

# 宽雷诺数下肋参数对 U 型内冷通道流动与 换热特性影响的实验研究

万红牛<sup>1</sup>, 丁侯中<sup>1</sup>, 程想<sup>1</sup>, 陈黎<sup>1</sup>, 王进<sup>2</sup>, 冀文涛<sup>1</sup>, 陶文铨<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 河北工业大学能源与环境工程学院, 300401, 天津)

**摘要:** 为了研究肋高和通道高的比值( $e/H$ )、肋间距与肋高的比值( $P/e$ )以及肋角度( $\alpha$ )对 U 型带肋通道流动与换热特性的影响,采用铜板法结合热电偶测量壁面温度分布,对 6 个不同肋参数 U 型带肋通道的表面换热特性进行了实验研究。带肋通道截面为正方形,实验的  $Re$  为  $5.0 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^5$ 。研究结果表明,随着  $e/H$  和  $Re$  的增大,带肋通道的对流换热系数逐渐增大,但相应的流动损失增幅明显, $e/H$  从 0.08 增大到 0.12 时,通道的阻力系数增大了近一倍。对于  $e/H = 0.08$  的通道, $P/e$  分别为 6、8、10 时, $P/e$  为 8 时的对流换热系数和阻力损失均高于其他两种情况。相较于  $90^\circ$  正交肋,带角度的斜肋能够进一步增强带肋通道的对流换热, $75^\circ$  肋的强化效果略强于  $60^\circ$  肋。在实验参数范围内,对于几种不同的带肋 U 型通道,对流换热系数为光滑通道的 1.9 ~ 3.0 倍,阻力系数为光滑通道的 4 ~ 16 倍。综合考虑换热与流阻, $e/H = 0.08$ 、 $P/e = 8$ 、 $\alpha = 45^\circ$  的通道性能最好。

**关键词:** 涡轮叶片;内部冷却;带肋通道;对流换热

**中图分类号:** TK47 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202406010 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0103-11

## Experimental Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of U-Type Cooling Channels with Different Rib Turbulators within a Wide Reynolds Number Range

WAN Hongniu<sup>1</sup>, DING Yuzhong<sup>1</sup>, CHENG Xiang<sup>1</sup>, CHEN Li<sup>1</sup>,

WANG Jin<sup>2</sup>, JI Wentao<sup>1</sup>, TAO Wenquan<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of MOE, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China)

**Abstract:** In order to study the influence of rib height to channel height ratio ( $e/H$ ), rib spacing to rib height ratio ( $P/e$ ) and rib angle ( $\alpha$ ) on the flow and heat transfer characteristics of ribbed U-type channels, the channel wall surface temperature distribution is measured using copper plate method combining thermocouple. Experimental study of the heat transfer characteristics on the surface of ribbed U-type channel with 6 different rib parameters is carried out. The ribbed channel has a square cross section, and the Reynolds number in this experiment is from  $5.0 \times 10^3$  to  $1.0 \times 10^5$ . The experimental results show that with the increase of the  $e/H$  and Reynolds number, the convective heat transfer coefficient of the ribbed channel gradually increases, but the

corresponding pressure loss increases significantly. As the  $e/H$  increases from 0.08 to 0.12, the friction factor of the channel almost doubles. For channel with  $e/H=0.08$ , among the three cases with the  $P/e$  being 6, 8, and 10, the convective heat transfer coefficient and pressure loss are highest when the ratio is 8. The angled rib can further enhance the convective heat transfer in ribbed channels compared to the  $90^\circ$  orthogonal rib. Additionally, the  $75^\circ$  rib is slightly more effective than the  $60^\circ$  rib. Within the experimental parameter range, the convective heat transfer coefficient is 1.9—3.0 times that of the smooth channel, and the drag coefficient is about 4—6 times that of the smooth channel. Considering heat transfer and flow resistance comprehensively, under the conditions of  $e/H=0.08$ ,  $P/e=8$ , and  $\alpha=45^\circ$ , the thermal performance is the best.

**Keywords:** turbine vane; internal cooling; ribbed channel; convective heat transfer

燃气轮机作为一种重要的能源动力装置,被广泛运用于航空推进、舰船动力、石油化工、燃气发电等领域。提高涡轮进口温度能够显著提高燃气轮机的热效率<sup>[1]</sup>。随着燃气轮机性能的不不断提升,主流燃气温度已经远远超过涡轮叶片材料的耐热极限<sup>[2-3]</sup>。为了在这样的极端环境下保证涡轮叶片的安全运行和使用寿命,迫切需要更高效的涡轮叶片冷却技术。在叶片的中弦区,内部一般采用多流程的蛇形带肋通道进行冷却<sup>[4]</sup>。

长期以来,国内外学者对肋化通道的流动与换热特性进行了大量的研究。Han 等<sup>[5-6]</sup>和 Sewall 等<sup>[7]</sup>研究了肋角度对带肋通道换热与阻力特性的影响,发现斜肋具有比正交肋更高的壁面换热性能,并指出由斜置肋片引起的横向二次流是提高壁面换热的主要原因。席雷等<sup>[8]</sup>对于厚壁带肋通道的研究表明,厚壁带肋通道的阻力系数随着肋角度的增大大致呈升高趋势,平均努塞尔数随肋角度的增大呈先增大后减小的趋势。Gao 等<sup>[9]</sup>的研究也证明了这一点。Taslim 等<sup>[10]</sup>使用液晶测量技术对  $90^\circ$  肋通道的换热特性进行了实验研究。结果表明,肋间距  $P$  与肋高  $e$  之比(本文简称肋间距比)对通道换热性能的影响随肋高与通道高之比  $e/H$  的降低而减小,而且不同  $e/H$  会影响最佳肋间距比的取值。周明轩等<sup>[11]</sup>和 Yang 等<sup>[12]</sup>对低雷诺数下高阻塞比带肋通道的研究表明,肋间距的选取会显著影响通道的流动与换热性能。Ravi 等<sup>[13]</sup>对 4 个不同带肋 U 型通道的流动与换热特性进行了数值模拟,其流动雷诺数为  $2.0 \times 10^4 \sim 7.0 \times 10^4$ 。结果表明,传热系数的强化程度随雷诺数的增大而减小,阻力系数的增加幅度随雷诺数的增大而增大。这也和 Rallabandi 等<sup>[14]</sup>的实验研究结果相一致。

为了进一步提高带肋通道的热力性能,Krishnaswamy 和 Sivan<sup>[15]</sup>对 V 型肋通道和 W 型肋

通道的换热特性进行了实验研究。结果表明,相较于传统斜肋通道,传热效果都有所增强,但是通道跨向上的传热变化较大。邓贺方等<sup>[16]</sup>对狭缝斜肋通道的流动与换热特性进行了数值模拟。结果表明,狭缝的存在虽然减小了通道整体的换热系数,但也降低了通道的阻力损失。Chang 等<sup>[17]</sup>对一种新型阶梯式斑马肋 U 型通道的流动与换热情况进行了实验研究和数值模拟,其流动雷诺数为  $5.0 \times 10^3 \sim 1.5 \times 10^4$ 。结果表明,新型阶梯式斑马肋能在合适的压降下显著地提高通道的换热,其能效较传统斜肋通道大幅增强。

