

文章编号: 100026893(2006)052075205

旋转光滑及带肋 U 形通道的局部换热特性

刘传凯, 陶 智, 丁水汀, 徐国强, 邓宏武

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

Local Heat Transfer in a Rotating Smooth and Ribbed U-shaped Channels

LIU Chuan2kai, TAO Zhi, DING Shu2ting, XU Guo2qiang, DENG Hong2wu

(National Key Laboratory of Aircraft Engine, Beijing University of Aeronautics and
Astronautics, Beijing 100083, China)

摘 要: 用实验方法研究了旋转状态下光滑及带肋 U 形方截面通道的换热特性。带肋通道中, 90°直肋对称布置在前后缘, 肋片高径比为 0.143, 节距比为 7。在实验雷诺数及旋转数范围分别为 6 100~ 25 100 和 0~ 0.26 下, 对比分析了光滑及带肋通道的旋转换热特性。结果表明, 带肋通道的换热明显好于光滑通道; 旋转强化了第 1 通道后缘及第 2 通道前缘的换热, 但削弱了第 1 通道前缘及第 2 通道后缘的换热; 旋转效应对带肋结构的第 1 通道前后缘换热的影响最为明显; 光滑通道中, 弯道效应对其下游换热的影响较为显著。

关键词: 燃气轮机; 叶片冷却; 对流传热; 蛇形通道; 旋转

中图分类号: V231.11+3 文献标识码: A

Abstract: Experiments are made to determine the local heat transfer performances in a U-shaped square channel with smooth walls and those with ribbed surfaces. The rib turbulators are placed symmetrically on the trailing and leading walls with an angle of attack of 90°. The rib height to hydraulic diameter (e/D_h) is 0.143; the rib pitch to height ratio (P/e) is 7. The Reynolds number and rotation number are varied in 6 100~25 100, and 0~0.26, respectively. Results for the smooth serpentine channel are compared with those for rib-roughened one. These results show that a significant enhancement in the heat transfer is achieved by means of rib turbulators in a serpentine channel in stationary state as well as in rotation state. The heat transfer of the first pass trailing surface and the second pass leading surface is enhanced by rotation, whereas the first pass leading surface and the second pass trailing surface show a decrease in heat transfer with rotation. The rotation effect on heat transfer is most significant in the first straight section of the rib roughened channel. The bend induced vortices exert more influence on local heat transfer after 180° sharp turn in the smooth channel.

Key words: gas turbine; blade cooling; convective heat transfer; serpentine channel; rotating

随着航空发动机涡轮前温度的不断提高, 高压涡轮叶片冷却问题越来越受到人们的普遍关注。国际上对于旋转涡轮叶片内部 U 形冷却通道的换热已经开展了大量的实验研究^[124], 其中包括了圆形、矩形、正方形等截面通道的旋转换热特性。近些年来, 国内对旋转 U 形冷却通道的研究也逐渐重视, 并对旋转状态下光滑方截面直通道^[5]和对环肋 U 形通道^[6]内换热进行了实验研究。但实验旋转数与真实发动机还存在一定差距。不仅如此, 对于真实发动机所普遍采用的前后缘带肋通道的研究, 国内也无相关报道。本文在较大的旋转数范围内, 用实验方法研究了旋转状态下前后缘带肋方形截面 U 形通道的换热特性, 并与光滑通道的旋转换热特性进行了对比分

析, 实验旋转数覆盖了真实发动机参数范围, 对涡轮叶片内冷通道的设计具有一定的参考价值。

1 实验模型及设备

1.1 实验模型

图 1 为实验简化模型的剖面图, 模型通道内截面为边长 14 mm 的正方形, 通道加热面是由安装了加热丝和热电偶的铜块组成, 并由绝热性较好的环氧酚醛夹布胶木相互隔离。带肋通道前后缘的铜块换热面偏向主流方向的一侧有一道高宽均为 2 mm 的直肋(转弯段除外)。各铜块垂直于换热面的投影面积完全相同, 其背面的加热量也相等。每一个铜块都对应着唯一的热电偶测点, 由于铜的高导热系数, 可认为热电偶所测得的温度即代表了该位置的平均壁温。为获得较好的进口条件, 进口处安装了整流滤网, 使得进口来流均匀一致。

