%)读出,气流流经实验段后直接排入大气。实验段壁面温度采用红外热

像仪直接读出,其精度为 $\pm 0.1\ ^\circ\text{C}$ ($0 \sim 100\ ^\circ\text{C}$)。为了准确得到红外热像温度分布,需对红外热像仪的测量结果进行标定,具体方法和标定结果见文献[17],本文不再赘述。所有的流量、温度及红外热像数据均由 HP34970A 数据采集系统实时采集。

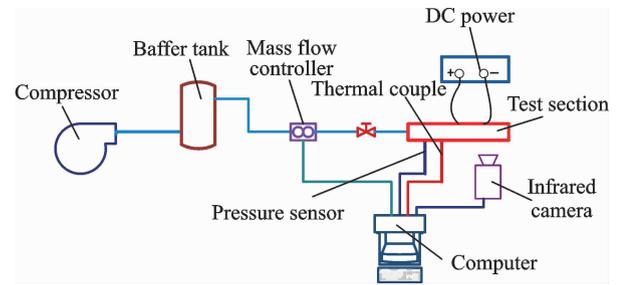


图 1 实验系统

Fig. 1 Experimental setup

实验段为两种尺寸的矩形通道,分别为 180 mm(长)×60 mm(宽)×15 mm(高)和 180 mm(长)×60 mm(宽)×9 mm(高),如图 2 所示。在实验段的入口布置有一支 T 型热电偶(精度为 $\pm 0.1\ ^\circ\text{C}$)和一支静压探针,分别用于测量入口气流温度和静压。为了保证通道壁面处于绝热状态,实验段底部为 20 mm 厚的胶木板,在其上面粘贴有厚度为 0.02 mm 的鍍铜膜,对其通以直流电以得到均匀热流。在加热膜表面喷涂黑漆以确保加热膜表面的黑度为 0.96。在通道的上部为红外玻璃,红外热像仪可以透过红外玻璃直接测量加热膜表面的温度分布。粗糙肋采用不锈钢加工而成,其截面为边长 3 mm 的正方形。将粗糙肋根据实验要求用 502 胶粘贴到加热膜和红外薄膜表面,构成了顺排和叉排两种粗糙肋通道,如图 3 所示。粗糙肋通道的几何尺寸如表 1 所示。

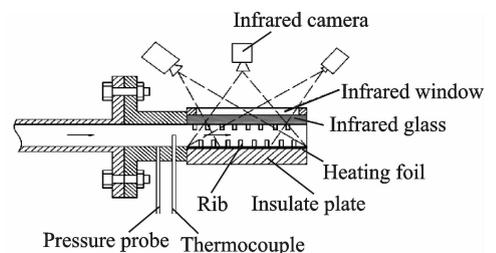


图 2 实验段示意图

Fig. 2 Schematic of test section

2 实验数据处理

肋化通道的雷诺数为

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (1)$$

式中: u 为通道入口气流平均流速; D 为通道的当

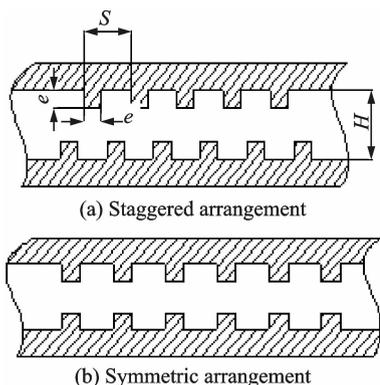


图 3 实验件示意图

Fig. 3 Schematic of test section

表 1 实验件几何尺寸

Tab. 1 Geometry dimensions of rib roughened channel

Rib arrangement	e	H	S	S/e	e/H
Symmetric arrangement	3	15	15	5	0.20
			30	10	
	45	15	5	0.33	
		30	10		
	45	15	5	0.20	
		30	10		
Staggered arrangement	3	15	15	5	0.20
			30	10	
	45	15	5	0.33	
		30	10		
	45	15	5	0.20	
		30	10		