对于多流程带肋冷却通道,除了肋片之外, $180^\circ$  弯头引起的复杂流动特征也会对通道中的流动与换热特性产生重要影响。Schabacker 等<sup>[18-19]</sup>使用粒子图像测速法测量了  $Re=5.0 \times 10^4$  时光滑 U 型通道中的流场结构和  $Re=4.6 \times 10^4$  时  $45^\circ$  带肋 U 型通道中的流场结构。研究发现,由弯头引起的二次流和冲击作用会显著影响弯头区域和弯头后区域的流动换热情况。You 等<sup>[20]</sup>实验研究了不同形状的弯头对 U 型带肋通道中流动与换热特性的影响,其流动雷诺数为  $1.2 \times 10^4$ 。结果表明,流体在矩形弯头中的加速效果比在圆形弯头中更强烈,对弯头后区域的冲击作用更大,换热也更强。Gao 等<sup>[21]</sup>在  $Re=3.0 \times 10^4$  下的数值模拟结果也证明了这一点。

从文献对比可见,虽然已有很多带肋内冷通道相关的研究,但在比较宽的雷诺数范围内,系统研究不同肋结构参数对内冷通道流动换热影响的实验研究结果仍相对较少。本文针对重型燃机的实际情况,设计了 6 组不同肋参数的 U 型带肋通道,采用铜块加热法结合热电偶测量壁面温度分布,研究了  $Re$  在  $5.0 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^5$  范围下带肋通道的流动与换热特性。实验数据可以为透平叶片内部冷却结构设计提供理论支持和数据支撑。

# 1 实验系统及实验方案

## 1.1 实验系统

如图 1 所示,实验测试系统主要由压缩机组、电加热器、质量流量计、直流电源、实验段以及数据采集系统等组成。实验过程中,从储气罐出来的气体经电加热器调节控制到所需温度后进入实验段对高温壁面进行冷却,之后直接排出到室外。实验中通过调节旁路阀门和质量流量计来控制冷却气体的流量,使用直流电源为铜板背面的加热膜供电,从而为铜板壁面提供均匀恒定的热流密度,通过调节实验段后的背压阀来控制实验段进口压力一致。使用压力扫描阀测量实验通道进出口静压,使用 T 型热电偶测量实验通道进出口温度和铜板壁面温度,测量得到的压力和温度信息通过数据采集系统采集并录入计算机,以供后续处理分析。

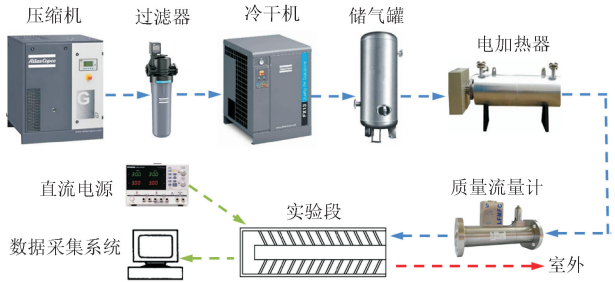


图 1 对流换热实验系统  
Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

## 1.2 实验段通道

为了研究肋高( $e$ )、肋间距比( $P/e$ )以及肋角度( $\alpha$ )对带肋通道流动与换热特性的影响,一共设计了 6 组不同肋参数的实验通道,每个实验通道的几何参数相同,只是肋的结构与排布不同。6 个实验通道具体的肋参数如表 1 所示。

表 1 实验通道肋参数

| Table 1 The rib parameters of experimental channels |               |                  |                     |
|-----------------------------------------------------|---------------|------------------|---------------------|
| 实验通道                                                | $e/\text{mm}$ | $P \cdot e^{-1}$ | $\alpha/(^{\circ})$ |
| 1                                                   | 1.2           | 8                | 90                  |
| 2                                                   | 1.2           | 8                | 75                  |
| 3                                                   | 1.2           | 8                | 60                  |
| 4                                                   | 0.8           | 6                | 45                  |
| 5                                                   | 0.8           | 8                | 45                  |
| 6                                                   | 0.8           | 10               | 45                  |

图 2 为实验通道 3 的结构尺寸示意。实验通道为 U 型带肋通道,通道截面为正方形,通道水力直径  $D_h$  为 10 mm。在加热段前后有两个长 150 mm 的未加热段,以提供更好的进出口边界条件。整个加热段的总长为 292 mm,第一流程和第二流程为带肋直加热段,其长  $l$  为 112 mm,使得  $l/D_h=11.2$ 。直加热段上下壁面设有截面为矩形的平行肋,内外壁面未带肋。180°弯道为光滑加热段,长 68 mm。

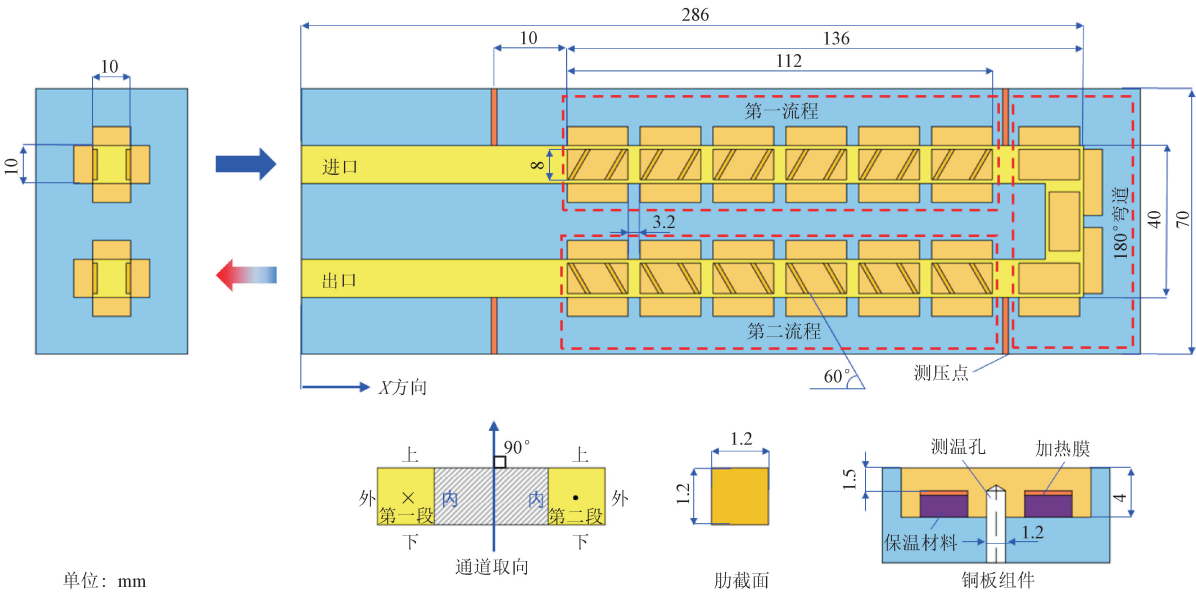


图 2 实验通道 3 的结构尺寸示意  
Fig. 2 Schematic diagram of the structural dimensions of experimental channel 3

