

高旋转数下不同通道转角带肋回转通道的换热特性

王 辉¹, 田淑青¹, 邓宏武²

(1. 中国航空工业集团公司

商用航空发动机有限责任公司 设计研发中心, 上海 201108;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 提高回转通道气体压力, 将实验雷诺数和旋转数范围分别扩展到 10000~70000 和 0~2.08, 在此基础上实验研究了高旋转数下通道转角为 0°, 22.5°, 45° 的带 45° 倾角斜肋的方形截面回转通道的换热特性。结果表明: 在第 1 通道, 通道转角对后缘面换热的影响整体上强于前缘面, 尤其是通道入口段位置; 在第 2 通道, 通道转角对换热的影响比较小。对于区域平均换热分布, 通道转角为 45° 的通道平均换热最强, 通道转角为 22.5° 的通道次之, 通道转角为 0° 的通道平均换热在 3 个通道转角中最弱。

关 键 词: 通道转角; 高旋转数; 斜肋; 回转通道; 换热特性

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Heat transfer characteristics in two-pass rib-roughened channel at high rotation number with different channel angles

WANG Hui¹, TIAN Shu-qing¹, DENG Hong-wu²

(1. Research and Design Center, Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Shanghai 201108, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: To match the real engine operating condition, Reynolds number and rotation number range of current experiment were expanded from 10000 to 70000 and 0 to 2.08 by increasing the air pressure. Experiment was conducted to investigate the heat transfer characteristics in a square two-pass channel with inclined 45 degree ribs, and three different channel angles (0 degree, 22.5 degree, 45 degree) were selected to study the effect of channel angle on heat transfer characteristics. Results indicate that in the first channel, channel angle has a larger effect on trailing wall than leading wall, especially near the inlet of the channel; in the second channel, channel angle has a smaller effect on both trailing wall and leading wall. To the region average heat transfer distribution, the 45 degree channel is higher than other channels (0 degree, 22.5 degree), and 0 degree channel is the lowest.

Key words: channel angle; high rotation number; inclined rib;
two-pass channel; heat transfer characteristics

航空发动机涡轮进口温度在改进热效率的同时,涡轮叶片的工作环境也变得越来越恶劣.为了使得涡轮叶片能够在高温环境下正常工作,需要对涡轮叶片进行冷却设计^[1-4].带肋回转通道是应用于涡轮转子叶片中的一种常见冷却结构,区别于其他相同条件下的静止部件,高速旋转部件内流态存在明显差异,其换热机理和表现的形态也不同于静止状态,因此开展旋转状态下回转带肋通道的流动和换热研究十分必要.在实际的涡轮叶片中,由于涡轮叶片具有弯曲的特征,涡轮冷却通道的前缘面和后缘面并不是总和旋转方向垂直,而是成一定的角度,这个角度定义为通道转角(φ),即通道前缘面或后缘面与通道转轴的夹角(如图1所示).为了更好地预测叶片通道的换热特性,很多学者研究了通道转角对通道换热特性的影响^[5-13].但是大部分研究都在较低的旋转数

条件下开展的,实验条件无法覆盖真实发动机的工作状态.本文在高转速、完全覆盖真实发动机参数范围的实验条件下^[14],在前期光滑回转通道旋转换热研究^[15-16]基础上,开展了高旋转数下带肋回转通道在通道转角分别为 0° 、 22.5° 和 45° 情况下换热特性的实验研究,研究结果有助于深入了解真实转子叶片内冷通道的换热规律,为其合理设计提供数据支撑.

1 实验设备及实验模型

1.1 旋转换热实验台

本实验在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的旋转涡轮叶片内冷通道换热实验台上进行.如图2所示,该实验台主要由供气系统、动力系统、实验模块和测试系统组成:冷气由高压气源经过过滤和稳压而来,其质量流量(下文简称流量)由热式流量计实时调节和采集,通道内的压力可以通过调节背压阀保持在500 kPa以上;实验台旋转动力由一台大功率电动机提供,并通过电控程序控制转速;旋转部件中的加热电流和数据采集模块用电由直流稳压电源提供,经滑环引电器接入;实验段的温度数据经数据采集模块转换为数字信号后,由滑环引电器引出并传送到计算机中进行处理,压力采集通过自主设计的多路选通旋转压力测量系统实现.滑环总共有8路,其中6路为测温增压模块供电,2路为数字信号的传输用途.

1.2 实验模型

实验模型的主体是方截面U型通道,如图3所示,图中 p 表示扰流肋的间距.通道的前后缘面分别交错排布有8个具有 45° 倾角的斜肋,内外侧面和转弯段均为光滑壁面.通道水力直径为24

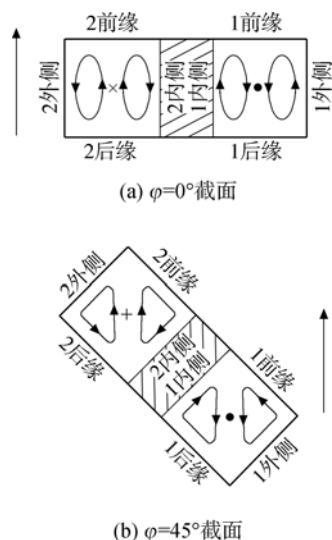


图1 不同转角下通道截面流动示意图

Fig. 1 Schematic diagram of flow for channel section with different channel angles

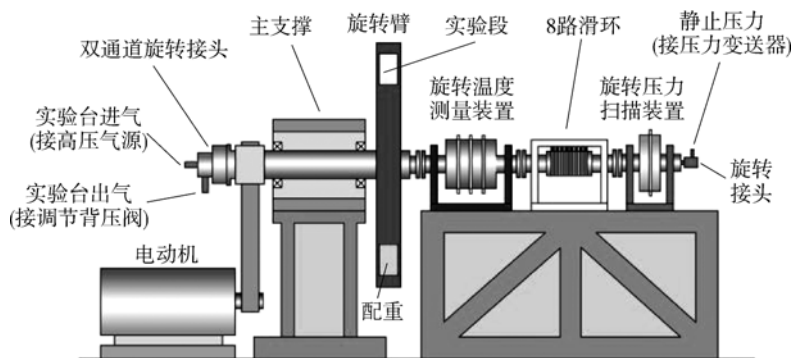


图2 旋转换热实验台简图

Fig. 2 Sketch of rotation heat transfer experimental facility

mm, 通道平均旋转半径与水力直径的比值为 18.75, 斜肋高度与通道水力直径之比为 0.1, 肋间距与斜肋高度之比为 9.58. 通过将实验模型每次转动 22.5° 来得到 0° , 22.5° 和 45° 通道转角的实验状态.