量直径; ν 为气流的运动黏度。

肋化通道对流换热系数表达式为

$$h = \frac{Q - Q_{\text{loss}}}{A(T_w - T_a)} \quad (2)$$

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3)$$

式中: $Q = UI$ 为加热膜加热热流; A 为加热膜面积; T_w 和 T_a 分别为加热膜表面温度和通道入口气流温度; Q_{loss} 为加热膜热损失; λ 为气流的导热系数。在实验过程中,在胶木板外侧表面布置有 3 支热电偶,用于测量胶木板外表面温度,实验环境温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$,热电偶测得的胶木板外表面温度为 $26.5\text{ }^\circ\text{C}$,两者相差 $1.5\text{ }^\circ\text{C}$,因此可以近似认为 $Q_{\text{loss}} = 0$ 。

肋化通道的摩擦因数为

$$f = \frac{1}{2} \frac{D}{\rho u^2} \frac{p_{\text{in}} - p_{\text{out}}}{\Delta L} \quad (4)$$

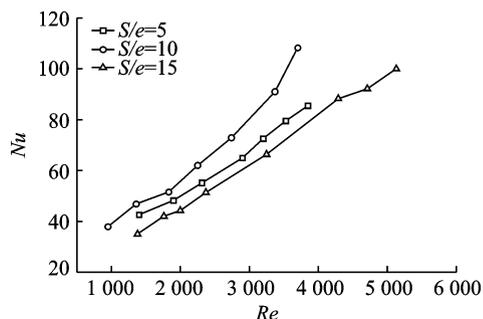
式中: p_{in} 和 p_{out} 分别为肋化通道进出口静压; ΔL 为肋化通道的长度。

根据文献[18]所述的误差分析方法,对流换热系数以及摩擦因数的误差分别为 $\pm 9.5\%$ 和 $\pm 6.3\%$ 。

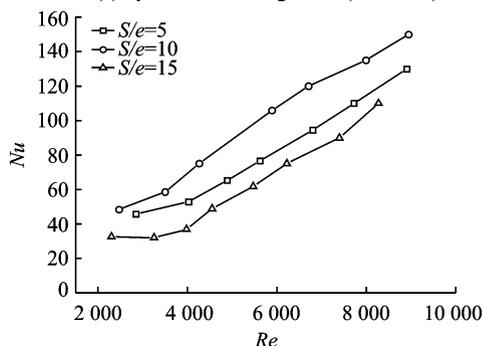
3 实验结果及分析

3.1 间距比对对流换热系数的影响

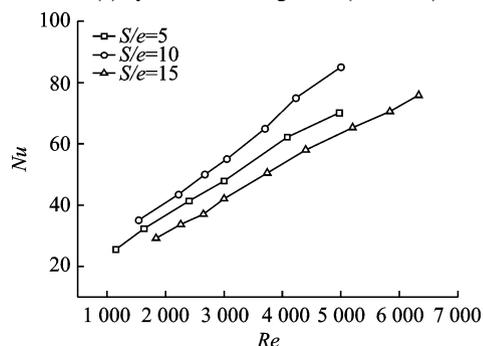
图 4 示出了顺排和叉排两种肋化通道的对流换热系数随肋间距比的变化。可以看出,肋间距比对对流换热系数有较大的影响。不管是顺排还是叉排肋化通道,肋间距比 $S/e=10$ 对应着最大的对流换热系数,而肋间距比 $S/e=15$ 对应着最小的对流换热系数, $S/e=5$ 的对流换热系数居于两者之



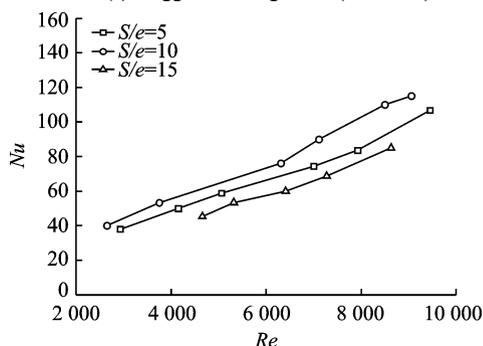
(a) Symmetric arrangement ($e/H=0.33$)



(b) Symmetric arrangement ($e/H=0.20$)



(c) Staggered arrangement ($e/H=0.33$)



(d) Staggered arrangement ($e/H=0.20$)