为了获得局部换热系数,将 58 块  $16\text{ mm} \times 8\text{ mm}$  的铜板嵌入到有机玻璃框架中。框架外包裹厚度  $20\text{ mm}$  的保温层以减少实验段向外界的散热。直加热段的每个壁面上各有 6 块铜板,在流向上相邻铜板之间间隔  $3.2\text{ mm}$ ,在跨向上铜板与相邻壁面之间间隔  $1\text{ mm}$ ,以此来降低临近铜板间的导热。在  $180^\circ$  转弯处,10 块铜板被布置在 3 个壁面上。外壁上布置了 4 块铜板,上壁面和下壁面上分别布置了 3 块铜板,内壁面未布置铜板。每个铜板都由一个小型薄膜加热器独立加热,所有的薄膜加热器串联起来,为铜板提供恒定的热通量。每块铜板的壁温通过放置在铜板背面测温孔中的 T 型热电偶直接测量。热电偶外径  $1\text{ mm}$ ,对应铜板热电偶安装孔的内径为  $1.2\text{ mm}$ ,在安装时,热电偶顶端涂抹导热

硅脂以减少接触热阻。铜板背面敷以保温材料以减少铜块传递给框架的热量。

为了测量流经管道的摩擦阻力,在整个 U 型通道中设置了 4 个压力测量点。其中,两个测量点分别位于通道进出口前  $10\text{ mm}$  处的外表面,测量通道截面的平均静压。另外两个测量点分别位于通道第一流程后的外表面和通道第二流程前的外表面。但是,由于  $180^\circ$  弯道引起的冲击和分离,这两点测得的压力仅代表传感器感知到的有效压力,而不是截面的平均静压。

图 3 为带肋铜板以及组装上铜板的有机玻璃框架实物。肋是和铜板一体车出,相比于黏接肋的方式,大大减少了接触热阻。铜块和有机玻璃框架组装后贴合完好,通道壁面平整,满足实验要求。

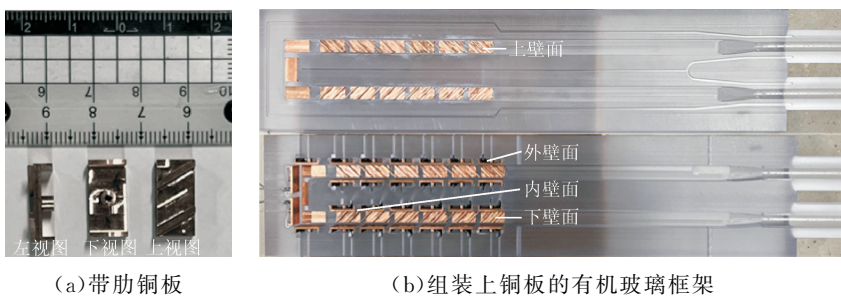


图 3 带肋铜板及组装上铜板的有机玻璃框架实物

Fig. 3 Photographs of ribbed copper plates and plexiglass frames assembled with upper copper plates

### 1.3 参数计算

局部平均换热系数( $h$ )是通过从被加热铜板传递给冷却流体的净热量( $Q_{\text{net}}$ )、换热面积( $A$ ,光滑铜板表面)、区域平均壁温( $T_w$ )和冷却气体的局部平均温度( $T_b$ )来计算的,具体计算公式如下

$$h = \frac{Q_{\text{net}}}{A(T_w - T_b)} \quad (1)$$

净热量是通过测量每个薄膜加热器产生的能量( $I^2R$ , $I$ 表示直流电源供给薄膜加热器的电流, $R$ 表示薄膜加热器的电阻)和耗散到环境中热损失( $Q_{\text{loss}}$ )来获得,其定义如下

$$Q_{\text{net}} = I^2R - Q_{\text{loss}} \quad (2)$$

热损失校准是在无流动条件下,在通道内填入绝热保温材料,消除通道内的自然对流,然后测量直流电源输送的功率和各铜板的温度。根据能量守恒原理可获得不同工况的热损失。不同位置冷却气体的温度是根据测得的实验段的进出口平均温度,基于线性插值法获得。

将努塞尔数除以光滑通道的努塞尔数(如 Dittus-Boelter 公式<sup>[22]</sup>所示),得到努塞尔数比

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{hD_h/\lambda}{0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}} \quad (3)$$

式中: $Nu_0$ 为光滑通道的  $Nu$ ; $\lambda$ 为冷却气体的导热系数。

冷却通道中的摩擦损失是通过实验段入口到出口的压降来确定的。摩擦系数的计算公式如下

$$f = \frac{\Delta P}{4(L/D_h)(0.5\rho v^2)} \quad (4)$$

式中: $L$ 为加热段通道总长度; $\rho$ 为冷却气体密度; $v$ 为冷却气体的流速。

将摩擦系数除以光滑通道的湍流摩擦因子(如 Blasius 方程<sup>[23]</sup>所示),得到摩擦因子比

$$\frac{f}{f_0} = \frac{f}{0.079Re^{-0.25}} \quad (5)$$

使用式(6)所示的性能比较指标<sup>[24]</sup>对本实验中带肋通道的强化换热表面性能进行综合评价

$$k = \frac{\ln(Nu/Nu_0)}{\ln(f/f_0)} \quad (6)$$

若  $k < 0.290$ ,表明传热强化的同时会导致更高的能耗,并不节能;若  $0.290 \leq k < 0.457$ ,表明在等

泵功下能够强化传热;若  $0.457 \leq k < 1$ , 表明在等压降下能够强化传热;若  $k \geq 1$ , 表明在等流量下能够强化传热。

#### 1.4 不确定度分析

实验中所需测量的物理量主要包括冷却空气流量、进出口冷却空气温度、通道壁面温度以及通道进出口压力。其中,质量流量计所测冷却空气流量的相对不确定度为  $\pm 2\%$ , T型热电偶所测进出口冷却空气温度和通道壁面温度的相对误差为  $\pm 0.2\text{ K}$ , 压力扫描阀所测通道进出口压力的相对不确定度为  $\pm 0.05\%$ 。此外,参数计算所用空气热物性参数的相对不确定度为  $\pm 0.8\%$ , 由于加工精度产生的相对几何误差为  $\pm 1\%$ , 直流电源电流示数的相对不确定度为  $\pm 0.2\%$ 。采用 Coleman 和 Steele<sup>[25]</sup> 提出的实验测量不确定度的计算方法来确定努塞尔数和阻力系数的相对不确定度。最终,得到努塞尔数的相对不确定度为  $\pm 7\%$ , 阻力系数的相对不确定度为  $\pm 5\%$ 。