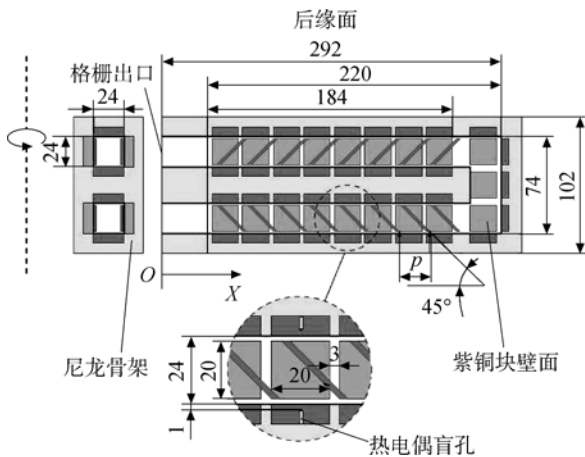


图 3 实验模型尺寸(单位:mm)

Fig. 3 Dimensions of experimental model (unit:mm)

通道沿程的每个测点单元由紫铜块、加热膜、热电偶以及保温材料、绝热隔板等构成. 实验的加热方式为电加热膜(由镍铬电阻丝制成)加热, 通过一层较薄的导热硅胶将电加热膜贴在紫铜块背面, 壁面边界条件为等热流. 电加热膜的加热量分为紫铜块净换热量和向环境的热损失, 实验中紫铜块热损失主要是紫铜块背面通过保温材料向环境散失的热量. 通道局部热损失的估算根据一维热损失原理, 在实验通道中流量为零的条件下获得紫铜块壁面的等效热损失系数^[15-16]. 具体操作中, 在通道中塞满绝热岩棉, 在不同转速及加热量的实验工况下, 测量紫铜块壁温 T_w , 根据此时的紫铜块壁温、环境温度 T_e 及加热量 Q_{loss} 来获得对应工况的热损失系数.

$$Q_{\text{loss}} = \alpha(T_w - T_e) \quad (1)$$

式中 α 即为热损失系数. 因此, 在不同流量、加热量及转速的工况下, 通道紫铜块的净换热量 Q_{net} 为

$$Q_{\text{net}} = Q_{\text{all}} - Q_{\text{loss}} \quad (2)$$

式中 Q_{all} 表示总热量.

2 实验数据处理及误差分析

本实验的数据处理方法如下:

局部传热系数定义为

$$h = \frac{Q_{\text{net}}}{A_{\text{cu}}(T_w - T_b)} \quad (3)$$

其中 Q_{net} 由紫铜块所在测点的电加热量减去估算

的紫铜块热损失而得; A_{cu} 为紫铜块换热面积; T_b 为局部主流平均温度.

局部主流平均温度定义为

$$T_b = T_0 + \frac{\sum Q_{\text{net}}}{mc_p} \quad (4)$$

其中 T_0 为气体进口温度; $\sum Q_{\text{net}}$ 为进口到计算点之间所有紫铜块的净加热量; m 为气体流量; c_p 为空气的比定压热容.

本实验保证了几何相似, 且实验状态下冷却空气的普朗特数 (Pr) 基本为常数, 表示旋转条件下换热强度的局部努塞尔数可表示为

$$Nu_l = f(Re, Ro, Bo, X/D_h) \quad (5)$$

其中 $Nu_l = h \cdot D_h / \lambda$, 雷诺数 $Re = \rho_0 \cdot V_0 \cdot D_h / \mu$, 旋转数 $Ro = \omega \cdot D_h / V_0$, 浮力数 $Bo = (\Delta \rho / \rho_0) \cdot R_0^2 \cdot (R / D_h)$. 沿程无量纲位置 X / D_h 是整流段出口沿通道轴线到计算点的距离 X 与通道水力直径 D_h 的比值; ρ_0 , ρ_b , V_0 , λ 和 μ 分别为进口气流密度、测点处主流气体密度、速度、热导率和动力黏度; ω 为转速; 密度比 $\Delta \rho / \rho_0 = (T_w - T_b) / T_w$; R 为换面径向位置.

对于旋转通道换热实验数据的处理, 一般把实验所得的局部努塞尔数 Nu_l 与具有相同当量直径的静态光滑圆管充分发展湍流的平均努塞尔数 Nu_0 进行比较, 即

$$\frac{Nu_l}{Nu_0} = \frac{h \cdot D_h / l}{0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}} \quad (6)$$

或者是通过旋转状态下的局部努塞尔数与其他实验参数相同的静止状态下的努塞尔数 Nu_s 之比 Nu_l / Nu_s 进行比较.

通过误差传递原理计算得, 不同实验工况下雷诺数的相对误差范围为 $-2.60\% \sim 2.60\%$, 旋转数相对误差范围为 $-33.33\% \sim 33.33\%$. 局部努塞尔数相对误差在不同实验工况下和不同通道位置处有明显差异, 总体上在 $-17\% \sim 17\%$ 范围分布. 在静止高雷诺数 ($Re = 70\,000$) 下通道局部努塞尔数相对误差范围为 $-3\% \sim 3\%$; 而在高转速 ($n = 1\,000 \text{ r/min}$) 低雷诺数 ($Re = 10\,000$) 下, 除了通道进出口及转弯段的局部努塞尔数相对误差较大 ($-20\% \sim 20\%$) 外, 通道局部努塞尔数的相对误差范围为 $-10\% \sim 10\%$.

3 实验结果及分析

实验 U 型通道的结构组成为: 第 1 通道 (径向出流, $X / D_h = 3.5 \sim 10.5$)、转弯段 ($X / D_h = 11.5 \sim 13.5$) 和第 2 通道 (径向入流, $X / D_h =$

14.5~21.5). 通道转角为 0° , 22.5° 和 45° . 实验雷诺数范围为 10 000~70 000, 转速在 0~1 000 r/min 之间, 通道进口压力保持在 500 kPa 以上, 旋转数范围为 0~2.08.

3.1 旋转状态下换热的沿程分布规律

图 4 给出了旋转状态下 3 个通道转角为 0° , 22.5° 和 45° , 雷诺数分别为 10 000, 30 000 和 60 000 时, 带 45° 斜肋 U 形通道在转速为 600 r/min 时的 Nu_i/Nu_0 的沿程分布, 图注中第 1 组数为雷诺数, 第 2 组为旋转数, 第 3 组代表换热面位置 (T 代表通道后缘面, L 代表通道前缘面, O 代表通道外侧面, I 代表通道内侧面).