图 4 肋间距比对通道内部对流换热系数的影响

Fig. 4 Effect of rib pitch-to-height ratio S/e on Nusselt number

间。这表明,对于具有高阻塞比的肋化通道,当肋间距比为 $S/e=5, 10$ 和 15 时,存在一个最佳的肋间距比 $S/e=10$ 。一般而言,影响肋化通道对流换热特性的因素主要是粗糙肋后部的气流分离和气流再附着。随着肋间距比的增大,气流的分离与再附着现象对对流换热的作用愈来愈弱,而气流横掠平板对流换热现象的影响愈来愈明显,当肋间距比 $S/e=15$ 时,气流横掠平壁对流换热现象在整个肋化通道对流换热中起到了主导作用,因此对应着最小的对流换热系数。另一方面,随着肋间距比 S/e 逐渐减小,流体在壁面的再附着现象愈来愈弱,当肋间距比足够小时($S/e=5$),气流在壁面处的再附着现象消失,故造成其对应的肋化通道壁面对流换热系数亦较小,只有当肋间距比适中时($S/e=10$),肋后的气流分离与再附着现象最为明显,其对应着最大的对流换热系数。同时还可明显看出,随着 Re 的增大,肋化通道的对流换热系数呈逐渐增加的趋势。其原因显而易见:当流动雷诺数增大时,一方面肋化通道对流体的扰动增强,在肋化通道中流动的分流现象更加强烈,另一方面流体再附着现象更加明显,减小了壁面的边界层厚度,使得对流换热特性增强。

3.2 肋化通道排布形式对对流换热系数的影响

图5示出了肋化通道肋的排列形式对对流换热系数的影响。可以看出,肋排列形式对对流换热系数有着较大的影响,在本文研究范围内,顺排肋化通道的对流换热系数要明显高于叉排肋化通道

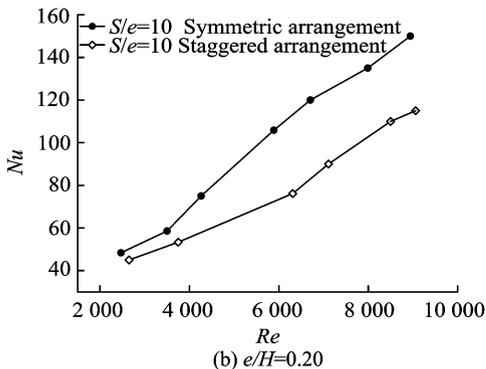
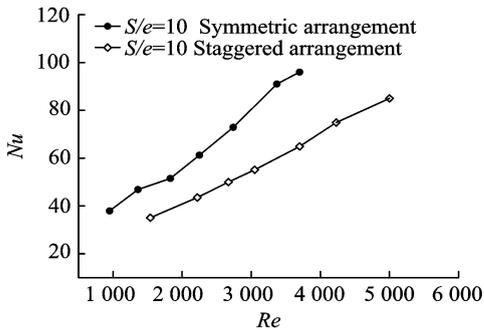


图5 肋排布形式对对流换热系数的影响

Fig. 5 Effect of rib arrangement on Nusselt number

的对流换热系数,这种差异亦随着通道阻塞比 e/H 的不同而略有不同。随着阻塞比的增大,这种差异亦逐渐升高,具体而言,在阻塞比 $e/H=0.33$ 时,两种肋排布形式所对应的对流换热系数差异要高于 $e/H=0.20$ 时的对流换热系数差异。造成上述现象的原因主要是,对于高阻塞比肋化通道,当粗糙肋顺排时,上下肋间的流通面积骤然减小,造成气流在肋前后呈现剧烈的收缩扩张,气流扰动加剧,不仅在肋后部形成强烈的气流分离,而且气流在壁面处的再附着亦得到强化,且此现象随着阻塞比的增大而愈加强烈,有效强化了壁面的对流换热。而对于叉排肋化通道,肋截面处的流通面积虽有减小,但程度远小于顺排,同时虽然壁面处的肋亦能够使气流在肋后形成分离和再附着,但其强度远低于顺排情况,此时的肋片对通道气流而言更接近于导流作用,故其对应的对流换热系数要明显低于顺排肋化通道的对流换热系数。