#### 1.5 实验可靠性验证

为了验证实验方法的可靠性,在进行本文的实验之前,采用相同的方法对 Fu 等<sup>[26]</sup> 的实验数据进行复现验证。图4为相同工况下实验测试努塞尔数和文献中努塞尔数的对比,其中  $Nu_i$  为对应位置壁面的局部努塞尔数。可以看出,两者的整体趋势一致,误差范围为  $1.8\% \sim 15.7\%$ , 平均误差为  $7.8\%$ , 实验测得的努塞尔数稍大于文献中的努塞尔数,该差异主要是由热损失校准上的不同造成的。通过对比验证实验,可证明本文实验系统的可靠性。

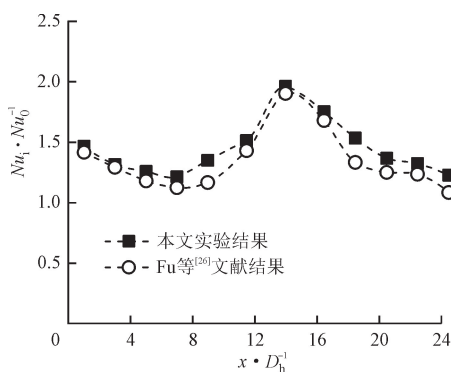


图4 实验数据可靠性验证

Fig. 4 Experimental data reliability verification

## 2 结果与讨论

### 2.1 U型带肋通道内的流动特征

关于U型带肋通道中的流动特征,目前已经得到了较为深入的研究<sup>[6,19,27]</sup>。U型带肋通道流动结

构示意如图5所示。在带肋壁面上,气流在流经肋片上表面时发生分离,并在紧邻肋片下游处产生一较小的回流区,之后气流又在肋片下游一定距离处与通道壁面重新附着,其后随着流动发展,边界层逐渐增厚。此外,斜置的肋还会在通道内引起横向的二次流涡,且具体的特征流动结构还随肋片的形式与布置而有所不同。图5展示了本文研究的平行布置斜肋引起的二次流涡结构。当流体流经  $180^\circ$  弯道时,弯道及其下游流程的外壁面受到主流的冲击,而在弯道内壁附近则发生流动的分离,于此同时在弯道处的二次流截面上会产生一对向旋转的涡对,复杂流动特征所引起的扰动也使得弯道具有较高的压力损失。

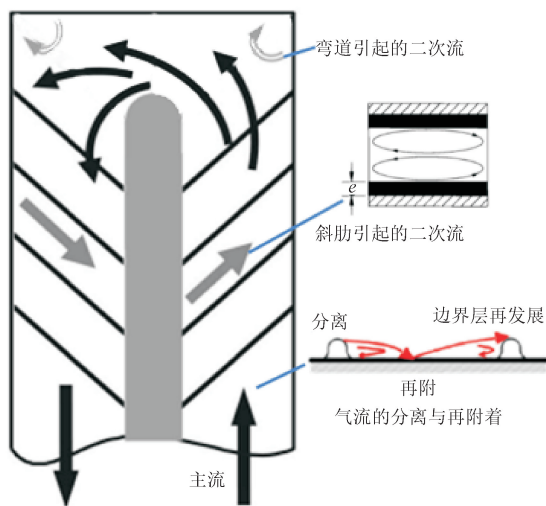


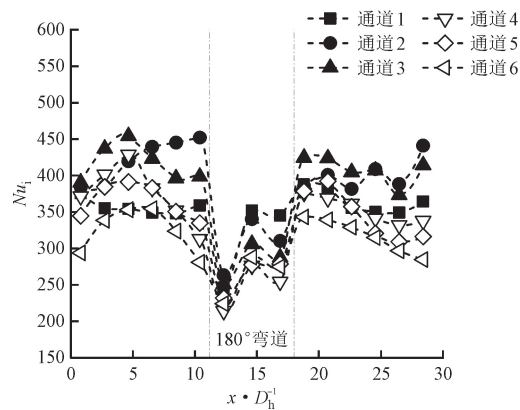
图5 U型带肋通道流动结构示意图

Fig. 5 Flow structure diagram of U-type ribbed channel

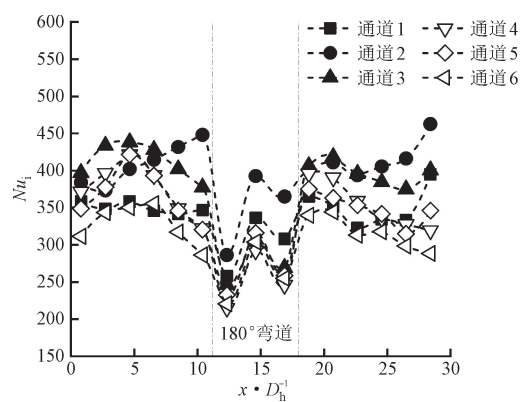
### 2.2 壁面局部努塞尔数分布

图6为  $Re = 5.0 \times 10^4$  时,6个实验通道不同壁面的局部努塞尔数分布情况。可以看出,同一通道上下壁面局部努塞尔数沿流向的变化趋势几乎完全一致,并且上下壁面相对应位置的局部努塞尔数也十分相近,表明了U型通道前后实验数据测量的一致性。由于在加热段前预留了足够长的未加热段供冷却流体充分发展,消除了入口效应,所以在U型通道第一流程入口处并未出现明显的高换热区域。对于上下带肋壁面,在第一流程上,6个U型带肋通道局部努塞尔数沿流向的变化趋势大致为“先增大,后减小”。冷却空气在进入加热段后,由于肋片引起的扰动不断积累,壁面的传热沿流向逐渐增强,局部努塞尔数也逐渐上升。当冷却空气到达一定位置后,流体的平均速度和湍流动能充分发展,壁面努塞尔数达到最大值并基本不再变化。在近弯道处,由

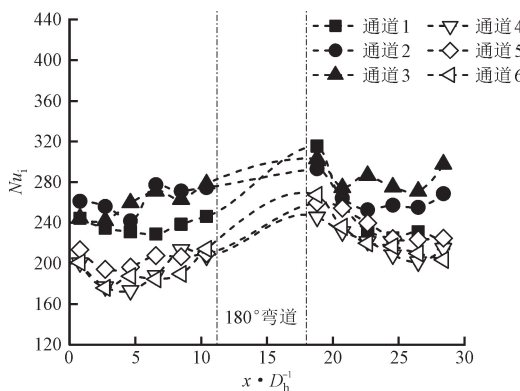
于弯道引起的径向流动与斜肋引起的横向流动方向相反,削弱了壁面的传热,所以壁面局部努塞尔数有所下降<sup>[19,28]</sup>。在  $180^\circ$  弯道处,因为未设置肋片,所以整体的换热效果较带肋壁面有所减弱。但是,由于弯道对传热的影响和主流的冲击作用,上下壁面在弯道中部存在一个高换热区域,其局部努塞尔数甚至接近于带肋区域。同时,在弯道效应的影响下,6 个实验通道弯道后段区域的换热均要高于弯道前段区域。在第二流程上,起始位置受到弯道和肋片扰流的共同作用,换热较好,上下壁面的局部努塞尔数较高,但第二流程上下带肋壁面的换热在整体上与第一流程相似。