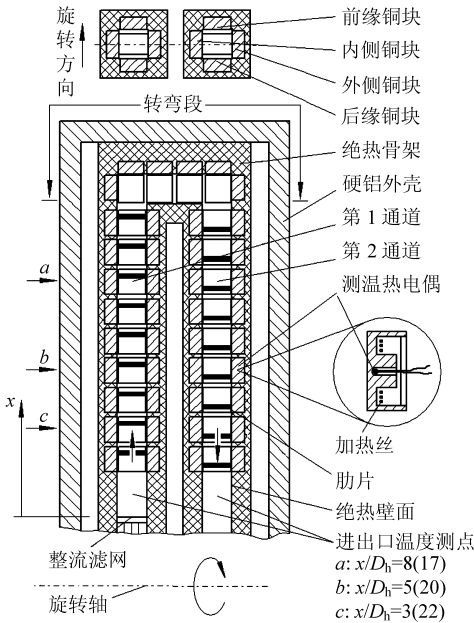


图 1 通道模型简图

Fig 1 Schematic of the heat transfer test model

11.2 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实验室的高速综合旋转换热实验台上进行。如图 2 所示, 实验冷气来自经过稳压后的压缩空气, 其流量由转子流量计测量, 经过动静密封装置进入旋转部件; 实验件的温度信号由遥测仪采集并发射到静止的接受器, 经过数据采集卡转化为数字信号后传送到计算机。旋转部件的供电设备为直流稳压电源, 通过滑环引电器接入旋转部件。

11.3 加热及热损失估计

本实验的加热方法为镍铬电阻丝加热, 整个加热模型为等热流条件。实验中铜块的热损失主要是通过铜块背面的保温材料向环境散失的热量, 铜块与其相邻铜块之间的导热也记入局部热损失中。局部热损失的估算是在气体流量为零,

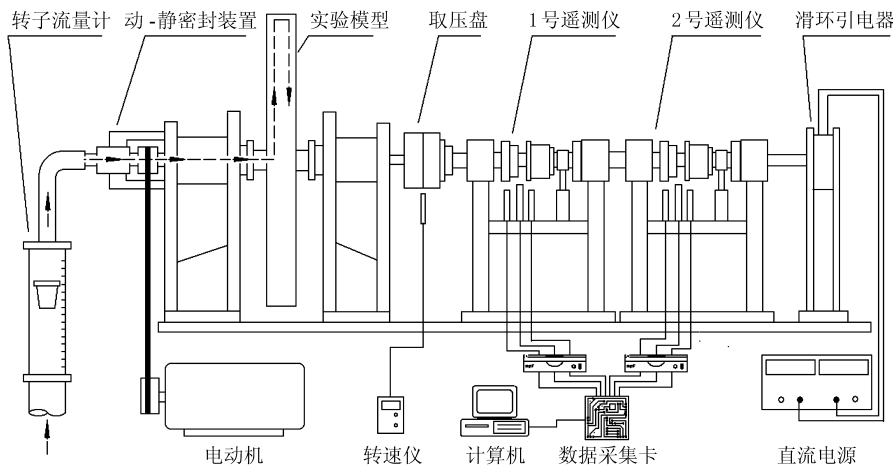


图 2 旋转换热实验台

Fig 2 Schematic of the rotating test facility

内通道塞满绝热岩棉的条件下进行的。依据不同加热量及转速下的实验, 建立了能较为准确地反映实验工况下热损失分布规律的数学模型, 用于热损失修正。

2 实验数据处理及误差分析

将叶片内冷通道横截面设为正方形并适当放大, 通过对控制方程的无因次分析, 在几何相似的基础上控制旋转系对流换热过程的无因次准则数为雷诺数 Re , 旋转数 Ro , 浮力数 Bo , 普朗特数 Pr 以及沿流向无因次位置 x/D_h 。实验中, 表示物性的无量纲参数 Pr 基本为常数, 所以, 局部努塞尔数可表示为

$$Nu = f(Re, Ro, Bo, x/D_h)$$

式中: 努塞尔数 $Nu = hD_h/K$; 雷诺数 $Re = QD_h\bar{V}_0/L$; 旋转数 $Ro = 8D_h/\bar{V}_0$; 浮力数 $Bo = (\rho Q Q Ro^2 R/D_h) / (\rho Q Q (Q - Q_0)/Q = (\bar{T}_w - T_0)/\bar{T}_w)$; 沿流向无因次位置 x/D_h 是从进口开始, 沿通道轴线到计算点的距离 x 与水力直径 D_h 的比值; K 为空气热传导率; T_0 为进口温度; Q 为进口气体密度; R 为换热面径向位置; Q_w 为壁面平均气流密度; \bar{T}_w 为壁面平均温度; 局部换热系数 $h = q_{net}/[A(T_w - T_b)]$, q_{net} 为净换热量, 由通道内加热面的电加热功率减去估算的热损失功率获得; A 为通道内换热面积; 壁面温度 T_w 为实验测量值; 局部主流平均温度 $T_b = T_0 + E Q_{net}/m c_p$, $E Q_{net}$ 为气体与通道壁面从进口到计算点之间的总换热量, m 为气体质量流量; 特