由图 4 可以看出, 雷诺数为 10 000 时通道内的旋转效应较强, 而雷诺数为 60 000 时相对较弱. 在第 1 通道, 受旋转产生的哥氏力影响, 通道前后缘换热差异明显. 后缘的沿程局部努塞尔数

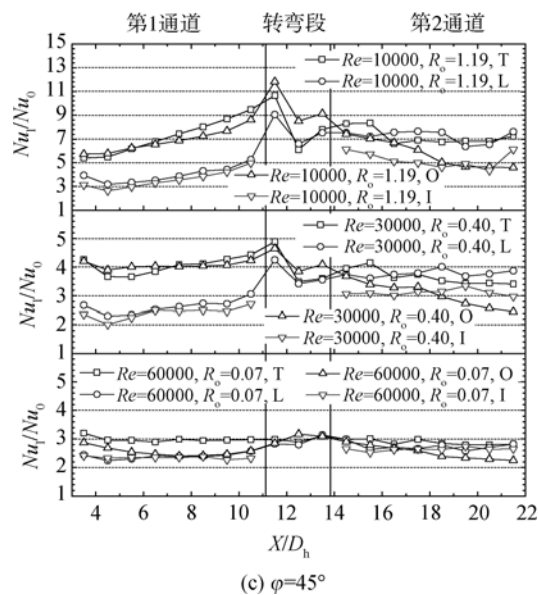
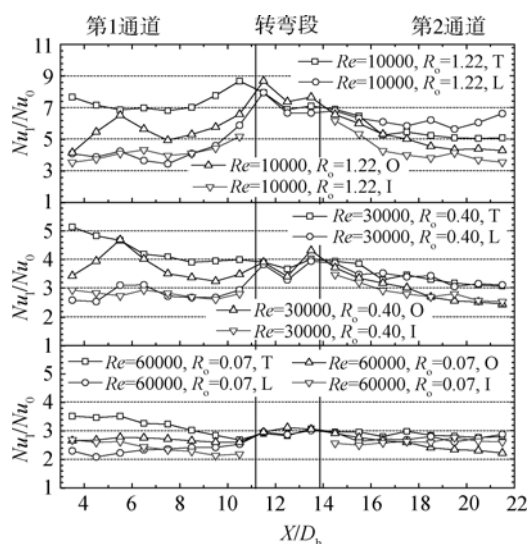
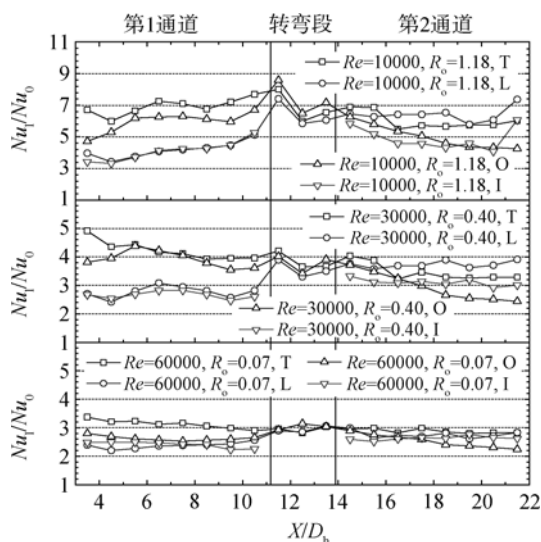


图 4 不同通道转角下 Nu_i/Nu_0 的分布

Fig. 4 Distribution of Nu_i/Nu_0 with different channel angles



(a) $\varphi=0^\circ$



(b) $\varphi=22.5^\circ$

大于前缘, 在换热趋势上, 后缘面的沿程局部努塞尔数沿 X/D_h 位置先是降低, 经过一个临界拐点后再换热增强. 前缘面的沿程局部努塞尔数在中间的局部点 X/D_h 位置会出现换热大幅增强的情况. 对于不带斜肋的内侧面和外侧面, 换热差异比较明显. 在第 1 通道中, 斜肋的导流是朝着外侧面的, 因此外侧面在换热上比内侧面更强.

在转弯段, 主流方向总体上与旋转轴平行, 流体的径向速度分量较小, 哥氏力对流场的作用有限. 但是, 哥氏力也改变了转弯段进口的流场分布, 并造成转弯段前半部分存在较强的流体脉动, 离心力也加强了第 1 通道的冷流体对转弯段上游的冲击作用. 因此, 光滑通道转弯段前半部分各表面努塞尔数较大; 在转弯段后半部分, 受弯道进入第 2 通道的影响, 换热经过中间的下降之后再次增强.

在第 2 通道, 受到弯道效应的影响, 在通道进口前后缘的换热差异很小, 内外侧面的换热差异也很小. 但是在低雷诺数下, 前缘面的沿程局部努塞尔数大于后缘面, 主要是由于哥氏力与浮升力交互作用的影响超过了弯道效应, 对通道的沿程换热起更加主导的作用.

对于 $\varphi=22.5^\circ$ 时, 在第 1 通道中, 后缘面和外侧面的换热显著强于前缘面和内侧面, 这主要是受到通道内流体偏移的影响. 通道具有一定的安装角度之后, 在第 1 通道中, 通道的后缘面和外侧面等效于 $\varphi=0^\circ$ 通道的后缘面, 因此换热强于等效于 $\varphi=0^\circ$ 通道的前缘面的前缘面和内侧面.

转弯段受到通道转角的影响较小,第 2 通道的前半段沿程换热受到转弯段的影响,通道转角影响很小.随着 X/D_h 位置的增大,通道转角的影响逐渐变大.对于 $\varphi=45^\circ$,在第 1 通道,后缘面与外侧面的沿程换热基本上不再经历拐点,呈现沿程换热增强的趋势.

3.2 通道转角对通道换热的影响

通道转角对于通道各个面换热的影响各不相同,主要体现在由旋转产生的哥氏力方向不再是平行于某个通道面,而是与通道转角有关.本实验通道转角是以通道的前后缘面顺时针旋转为正,包含了 0° , 22.5° 和 45° 三个通道转角.当通道具有一定的转角时(以 $\varphi=45^\circ$ 为例),第 1 通道的哥氏力方向由前缘-内侧面指向后缘-外侧面,第 2 通道的哥氏力方向由后缘-内侧面指向前缘-外侧面,如图 1 所示.在本节的旋转对于换热的特性分析中,以旋转比静止 Nu_t/Nu_s 的形式来说明旋转状态下带肋通道的换热规律.