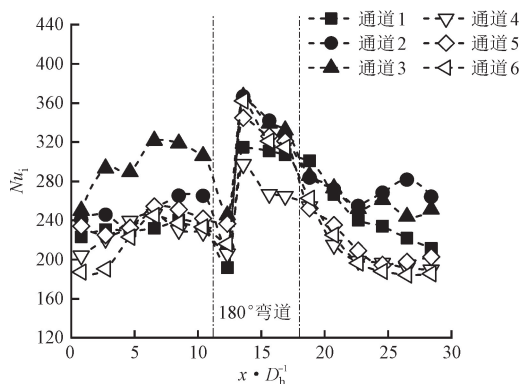
(a) 上壁面



(b) 下壁面



(c) 内壁面



(d) 外壁面

图 6 壁面局部努塞尔数分布 ( $Re=5.0 \times 10^4$ )Fig. 6 Local Nusselt number distributions on the wall ( $Re=5.0 \times 10^4$ )

对于内壁面,6 个实验通道表现出了相似的局部努塞尔数分布情况。在第一流程起始处,由于冷却流体在此处率先遭遇肋片,流动通道变化,引起剧烈扰动,从而强化了近壁面处的换热,使得此处的局部努塞尔数较高。从第二点开始,内壁面的局部努塞尔数沿流向整体上呈上升趋势,在弯道后,即 U 型通道第二流程的起始处达到最大值。在此处,经弯道加速后的冷却流体遭遇肋片后产生了强烈的扰动,从而显著地强化了壁面的换热。之后,随着弯道效应的不断减弱,第二流程上内壁面的局部努塞尔数沿流向不断降低,且变化趋势逐渐趋于平稳。

对于外壁面,6 个实验通道局部努塞尔数沿流向的变化趋势也大致相似。在第一流程,传热沿流向先不断增强,在临近弯道后又不断减弱。在  $180^\circ$  弯头区域的第二点处,壁面受主流直接冲击,冲击冷却的强化换热大于单纯的对流冷却,所以该位置的换热效果最好,局部努塞尔数最大。随后两点处局部努塞尔数虽然较最大点有所下降,但是在弯道和主流冲击的双重作用下,依旧有着很高的换热系数。在第二流程前端,由于气流被弯道导向外侧壁面,强化了此处的换热,所以其局部努塞尔数较第一流程末端要高。之后随着气流逐渐远离弯道,传热沿流向逐渐减弱,最终趋于稳定。

除此之外,从图中可见,第一、二流程内外壁面的传热强弱存在差异。内壁面第二流程的换热整体上高于第一流程,而外壁面第一流程的传热整体上强于第二流程,且这种现象在肋倾斜程度较高的 4 个通道(通道 3~6)中要更为明显。造成这种差异的主要原因是斜置肋片引起的横向二次流。肋片引起的二次流起始于肋片顶部(即第一流程的内壁面

侧、第二流程的外壁面侧),并沿着肋方向流向肋片根部,在根部附近引起更强的扰动,使得附近壁面的传热更强。

2.3 肋角度对通道对流换热的影响

图 7 为肋角度对 U 型带肋通道( $e/H=0.12$ ,  $P/e=8$ )对流换热的影响。图中: $\overline{Nu}$ 为带肋通道所有壁面的平均努塞尔数; $\overline{Nu}_r$ 为上下带肋壁面的平均努塞尔数; $\overline{Nu}_s$ 为内外光滑壁面的平均努塞尔数。

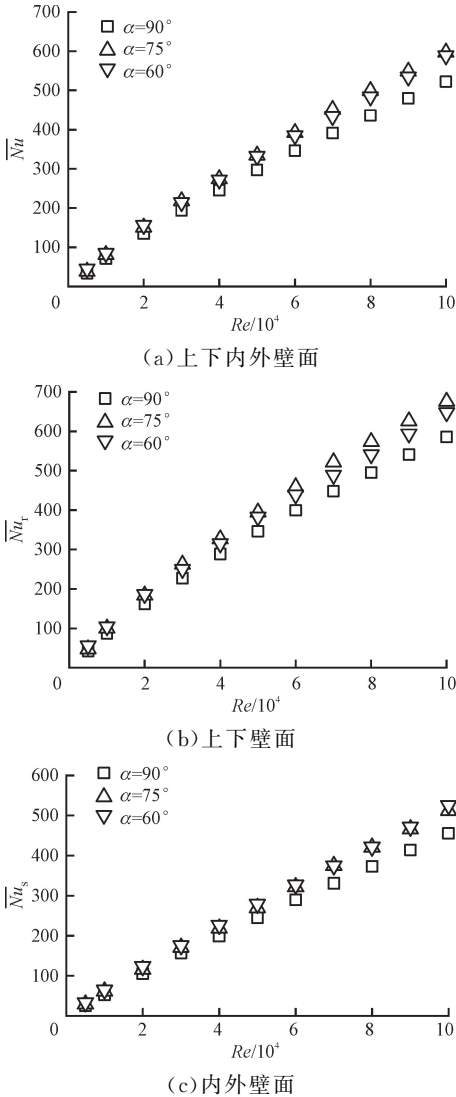


图 7 肋角度对带肋通道对流换热的影响( $e/H=0.12$ ,  $P/e=8$ )

Fig. 7 Effect of rib angle on convective heat transfer in ribbed channels( $e/H=0.12, P/e=8$ )

从图 7 可以看出,内外光滑壁面的平均努塞尔数明显小于上下带肋壁面,U 型带肋通道的平均努塞尔数随着雷诺数的增大而线性上升。在同一雷诺数下,无论是通道的上下带肋侧壁面还是内外光滑侧壁面,75°肋和 60°肋通道的平均努塞尔数均大于

90°正交肋通道,也就是说相同雷诺数下斜肋通道的壁面换热效果要优于 90°正交肋通道,由肋片斜置引起的横向二次流显著地强化了通道各个壁面的传热。与 90°肋通道相比,75°肋通道和 60°肋通道的平均努塞尔数在上下带肋壁面侧分别提高了约 14.6%和10.4%,75°肋对带肋壁面的传热强化要高于 60°肋。在内外光滑壁面侧,75°肋通道和 60°肋通道的平均努塞尔数则分别提高了 11.9%和 13.9%,75°肋对光滑壁面的传热强化反而要稍低于 60°肋。这是因为有限宽度通道内 60°肋比 75°肋要更长,对主流的扰动距离更远,使得光滑壁面近壁面处的换热更强。综合影响下,75°肋通道的整体换热效果较 90°肋通道提高了约 13.5%,60°肋通道的整体换热效果较 90°肋通道提高了约 12.4%。当  $e/H=0.12, P/e=8$  时,75°肋对 U 型通道换热的强化要略强于 60°肋。