征尺寸为水力直径 D_h ; 进口平均速度 \bar{V}_0 为定性速度; 定性温度 T_f 定义为 $(T_w + T_b)/2$ 。

在实验的直接测量中, 温度的测量误差主要由热电偶测量误差以及温度信号的动静传送失真造成的, 经过标定, 最大不超过 ± 0.18 K; 转速是由光电测速表测定, 其误差为 ± 1 r/min; 电流表的测量精度为 0.5 级; 转子流量计的精度为 1.5 级。依据误差传递原理, 在间接测量中, 雷诺数的相对误差在最小和最大实验流量下, 分别为 6.2% 和 11.7%; 壁面净热流的计算误差主要来源于电加热功率的误差以及局部热损失(受转速影响)的估算误差, 不同实验工况下其值在 4%~12% 之间不等; 局部努塞尔数的计算误差在不同实验工况下及不同沿程位置处的差异较大。在静态高雷诺数下 ($Re \setminus 10\ 000$), 各沿程位置努塞尔数相对误差均不超过 9%, 在高转速 ($n = 1\ 200$ r/min) 低雷诺数下 ($Re = 6\ 100$), 第 1 通道局部努塞尔数的最大相对误差不超过 15%, 第 2 通道局部努塞尔数的最大相对误差有所增加, 并在出口附近的局部区域达到最大, 但不超过 30%。

3 实验结果分析

在旋转通道内冷气流会受到离心力、哥氏力和浮升力的作用及其交互作用。因此, 通道内冷气的流动和换热特性非常复杂, 通道内各个换热面的换热规律各不相同。图 3 是通道各面的定义、各种力的作用方向及相应的哥氏力二次流。

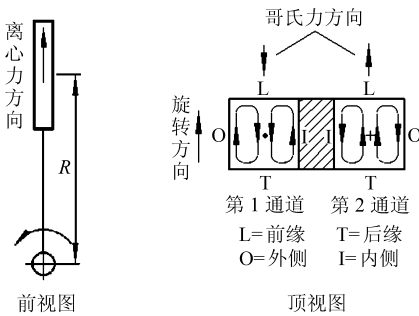


图 3 模型的前视图和顶视图

Fig 3 Front and top views of model channel

本文重点针对哥氏力所指向(或背离)的前后缘表面的换热特性进行分析。

图 4、图 5 分别给出了雷诺数为 10 000 时, 光滑及带肋通道在不同转速下 ($n = 0, 300, 600, 900, 1\ 200$ r/min), 前后缘局部努塞尔数比 Nu/Nu_0 的沿程分布。这里, Nu_0 是由 Dittus Boelter 紊流关联式得到的努塞尔数。从图中可以看出, 哥氏

力所指向面(第 1 通道后缘与第 2 通道前缘)的局部努塞尔数总体上随旋转数的增加而增加; 哥氏力所背离面(第 1 通道前缘与第 2 通道后缘)的局部努塞尔数总体上随旋转数的增大而削弱。可见, 旋转显著地影响了换热, 导致了通道内各表面局部换热的重新分布。这是由于旋转状态下的哥氏力推动了通道内垂直于主流的截面上二次流的形成, 并使得主流流向哥氏力所指方向偏移, 造成哥氏力所指向面的边界层减薄, 换热被加强, 哥氏力所背离面的边界层加厚, 换热被削弱^[2]。

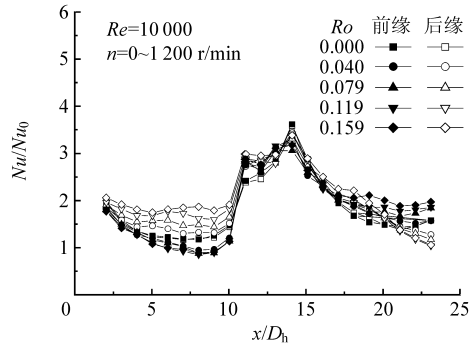


图 4 局部努塞尔数比与旋转数的关系(光滑通道, $Re = 10\ 000$)

Fig 4 Variation of local Nusselt number ratio with rotation number ($Re = 10\ 000$, smooth channel).