3.3 阻塞比对对流换热系数的影响

图6示出了肋化通道阻塞比对对流换热系数的影响。可以明显看出,随着阻塞比的增大,对流换热系数亦呈现增大的趋势,具体而言,阻塞比 $e/H=0.33$ 所对应的对流换热系数要明显高于 $e/H=0.20$ 所对应的对流换热系数。然而,由于肋化通道排列形式的不同使得两者的差异亦有所不同。很明显,在顺排肋化通道中阻塞比对对流换热系数的影响程度要明显高于叉排肋化通道。原因显而易见,随着阻塞比的增加,气流在通道内部的

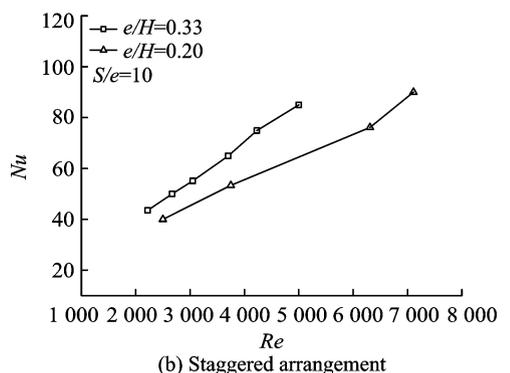
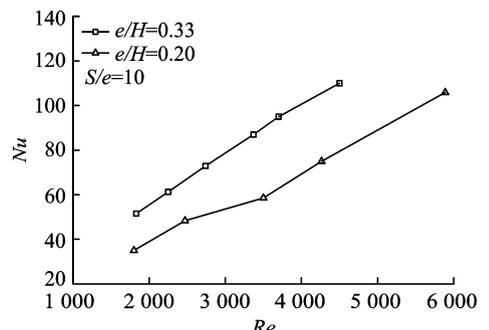


图6 堵塞比对通道对流换热系数的影响

Fig. 6 Effect of blockage ratio on Nusselt number

扰动愈加强烈,且在顺排肋化通道中气流的扰动要明显强于叉排通道,故造成在顺排通道中肋阻塞比对对流换热系数的影响要明显高于叉排。

3.4 肋化通道的对流换热系数比

图 7 示出了肋化通道的对流换热系数比 Nu/Nu_0 随 Re 的变化,其中 Nu_0 为光滑通道中对流换热系数。显而易见,当通道内部 $Re < 2\ 300$ 时,通道内部的流动为层流流动,故其对应的 $Nu_0 = 6.1^{[19]}$,而当 $Re > 2\ 300$ 时,通道内部流动为湍流流动,其对应的 Nu_0 为 $0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4}$ 。因此,肋化通道对流换热系数比分为两个区域,分别为 $Re < 2\ 300$ 的层流区域与 $Re > 2\ 300$ 的湍流区域。在层流区域,通道中肋的存在明显增强了对流换热,其换热增强比随着 Re 数的增加而显著增大。具体而言,对于顺排肋化通道,当其 Re 由 1 000 增大到 2 300 时,其对应的换热系数强化比增大了 5~10 倍,而对于叉排通道,当 Re 由 1 000 增大到 2 300 时,其对应的换热系数增加 4~7 倍。而在湍流区域,当 Re 由 3 000 增大到 6 000 时,对于 $S/e=10$ 的顺排和叉排通道所对应的换热系数分别增加 6~7 倍和 4.5 倍,而对于 $S/e=15$ 的肋化通道,换热系数强化比随 Re 的增大基本保持不变。上述现象表明,在层流区域增强肋片更有助于强化通道的对流换热。