2.4 肋间距比对通道对流换热的影响

维持  $e/H=0.08$  不变,图 8 给出了肋化内冷通道肋间距比对通道对流换热的影响。可以看出,在间距比从 10 减小到 8 后,肋化通道上下带肋壁面和内外光滑壁面的传热均有所增强,平均努塞尔数分别提高了 9.1%和 5.8%左右。但是,当继续减小间距比到 6 时,上下带肋壁面的平均努塞尔数较间距比为 8 时有小幅的提升,但内外光滑壁面的平均努塞尔数较间距比为 8 时下降了约 8.0%,甚至低于间距比为 10 的时候。所以,对于  $e/H=0.08$  的带肋通道,正如图 6(a) 所示:当间距比为 6、8、10 时,最佳的间距比为 8,此时通道的平均努塞尔数最大,间距比为 10 时平均努塞尔数最小,间距比为 6 的平均努塞尔数介于两者之间。一般来说,影响带肋通道对流换热特性的主要因素之一是冷却流体在经过肋后的分离与再附着。当肋间距比过大时,相同空间内布置肋的数量减少,冷却流体再附着后仍有空间让边界层重新发展变厚,使得壁面努塞尔数降低。所以,当肋间距比为 10 时,带肋通道的平均努塞尔数最小。另一方面,随着肋间距比逐渐减小,冷却流体在壁面的再附着现象会越来越弱,当肋间距比足够小时,流体的再附着现象消失,横向二次流减弱,造成传热的减小。所以,肋间距比为 6 时,虽然上下带肋壁面的换热面积增加,但其换热效果却基本没有增长,并且内外壁面的传热显著降低,使得带肋通道整体的平均努塞尔数也较小。只有在肋间距比适中( $P/e=8$ )时,通道整体的传热效果最好,壁面平均努塞尔数最大。

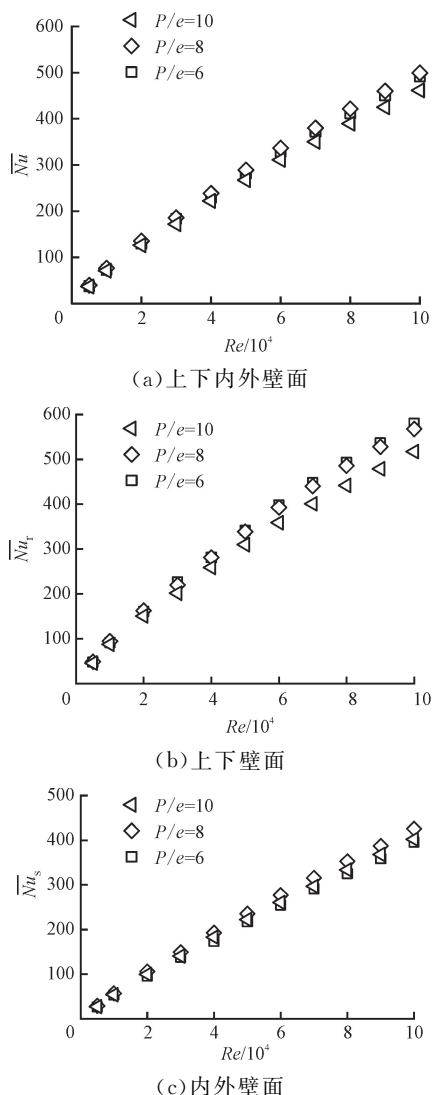


图8 肋间距比对带肋通道对流换热的影响( $e/H=0.08$ )

Fig. 8 Effect of rib pitch-to-height ratio on convective heat transfer in ribbed channels( $e/H=0.08$ )

## 2.5 U型带肋通道的平均努塞尔数比

图9为U型带肋通道的平均努塞尔数比 $\overline{Nu}/Nu_0$ 随 $Re$ 的变化。不难看出,带肋通道的平均努塞尔数约是光滑通道的1.9~3.0倍。对于6个不同肋参数的U型带肋通道,其换热强化倍率随 $Re$ 的变化趋势基本一致。当通道内 $Re$ 在 $5.0 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^4$ 时,通道内流体处于过渡区,换热强化倍率随着 $Re$ 增大而快速增大。当 $Re > 1.0 \times 10^4$ 时,通道内部的流动为旺盛湍流,通道的换热强化倍率随 $Re$ 的增加缓慢增长,并逐渐趋于稳定。具体而言,对于6个不同的带肋通道,当 $Re$ 从 $5.0 \times 10^3$ 增加到 $1.0 \times 10^4$ 时,其对应的换热强化倍率提升了约0.3~0.5;当 $Re$ 从 $2.0 \times 10^4$ 增长到 $1.0 \times 10^5$ 时,6个通道中换热强化倍率提升最大的增加了0.3,且 $e/H=0.08$ 的3个

通道的对流换热系数比甚至几乎没有增长。除此之外, $e/H$ 的增加和肋片斜置都能够显著增强通道的换热。前者是由于加强了通道内部流体的扰动,后者则是因为斜肋引起的二次流的作用。当通道肋高和通道高之比 $e/H$ 一定时,选择合适的肋间距比也能有效地提高通道的换热。对于 $e/H=0.08$ 的3个通道,当肋间距比从10变为8时,换热强化倍率提高了0.2。

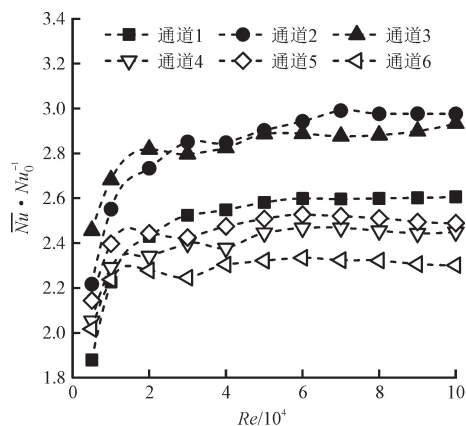


图9 平均努塞尔数比随雷诺数的变化

Fig. 9 Average Nusselt number ratio as a function of Reynolds number

## 2.6 U型带肋通道的阻力损失

图10为U型带肋通道阻力系数比 $f/f_0$ 随 $Re$ 的变化,其中 $f_0$ 为光滑通道的阻力系数。可以看出,在通道内设置肋显著提高了通道的流动阻力损失,且这种现象在高雷诺数下更为明显。在低雷诺数下,各带肋通道的阻力系数比随雷诺数的增大而不断增加。在雷诺数达到 $3.0 \times 10^4$ 时,阻力系数比达到最大值。之后,随着雷诺数继续增大,带肋通道的阻力系数比基本不再变化。从图10还可见,对于实验中