3.2.1 第 1 通道

图 5 和图 6 分别给出了通道转角对于第 1 通

道前后缘面和内外侧面各沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响.对于前后缘,通道转角对于后缘面换热的影响整体上强于前缘面,尤其是通道入口段位置.对于后缘面,在 $X/D_h=4.5$ (即第 2 点)位置, $\varphi=0^\circ$ 通道换热最强, $\varphi=45^\circ$ 通道换热最弱,且在大旋转数下更加明显,两者差异接近 60%.随着 X/D_h 位置的增大, $\varphi=45^\circ$ 通道后缘面换热增强,且在较大旋转数下($R_o>0.3$) $X/D_h=8.5$ (即第 6 点)时超过 $\varphi=0^\circ$ 通道和 $\varphi=22.5^\circ$ 通道.对于前缘面,转角对于换热的影响比较小,具体来说,在通道入口段 $\varphi=0^\circ$ 通道换热最强;在通道的中部, $\varphi=22.5^\circ$ 通道换热最强;在通道下游,通道转角基本上没有影响.

转角对于内外侧面换热的影响强度在不同的 X/D_h 位置各不相同.在通道前半段,转角对于内侧面的影响大于外侧面;在通道后半段,转角对于外侧面影响更大.在内侧面,当 X/D_h 较小时, $\varphi=45^\circ$ 通道换热最弱, $\varphi=0^\circ$ 与 $\varphi=22.5^\circ$ 通道换热强度相差不大;随着 X/D_h 的增大, $\varphi=22.5^\circ$ 通道换热略强于 $\varphi=0^\circ$ 通道换热,但两者都强于 $\varphi=45^\circ$ 通道换热.在外侧面, $\varphi=45^\circ$ 通道在沿程各点换热最强,而 $\varphi=0^\circ$ 通道在沿程各点换热最弱.转角使

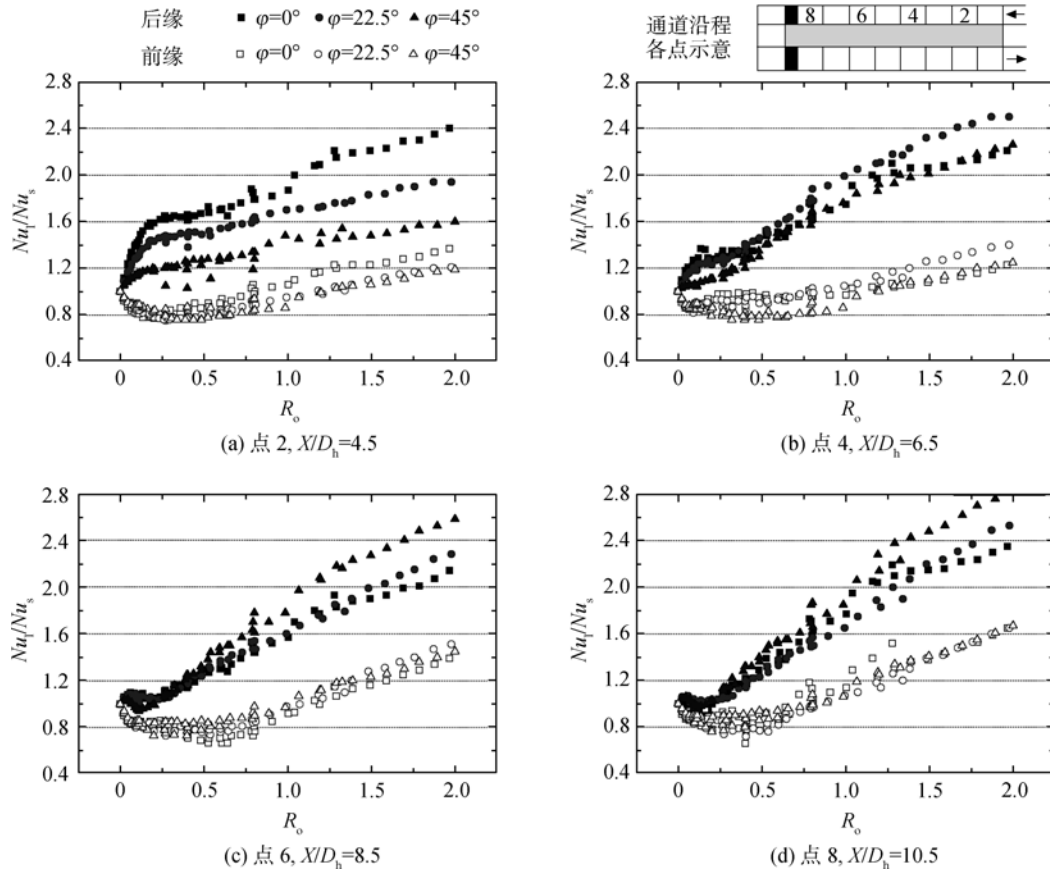
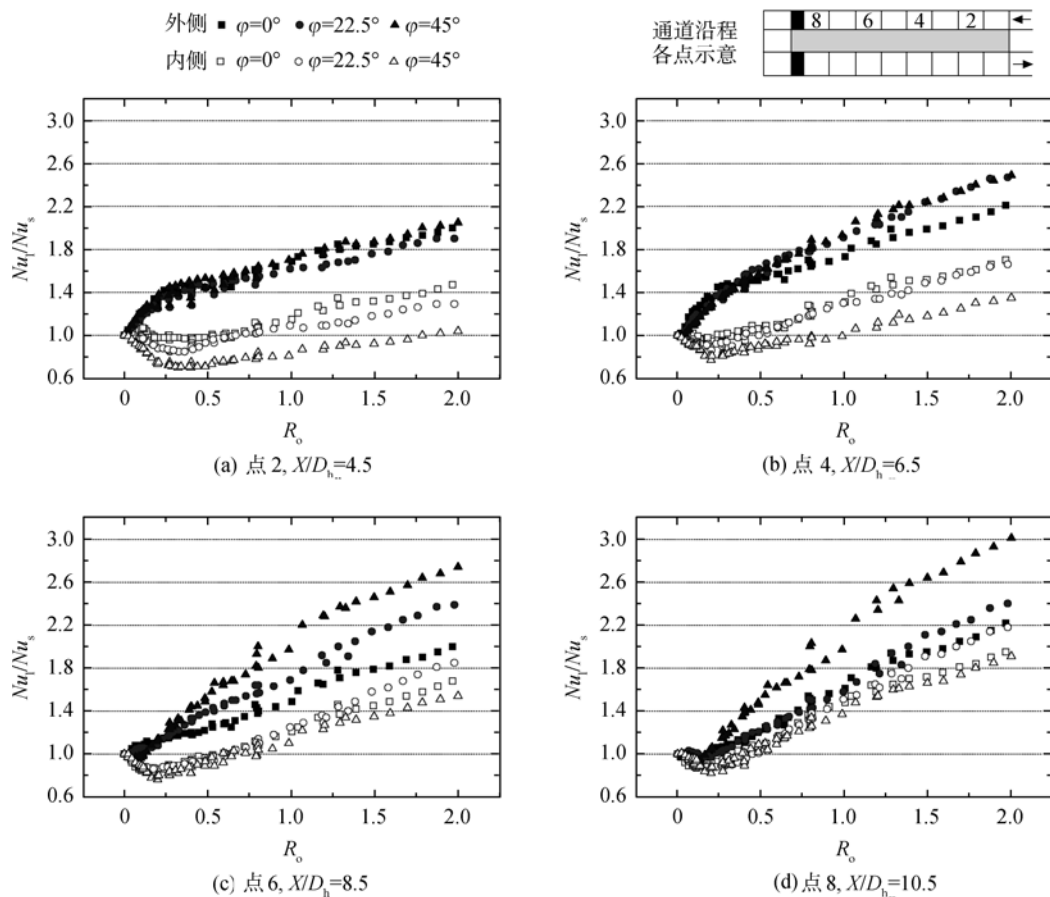