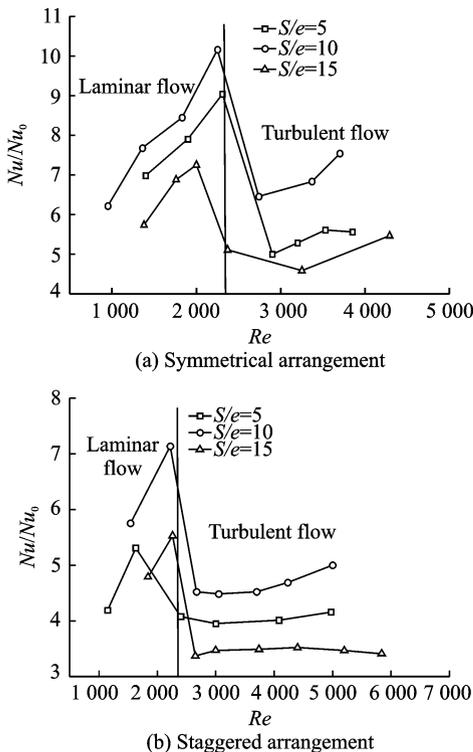


图 7 换热系数比随 Re 的变化 ($H/W=0.15$)

Fig. 7 Average Nusselt number ratio as a function of Reynolds number ($H/W=0.15$)

3.5 肋化通道的流阻损失

图 8 示出了肋化通道流阻损失随 Re 的变化。可以明显看出,以 $Re=2\ 500$ 为界,流阻系数 f 曲线分成明显的两个区域。当 $Re < 2\ 500$ 时,流阻系数随着 Re 的增加而呈现线性降低的趋势,这与传统的管内层流流阻特性相同,在 $Re=2\ 000\sim 3\ 000$ 区域,流阻系数达到最小值,随后,随着 Re 的增大,流阻系数逐渐升高,这亦与传统的管内湍流流阻特性相同。这种现象表明,当流体在高阻塞比肋化通道 ($e/H=0.20, 0.33$) 中流动时,在 $Re=2\ 000\sim 3\ 000$ 时,流体由层流向湍流过渡,这与传统的水

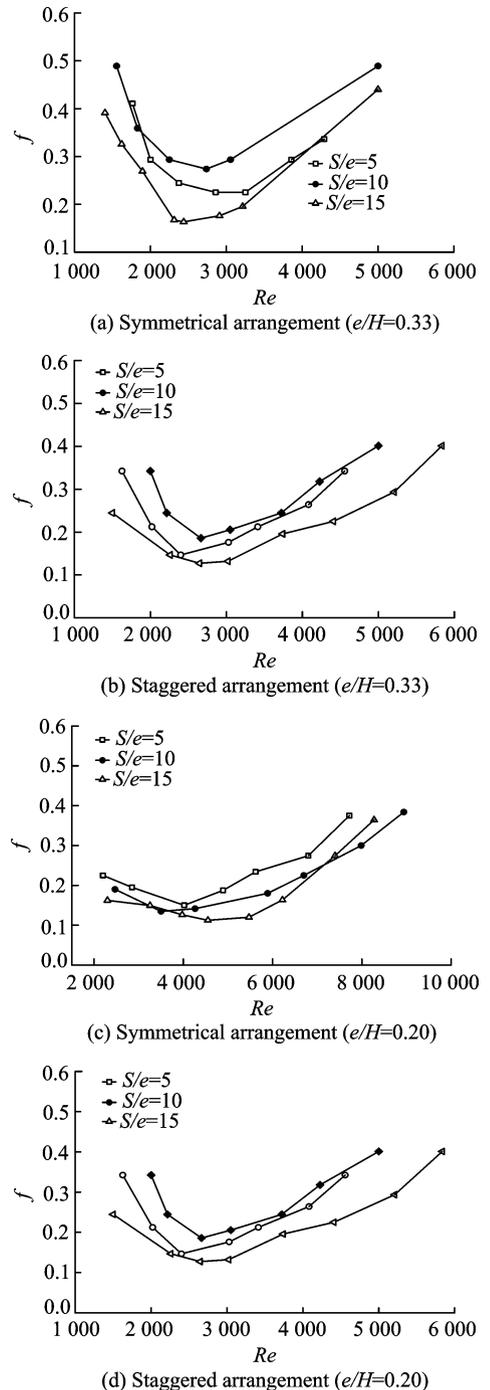


图 8 流阻系数随 Re 的变化

Fig. 8 Flow resistance coefficient versus Reynolds number

力光滑管内流体由层流向湍流过渡的临界 Re 相同。同时也可以明显看出,肋间距比 $S/e=10$ 的肋化通道对应着最大的流阻损失,相应地最小的流阻损失发生在 $S/e=15$ 的肋化通道中。这表明,当采用肋化通道强化对流换热时,最大的对流换热系数比对应着最大的流阻损失。因此,在涡轮叶片内部冷却结构设计时要综合考虑换热的增强与流阻的增大两者关系,做到两者兼顾,使得叶片内部冷却结构设计达到最优。