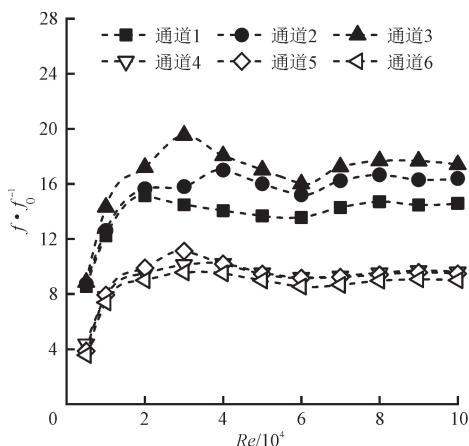


图10 阻力系数比随雷诺数的变化

Fig. 10 Friction factor ratio as a function of Reynolds number

的 6 个 U 型带肋通道,肋高和通道高之比  $e/H = 0.12$  的通道阻力系数比要远大于  $e/H = 0.08$  的通道, $e/H$  的增大显著地增加了带肋通道的阻力损失。 $e/H$  从 0.08 增加到 0.12 时,阻力系数增加了近一倍。对于  $e/H = 0.08$  的 3 个通道,肋间距比的变化对阻力损失的影响较小,当肋间距比从 10 减小到 6 时,其阻力系数比提高了 7% 左右。对于  $e/H$  的 3 个通道,肋角度的变化对阻力损失的影响较大,当肋角度从  $90^\circ$  减小到  $60^\circ$  时,阻力系数比提高了 22% 左右。主要原因是随着肋角度的增加,通道内肋长度和接触面积随之增加,阻力系数也随之增加。

2.7 U 型带肋通道强化换热的综合评价

从图 9 和图 10 可见,更大的对流换热系数往往对应着更大的阻力损失,所以在进行透平叶片内部冷却结构设计时需要综合考虑换热强化与流阻增大之间的关系,使得叶片内部冷却结构的设计达到最优。

图 11 为 6 个 U 型带肋通道的能效指数比  $(\ln(\overline{Nu}/Nu_0)/\ln(f/f_0))$  与  $Re$  的关系。可以看出,在实验的雷诺数范围内,6 个带肋通道的能效指数比基本都落在 0.290 ~ 0.457 范围内,只有  $e/H = 0.08$  的 3 个通道的能效指数比在  $Re$  为  $5.0 \times 10^3$  时超过了 0.457。6 个带肋通道均能在等泵功条件下强化换热,但难以在等压降条件下强化换热。肋角度为  $60^\circ$  和  $45^\circ$  的 4 个斜肋通道的能效指数比随  $Re$  的变化趋势基本一致。当  $Re = 5.0 \times 10^3$  时,4 个通道的能效指数比最大,随着  $Re$  数逐渐增大,能效指数比不断减小,在  $Re = 3.0 \times 10^4$  处达到最小值,之后能效指数比随  $Re$  增大有小幅回升,但最后基本不再变化,这也和阻力系数比的变化趋势相对应。至于肋角度  $\alpha = 75^\circ$  的通道 2,由于肋片倾斜程度较小,在  $Re$  较小时表现出了较差的强化换热性能,其能效指数

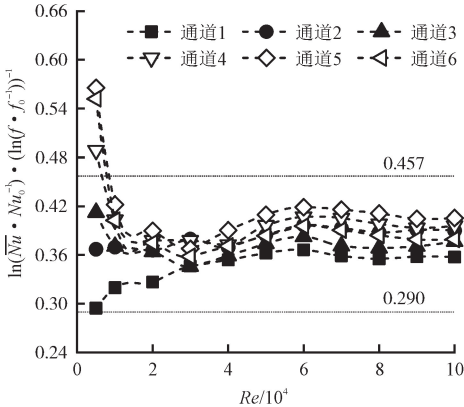


图 11 热性能系数比随雷诺数的变化

Fig. 11 Thermal performance factor ratio as a function of Reynolds number

比随  $Re$  的变化趋势与  $90^\circ$  正交肋通道 1 相似。从图中还可以看出,肋高和通道高之比  $e/H = 0.08$ 、肋角度  $\alpha = 45^\circ$ 、肋间距比  $P/e = 8$  的斜肋双通道的强化传热性能最好,平均能效指数比约为 0.418。 $e/H = 0.12$ 、肋角度  $\alpha = 90^\circ$ 、肋间距比  $P/e = 8$  的正交肋通道的强化传热性能最差,平均能效指数比约为 0.345。这也从侧面反映了由斜肋引起的横向二次流对带肋通道传热性能的强化作用。

综合考虑下,在实验的 6 个 U 型带肋通道中,肋高和通道高比  $e/H = 0.08$ 、肋角度  $\alpha = 45^\circ$ 、肋间距比  $P/e = 8$  的通道 5 为最优设计。

将通道 5 的  $45^\circ$  平行肋和文献[16,29-32]中其他不同结构扰流肋进行对比,结果如图 12 所示。可以看出,图中多数的点都落在区域 3 内,与本文的平行斜肋相似,其他复杂结构的肋也基本能在等泵功下强化换热,但较难在等压降条件下强化,除非是雷诺数较小的情况。相较于通道 5 的  $45^\circ$  平行肋,W 型肋和  $45^\circ$  圆形肋表现出了较差的传热性能,而 V 型肋和  $45^\circ$  间断肋表现出了较好的换热性能。在众多复杂结构的肋当中, $45^\circ$  狭缝肋的换热性能最佳,这也是因为狭缝的存在大大降低了通道的阻力损失,但也导致其对传热的强化较小。总体而言,与其他复杂结构的肋相比,平行斜肋在换热性能上表现并不算差,同时考虑到加工困难,平行斜肋依旧是强化透平叶片内冷通道换热的较优选择。

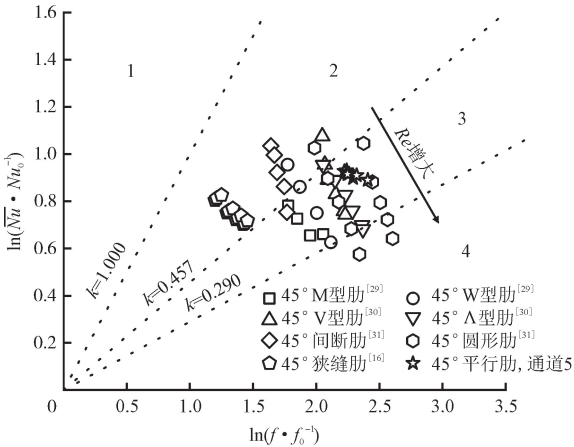


图 12 不同结构肋的热性能对比

Fig. 12 Comparison of thermal performance of different structural ribs

3 结 论

为了优化涡轮叶片内部冷却结构设计,本文对不同肋参数 U 型带肋通道的流动与换热特性进行

了实验研究,探讨了肋高和通道高比  $e/H$ 、肋间距比  $P/e$  以及肋角度  $\alpha$  对 U 型带肋通道流动与换热的影响,主要获得以下结论。

(1) 对于不同肋参数的 U 型带肋通道,上、下带肋壁面局部努塞尔数沿流向的变化趋势稍有不同,而内外光滑壁面局部努塞尔数沿流向的变化趋势大致相似。在  $180^\circ$  弯头处,弯头后区域的换热要强于弯头前。对于内外均为光滑的壁面,靠近肋根侧壁面的努塞尔数更大。

(2) 肋高和通道高比的增大会显著提高通道的努塞尔数和阻力损失。 $e/H$  从 0.08 增加到 0.12 时,阻力系数增加了近一倍,为影响阻力系数的最重要因素。