图 5 通道转角对第 1 通道前后缘面沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响

Fig. 5 Distribution of Nu_t/Nu_s on leading and trailing surface of the first channel with different channel angles

图6 通道转角对第1通道内外侧面沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响Fig. 6 Distribution of Nu_t/Nu_s on inner and outer surface of the first channel with different channel angles

得内外侧两个面之间的换热差异在 $\varphi=45^\circ$ 达到最大,而在 $\varphi=0^\circ$ 时最小。

3.2.2 第2通道

图7和图8分别给出了通道转角对于第2通道前后缘面和内外侧面各沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响。与第1通道换热相比较,转角对于第2通道换热的影响比较小。在较低的旋转数 ($R_o < 0.8$) 下,通道转角对于4个面的换热影响都很小,总体上是 $\varphi=45^\circ$ 通道的4个面换热略强于其他两个通道转角。在大旋转数 ($R_o > 0.8$) 下,通道转角对于换热的影响比较明显。 $\varphi=45^\circ$ 通道的前后缘换热均强于其他两个通道转角, $\varphi=0^\circ$ 通道的前后缘换热最弱。在所有通道中,在通道的前半部分,外侧面的换热略强于内侧面,且 $\varphi=45^\circ$ 通道的内外侧面换热均比 $\varphi=0^\circ$ 和 $\varphi=22.5^\circ$ 通道要强,而在通道出口, $\varphi=22.5^\circ$ 通道内侧面换热较强。

3.3 不同通道转角下前后缘换热差异分析

通道转角主要是影响了哥氏力在通道内部相对面的指向,因此对于前后缘面的换热差异影响尤为明显。在此定义一个前后缘面的换热差异系

数 η

$$\eta = \frac{Nu_{trailing} - Nu_{leading}}{(Nu_{trailing} + Nu_{leading})/2} \quad (7)$$

式中 $Nu_{trailing}$ 为后缘面努塞尔数, $Nu_{leading}$ 为前缘面努塞尔数。

该系数表征了后缘面与前缘面的换热强度差异,若 $\eta > 0$,则表示后缘面换热强于前缘面,反之,则前缘面换热强于后缘面。

图9和图10分别给出了不同通道转角对比下的第1通道和第2通道的前后缘换热差异系数。对于第1通道,在大旋转数 ($R_o > 0.8$) 下,各个转角下的前后缘换热差异系数均接近为一个定值,且 $\varphi=45^\circ$ 通道的最大。这说明旋转数大于该临界的旋转数时,前后缘的换热差异处于一个相对稳定的范围。除了入口段附近的位置,大旋转数下前后缘换热差异系数基本上处于40%~60%之间,大部分 X/D_h 位置上 $\varphi=0^\circ$ 通道的最大。在低旋转数 ($R_o < 0.8$) 下,不同 X/D_h 位置表现不同:①在 $X/D_h=4.5$ (第2点附近),前后缘换热差异系数先上升到一个最高值,然后小幅下降到大旋转数下的定值; $\varphi=0^\circ$ 通道的差异系数最大,且

最大差异达到了 78%, 而 $\varphi=45^\circ$ 通道的相对最小; ②在 $X/D_h=6.5\sim 10.5$ (第 4 点~第 8 点), 差异系数规律较为一致, 随着旋转数的增大, 先上升到一个极大值点, 然后小幅下降到一个极小值点, 再单调上升到大旋转数下的定值; 在单调上升临界旋转数之前, $\varphi=0^\circ$ 通道的差异系数最大, 而 $\varphi=45^\circ$ 通道的相对最小; 在单调上升临界旋转数之后, $\varphi=45^\circ$ 通道的差异系数最大, 而 $\varphi=0^\circ$ 通道

的相对最小。

对于第 2 通道, 整体上的前后缘换热差异比第 1 通道弱, 换热差异系数处于 $-30\%\sim 20\%$ 的水平. 在经过转弯段后的第 2 通道前段 $X/D_h=15.5$ (第 13 点附近), 换热差异系数在 $0\%\sim 20\%$ 区间, 说明后缘换热还是强于前缘, 且在较小旋转数下 $\varphi=45^\circ$ 通道的差异系数较大, 而较大旋转数下 $\varphi=45^\circ$ 通道的差异系数最小. 随着 X/D_h 的增