4 结 论

本文对高阻塞比肋化通道的流动换热特性进行了实验研究,结果表明:

(1) 肋间距比对肋化通道的对流换热系数有很大影响,在本文实验参数范围内存在一个最佳的肋间距比 $S/e=10$,其对应着最大的对流换热系数。

(2) 肋排布形式对肋化通道的对流换热特性有着很大的影响,在本文实验参数范围内,顺排肋化通道的对流换热系数要明显高于叉排肋化通道的对流换热系数;较大的阻塞比肋化通道对应着较高的对流换热系数。

(3) 对于高阻塞比肋化通道,当流体在层流区域流动时,肋片对流体在通道内部对流换热的强化作用要明显高于湍流状态。因此,对于小型航空发动机涡轮叶片内部冷却通道,加装肋片会显著增强冷却空气与通道壁面的对流换热,有效降低壁面温度。

(4) 在高阻塞比肋化通道中,流阻特性的变化规律和流动状态的转变规律与常规水力光滑管的规律基本相同。

参考文献:

[1] LIOU T, HWANG J. Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel[J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 1993, 36: 931-940.

[2] HAN J C, GLICKSMAN L R, ROHSENOW W M. An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces[J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 1978, 2:1143-1156.

[3] TASLIM M E, LI T, KERCHER D M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls[J]. *ASME J Turbomach*, 1996, 118:20-28.

[4] KIM K M, LEE H, KIM B S. Optimal design of an-

gled rib turbulators in a cooling channel[J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 2009, 45:1617-1625.

- [5] ASTARITA T, CARDONE G. Convective heat transfer in a square channel with angled ribs on two opposite walls[J]. *Exp Fluids*, 2003, 34:625-634.
- [6] TASLIM M E, LIU H A. A combined numerical and experimental study of heat transfer in a roughened square channel with 45-deg ribs[J]. *Int J Rotating Mach*, 2005, 1:60-66.
- [7] HAN J C. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators [J]. *ASME J of Heat Transfer*, 1988, 110:321-328.
- [8] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S V. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. New York: Taylor & Francis, 2000.
- [9] WAGNER J H, JOHNSON B V, HAJEK T J. Heat transfer in rotating passages with smooth walls and radial outward flow[J]. *ASME J Turbomach* 1991, 113: 42-51.
- [10] WAGNER J H, JOHNSON B V, KOOPER F C. Heat transfer in rotating passage with smooth walls [J]. *ASME J Turbomach*, 1991, 113:321-330.
- [11] HAN J C, ZHANG Y M, KALKUEHLER K. Uneven wall temperature effect on local heat transfer in a rotating two-pass square channel with smooth walls[J]. *ASME J Heat Transfer*, 1993, 115:912-920.
- [12] BAILEY J C, BUNKER R S. Heat transfer and friction with very high blockage 45 deg staggered turbulators[R]. GT2003-38611, 2003.
- [13] HAN J C. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib roughened walls[J]. *ASME J Heat Transfer*, 1984, 106:774-781.
- [14] HAN J C. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators [J]. *ASME J Heat Transfer*, 1988, 110:321-328.
- [15] HAN J C, PARK J S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators[J]. *Int J Heat and Mass Transfer*, 1988, 131:183-195.
- [16] KIM D H, LEE B J, PARK J S, et al. Effects of inlet velocity profile on flow and heat transfer in the entrance region of a ribbed channel[J]. *Int J of Heat and Mass Transfer*, 2016, 92:838-849.
- [17] YANG Weihua, LIU Xue, LI Guohui, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of film cooling using parallel-inlet holes[J]. *Int J of Thermal Sciences*, 2012, 60:32-40.
- [18] HOLMAN J P. Experimental methods for engineers 4th ed[M]. New York; McGraw_hill, 1984.
- [19] HOLMAN J P. Heat transfer[M]. [S. l.]: China Machine Press, 2005.