(3) 肋间距比对带肋通道的对流换热影响较大。实验中  $e/H$  的通道,肋间距比分别为 6、8、10,通道的阻力系数变化较小,但努塞尔数变化明显,间距比为 8 的努塞尔数和阻力损失均高于其他两种。

(4) 相较于  $90^\circ$  正交肋,带角度的斜肋能够进一步增强带肋通道的对流换热。 $75^\circ$  肋对上下带肋壁面换热的强化要高于  $60^\circ$  肋,而对内外光滑壁面换热的强化要低于  $60^\circ$  肋。就通道整体的对流换热而言, $75^\circ$  肋的强化效果要略强于  $60^\circ$  肋。

(5) 对于几种不同的带肋 U 型通道,努塞尔数约是光滑通道的 1.9~3.0 倍,阻力系数为光滑通道的 4~16 倍。综合考虑换热与流阻,肋高和通道高比  $e/H=0.08$ 、肋角度  $\alpha=45^\circ$ 、肋间距比  $P/e=8$  通道的性能最优。

## 参考文献:

- [1] UNNIKRISHNAN U, YANG V. A review of cooling technologies for high temperature rotating components in gas turbine [J]. Propulsion and Power Research, 2022, 11(3): 293-310.
- [2] BOYCE M P. Gas turbine engineering handbook [M]. 4th ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2011.
- [3] 翁史烈,王永泓,宋华芬,等. 现代燃气轮机装置 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2015.
- [4] HAN J C. Advanced cooling in gas turbines 2016 Max Jakob memorial award paper [J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140(11): 113001.
- [5] HAN J C, OU S, PARK J S, et al. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, 32(9): 1619-1630.
- [6] HAN J C. Turbine blade cooling studies at Texas A&M University: 1980-2004 [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006, 20(2): 161-187.
- [7] SEWALL E A, TAFTI D K, GRAHAM A B, et al. Experimental validation of large eddy simulations of flow and heat transfer in a stationary ribbed duct [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2006, 27(2): 243-258.
- [8] 席雷,徐亮,高建民,等. 涡轮叶片厚壁带肋通道冷却性能的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(3): 29-36.
- [9] XI Lei, XU Liang, GAO Jianmin, et al. Experimental study on the cooling performance of thick-wall ribbed channels in turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(3): 29-36.
- [10] GAO Tiesu, ZENG Junxiong, ZHU Jiangnan, et al. Effects of rib angle and rib orientation on flow and heat transfer in two-pass ribbed channels [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(1): 513-526.
- [11] TASLIM M E, SPRING S D. Experimental heat transfer and friction factors in turbulent cooling passages of different aspect ratios, where turbulators are staggered [C]//24th Joint Propulsion Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 1988: AIAA 1988-3014.
- [12] 周明轩,薛树林,贺宜红,等. 高阻塞比肋化通道对流换热特性实验研究 [J]. 推进技术, 2018, 39(2): 335-341.
- [13] ZHOU Mingxuan, XUE Shulin, HE Yihong, et al. Experimental investigation on convective heat transfer characteristics of high blockage ribs channel [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(2): 335-341.
- [14] YANG Weihua, XUE Shulin, HE Yihong, et al. Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 83: 248-259.
- [15] RAVI B V, SINGH P, EKKAD S V. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 112: 31-43.
- [16] RALLABANDI A P, YANG Huitao, HAN J C. Heat transfer and pressure drop correlations for square channels with 45 deg ribs at high Reynolds numbers [J]. Journal of Heat Transfer, 2009, 131(7): 071703.
- [17] KRISHNASWAMY K, SIVAN S. Improvement in thermal hydraulic performance by using continuous V and W-shaped rib turbulators in gas turbine blade cooling application [J]. Case Studies in Thermal En-

- gineering, 2021, 24: 100857.
- [16] 邓贺方, 姜玉廷, 张建, 等. 狭缝斜肋内冷通道流动和换热特性的数值研究 [J]. 推进技术, 2020, 41(9): 2070-2076.
- DENG Hefang, JIANG Yuting, ZHANG Jian, et al. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of internal cooling channel with slit inclined ribs [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(9): 2070-2076.
- [17] CHANG S W, WU P S, LU Yongen, et al. Aerothermal performances improvement by novel stepped zebra-ribs in two-pass channel [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2023, 142: 106632.
- [18] SCHABACKER J, BÖLCS A, JOHNSON B V. PIV investigation of the flow characteristics in an internal coolant passage with two ducts connected by a sharp 180° bend [C]//ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V004T09A094.
- [19] SCHABACKER J, BOELCS A, JOHNSON B V. PIV investigation of the flow characteristics in an internal coolant passage with 45 deg rib arrangement [C]//ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V003T01A024.
- [20] YOU Ruquan, LIU Zexuan, LI Haiwang, et al. Experimental and numerical study of flow field structure in U-shaped channels with different bend sections [J]. Physics of Fluids, 2023, 35(4): 045115.
- [21] GAO Tieyu, ZHU Jiangnan, LI Jun, et al. Improving heat transfer performance in two-pass ribbed channel by the optimized secondary flow via bend shape modification [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2019, 103: 43-53.
- [22] ROHSENOW W M, CHOI H Y. Heat, mass and momentum transfer [M]. Englewood Cliffs, NJ, USA: Prentice-Hall, 1961: 192-193.
- [23] KAYS W M, CRAWFORD M E. Convective heat and mass transfer [M]. 3rd ed. New York, USA: McGraw-Hill, 1993: 249.
- [24] JI Wentao, FAN Jufang, ZHAO Chuangyao, et al. A revised performance evaluation method for energy saving effectiveness of heat transfer enhancement techniques [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 138: 1142-1153.
- [25] COLEMAN H W, STEELE W G. Engineering application of experimental uncertainty analysis [J]. AIAA Journal, 1995, 33(10): 1888-1896.
- [26] FU W L, WRIGHT L M, HAN J C. Rotational buoyancy effects on heat transfer in five different aspect-ratio rectangular channels with smooth walls and 45 degree ribbed walls [J]. Journal of Heat Transfer, 2006, 128(11): 1130-1141.
- [27] LIOU T M, CHANGS W, LAN Y A, et al. Heat transfer and flow characteristics of two-pass parallelogram channels with attached and detached transverse ribs [J]. Journal of Heat Transfer, 2017, 139(4): 042001.
- [28] SON S Y, KIHM K D, HAN J C. PIV flow measurements for heat transfer characterization in two-pass square channels with smooth and 90° ribbed walls [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(24): 4809-4822.
- [29] SINGH P, RAVI B V, EKKAD S V. Experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 102: 1245-1256.
- [30] HAN J C, ZHANG Y M, LEE C P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs [J]. Journal of Heat Transfer, 1991, 113(3): 590-596.
- [31] HAN J C, ZHANG Y M. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(2): 513-523.
- [32] RALLABANDI A P, ALKHAMIS N, HAN J C. Heat transfer and pressure drop measurements for a square channel with 45 deg round-edged ribs at high Reynolds numbers [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031019.

(编辑 陶晴)