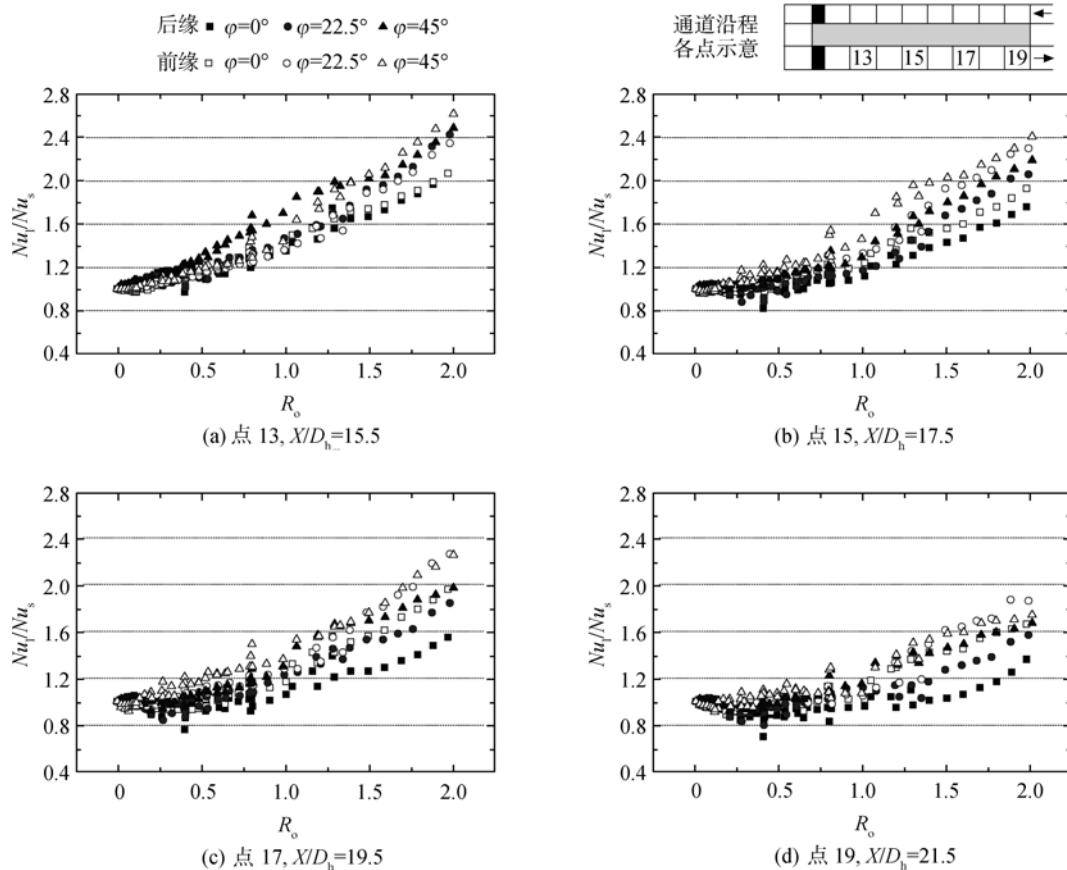
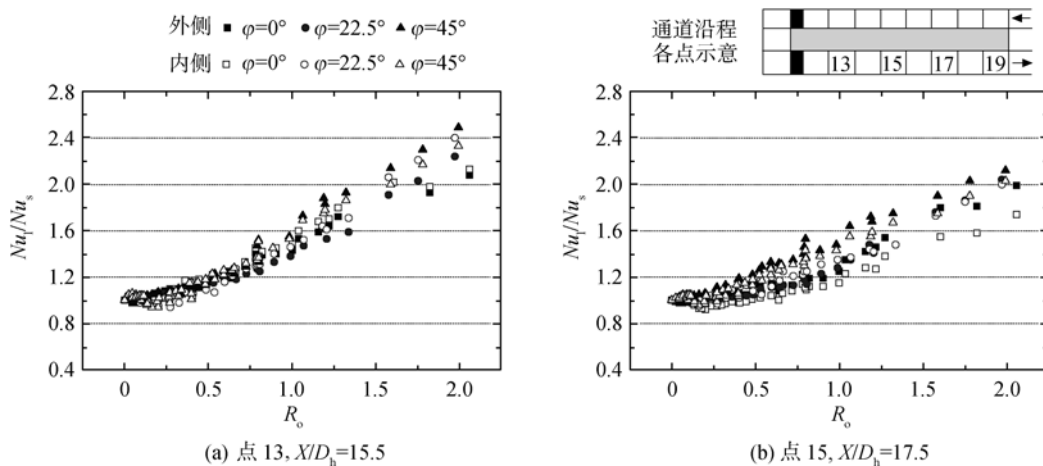


图 7 通道转角对第 2 通道前后缘面沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响

Fig. 7 Distribution of Nu_t/Nu_s on leading and trailing surface of the second channel with different channel angles



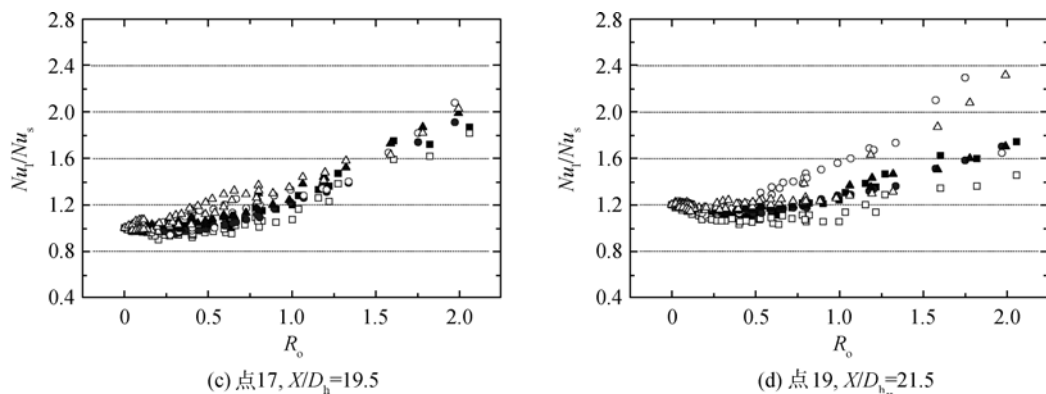
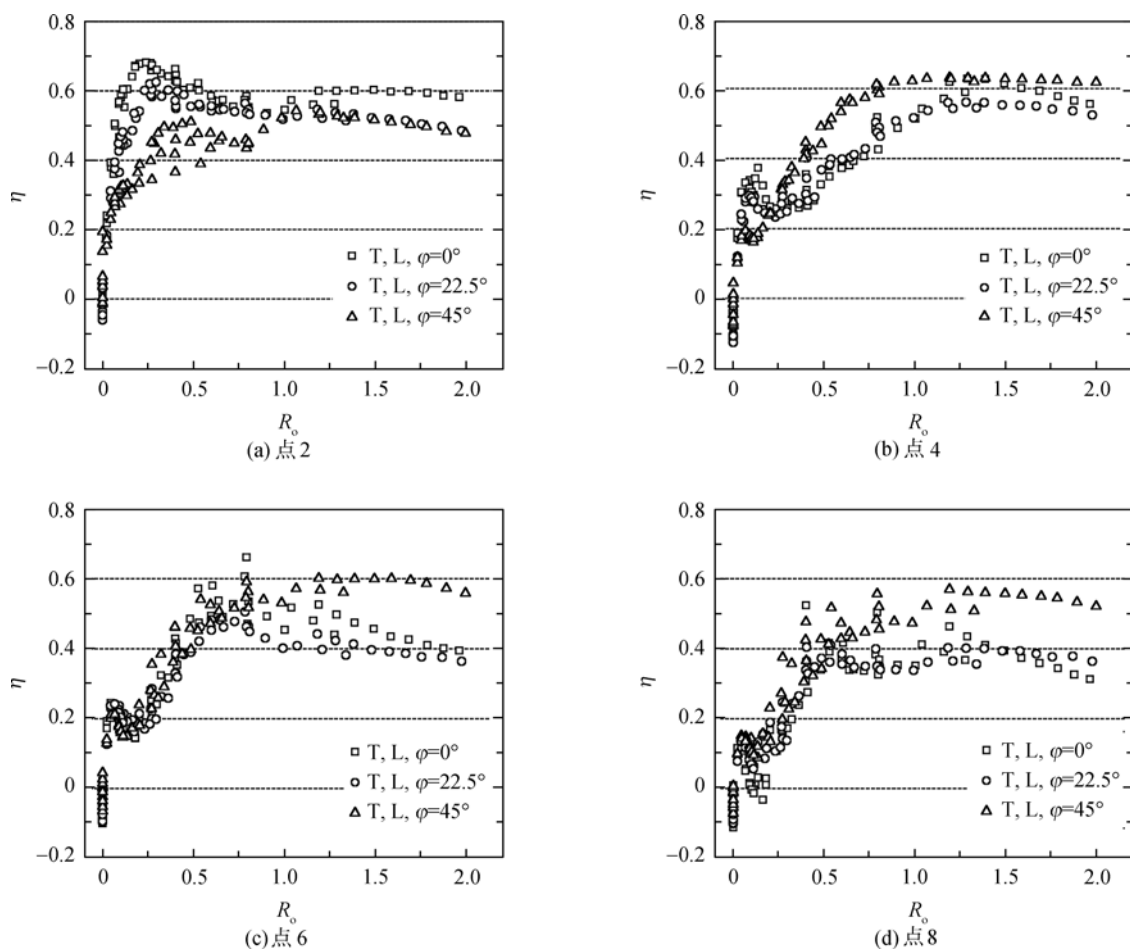
图8 通道转角对第2通道内外侧面沿程位置 Nu_t/Nu_s 的影响Fig. 8 Distribution of Nu_t/Nu_s on inner and outer surface of the second channel with different channel angles

图9 不同通道转角下第1通道前后缘换热差异

Fig. 9 Heat transfer differences on leading and trailing surface of the first channel with different channel angles

大,在 $R_o > 0.2$ 的情况下,前后缘换热差异系数基本上是小于是0,即前缘面换热强于后缘面。此时是 $\varphi=0^\circ$ 通道前后缘换热差异最大,可达到 -30% ,而 $\varphi=45^\circ$ 通道前后缘换热差异最小,为 -10% 。

3.4 旋转通道区域平均换热特性

由前述旋转对通道换热分布的影响可知,第

1通道(channel 1)、转弯段(turning)和第2通道(channel 2)这3个区域的换热特性截然不同,图11给出了这3个区域的平均 Nu_t/Nu_s 随 R_o 的变化规律。可以看到,3个区域的平均 Nu_t/Nu_s 均随着旋转数的增大而增大。 $R_o=2.0$ 时第2通道的平均 Nu_t/Nu_s 达到静止状态下的2.5倍以

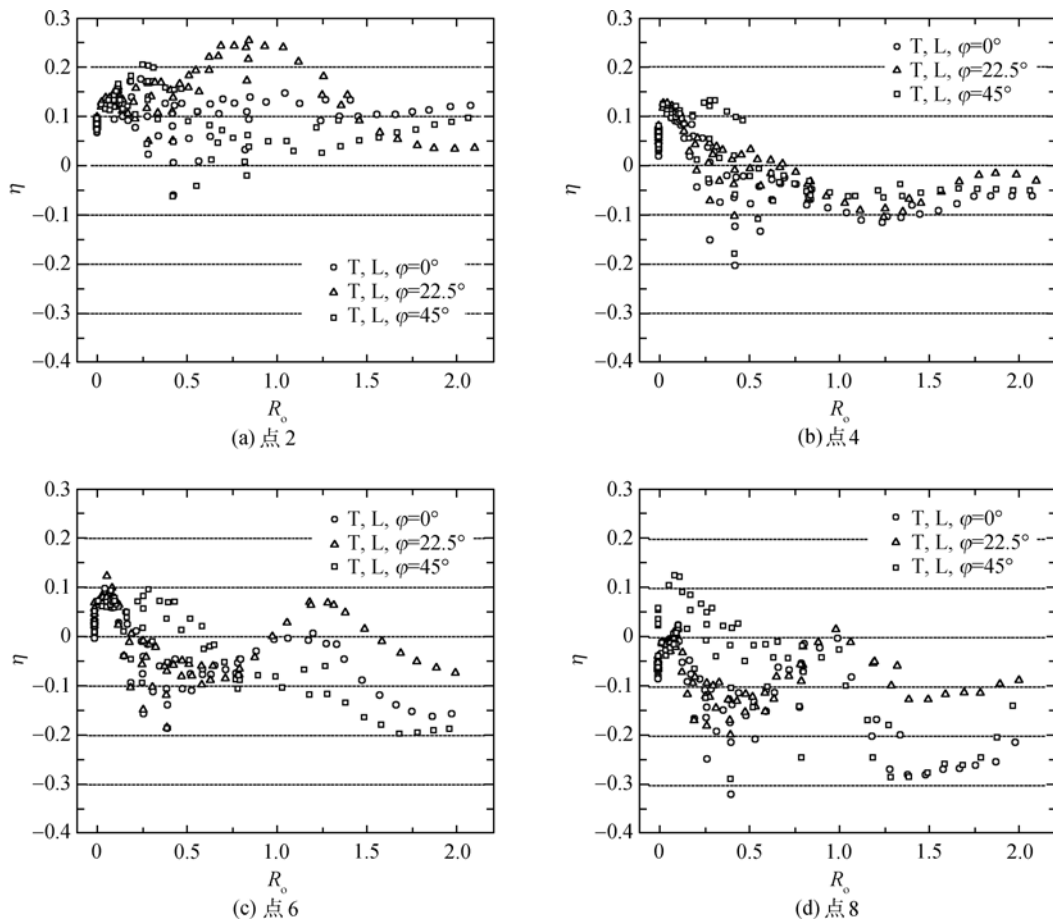
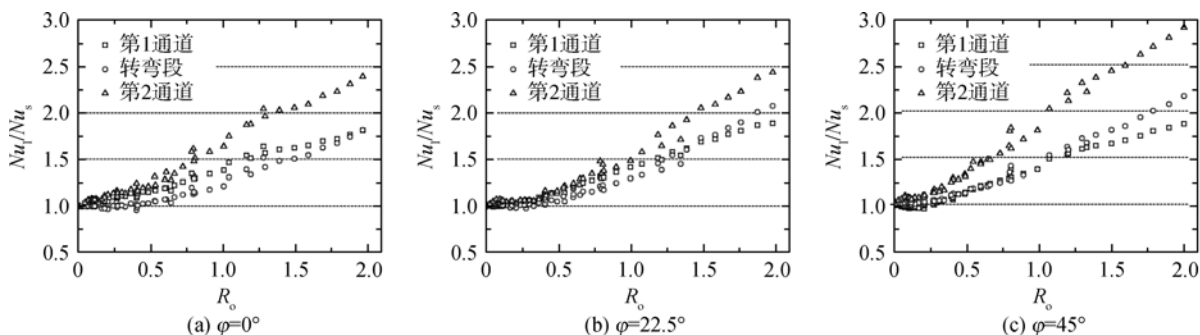


图 10 不同通道转角下第 2 通道前后缘换热差异

Fig. 10 Heat transfer differences on front and back surface of the second channel with different channel angles

图 11 不同通道转角下 R_o 对通道区域平均 Nu_t/Nu_s 的影响Fig. 11 Effect of R_o on averaged Nu_t/Nu_s numbers at different channel angles

上,而第 1 通道和转弯段的平均 Nu_t/Nu_s 均在 2.0 左右。

通道转角对于区域平均换热分布也有较大影响, $\varphi=45^\circ$ 通道的平均 Nu_t/Nu_s 比其他两个通道强, $\varphi=0^\circ$ 通道的平均 Nu_t/Nu_s 在 3 个通道转角中最弱。在大旋转数下,转弯段的平均 Nu_t/Nu_s 会超过第 1 通道,且该临界旋转数在 $\varphi=45^\circ$ 通道中最小 ($R_o \approx 1.0$),而在 $\varphi=45^\circ$ 通道中最大 ($R_o \approx 2.0$)。

4 结 论

本文实验研究了在高旋转数条件下,带 45° 倾角斜肋回转通道在通道转角分别为 0° , 22.5° 和 45° 时换热特性。主要结论如下:

- 1) 通道转角对第 1 通道影响较大,而对于第 2 通道,通道转角对其影响相对较小。
- 2) 在第 1 通道,转角对前缘面的影响强于后

缘面,特别是在通道入口位置.对于后缘面,在通道进口位置, $\varphi=0^\circ$ 通道换热最强, $\varphi=45^\circ$ 通道换热最弱,且在大旋转数下更加明显.随着 X/D_h 位置的增大, $\varphi=45^\circ$ 通道后缘面换热增强,且在较大旋转数下超过 $\varphi=0^\circ$ 通道和 $\varphi=22.5^\circ$ 通道.对于前缘面,通道转角对于换热的影响比较小.

3) 在第2通道,较低的旋转数下,通道转角对于4个面的换热影响都很小.而在大旋转数下,转角对于换热的影响相对比较明显. $\varphi=45^\circ$ 通道的前后缘换热、内外侧换热均强于其他两个通道转角.

4) 低旋转数下,第1通道在 $\varphi=45^\circ$ 时,前后缘换热差异相对较小,随着旋转数增大,除了进口位置,其差异相对较大.而对于第2通道,整体上前后缘换热差异较第1通道弱.

5) 对于旋转通道的平均换热特性,第1通道、通道转角和第2通道区域的平均 Nu_l/Nu_s 均随着旋转数的增大而增大,其中,带斜肋通道的第2通道受到旋转效应的影响最为显著.随着通道转角增大,平均 Nu_l/Nu_s 增大,在高旋转数情况下,转弯段的平均 Nu_l/Nu_s 超过第1通道.

6) 对于区域平均换热分布, $\varphi=45^\circ$ 通道的平均换热最强, $\varphi=22.5^\circ$ 通道次之, $\varphi=0^\circ$ 通道的平均换热在3个通道转角中最弱.

参考文献:

- [1] 林宏镇,汪火光,蒋章焰.高性能航空发动机传热技术[M].北京:国防工业出版社,2005.
- [2] 曹玉璋.航空发动机传热学[M].北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [3] 陈冰.航空发动机叶片内部通道冷却的数值模拟[D].辽宁大连:大连理工大学,2002.
- [4] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. London: Taylor & Francis, 2000.
- [5] Johnson B V, Wagner J H, Steuber G D, et al. Heat transfer in rotating serpentine passages with selected model orientations for smooth or skewed trip walls[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 738-744.
- [6] Parsons J A, Han J C, Zhang Y M. Effects of model orientation and wall heating condition on local heat transfer in a rotating two-pass square channel with rib turbulators[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(7): 1151-1159.
- [7] Dutta S, Han J C. Local heat transfer in rotating smooth and ribbed two-pass square channels with three channel orientations[J]. Journal of Heat Transfer, 1996, 118(3): 578-584.
- [8] Nouri B, Kuhhorn A, Lehmann K. Investigations on nusselt number enhancement in ribbed rectangular turbine blade cooling channels of different aspect ratios and rotation numbers[R]. ASME Paper GT2013-94710, 2013.
- [9] Rallabandi A, Lei J, Han J C, et al. Heat transfer measurements in rotating blade-shape serpentine coolant passage with ribbed walls at high reynolds numbers[R]. ASME Paper GT2013-94162, 2013.
- [10] Al-Hadhrami L, Han J C. Effect of rotation on heat transfer in two-pass square channels with five different orientations of 45° angled rib turbulators[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(4): 653-669.
- [11] Fu W L, Wright L M, Han J C. Heat transfer in two pass rotating rectangular channels ($AR=1:2$ and $AR=1:4$) with smooth walls[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(3): 265-277.
- [12] Huh M, Lei J, Liu Y H, et al. High rotation number effect on heat transfer in a rectangular ($AR=2:1$) two-pass channel[R]. ASME Paper GT2009-59421, 2009.
- [13] Huh M, Lei J, Han J C. Influence of channel orientation on heat transfer in a two-pass smooth and ribbed rectangular channel ($AR=2:1$) under large rotation numbers[R]. ASME Paper GT2010-22190, 2010.
- [14] 程俊华,倪彬,邓宏武,等.高旋转数内冷通道换热实验技术及验证[J].航空动力学报,2014,29(8):1817-1823.
CHENG Junhua, NI Bing, DENG Hongwu, et al. Experimental technique and its validation for heat transfer in cooling channels at high rotation numbers[J]. Journal of Aerospace, 2014, 29(8): 1817-1823. (in Chinese)
- [15] Deng H W, Qiu L, Tao Z, et al. Heat transfer study in rotating smooth square U-duct at high rotation numbers[J]. International Journal of Heat Transfer and Mass Transfer, 2013, 66: 733-744.
- [16] Qiu L, Deng H W, Sun J N, et al. Pressure drop and heat transfer in rotating smooth square U-duct under high rotation numbers[J]. International Journal of Heat Transfer and Mass Transfer, 2013, 66: 543-552.

(编辑:王碧琚)