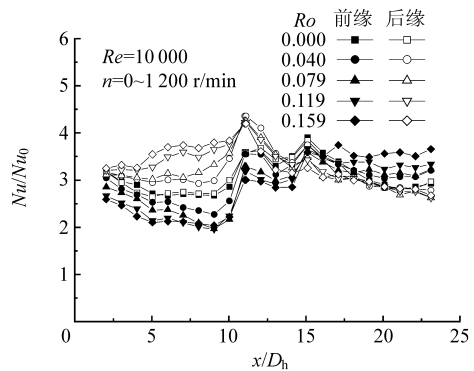


图 5 局部努塞尔数比与旋转数的关系(带肋通道, $Re = 10\ 000$)

Fig 5 Variation of local Nusselt number ratio with rotation number ($Re = 10\ 000$, rib2 roughened channel).

肋片对换热的增强作用主要是通过其扩展表面以及对边界层的破坏作用实现的。旋转改变了各表面的近壁流场, 而肋片对边界层的破坏能力直接与其所处的近壁流场的流动状态相关。通过对比图 4 和图 5 还可以看出, 带肋通道的换热不仅总体上显著高于光滑通道, 同时, 其第 1 通道后缘换热随旋转数的增加而增长的幅度以及第 1 通道前缘换热随旋转数增加而下降的幅度均大于光滑通道。这说明, 主流流向哥氏力所指面的偏移在一定程度上造成肋片对该表面近壁流场的扰动作用增强, 而在哥氏力所背离面的肋片则使得近

壁流场更趋于稳定^[4]。旋转对两种结构的第 2 通道换热的影响均小于其对第 1 通道换热的影响。这可能是由与主流方向相反的离心力及弯道效应的共同作用的结果。

为了减小进口及弯道效应的影响而使旋转的影响更为直观,图 6 给出了雷诺数为 6 100, 10 000 和 25 100 时,光滑通道在不同沿程无因次位置处转静努塞尔数比 Nu/Nu_s 与旋转数 Ro 的关系。其中, Nu_s 为静止条件下通道的局部努塞尔数。实验转速范围均为 0~1 200 r/min, 对应于 3 种雷诺数下的旋转数范围分别为 0~0.126, 0~0.159 和 0~0.063。从图中可以看出, 旋转效应在直通通道中随无因次位置的增加而增加。在最大旋转数下 ($Ro=0.126$), 第 1 通道中部 ($x/D_h=5$) 和近充分发展段 ($x/D_h=8$) 后缘的换热比静止状态分别增长了约 77% 和 100%, 其前缘对应位置处的换热分别下降了约 25% 和 40%; 第 2 通道中部 ($x/D_h=20$) 和近充分发展段 ($x/D_h=22$) 前缘的换热比静止状态分别增长了约 18% 和 32%, 其后缘对应位置处的换热分别下降了约 10% 和 42%。这表明在哥氏力作用下, 通道内的哥氏力二次流从进口开始(或转弯段出口)经历了一个形成和不断加强的过程。

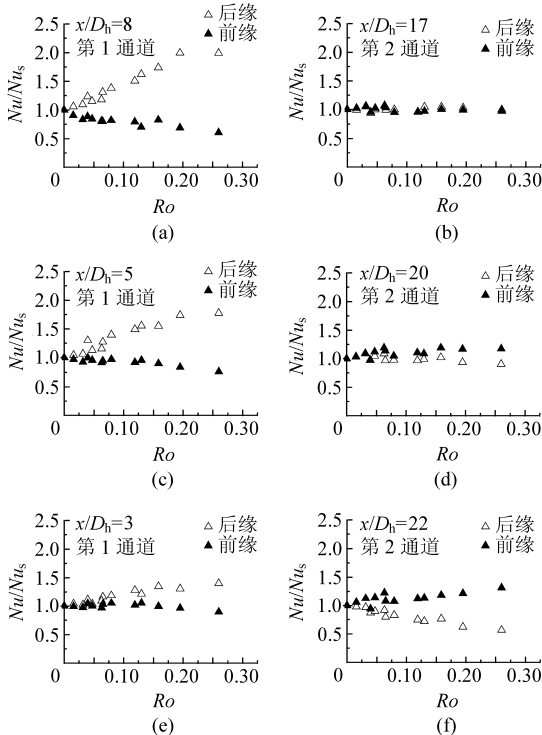


图 6 光滑通道局部转静努塞尔数比与旋转数的关系 ($Re=6\ 100, 10\ 000, 25\ 100$)

Fig 6 The local Nusselt number ratio (to Nu_s) of the smooth channel with variation of Ro for $Re=6\ 100, 10\ 000, 25\ 100$.

图 7 给出了带肋通道在不同沿程无因次位置处转静努塞尔数比 Nu/Nu_s 与旋转数 Ro 的关系, 其实验参数范围与图 6 相同。在最大旋转数下 ($Ro=0.126$), 第 1 通道中部 ($x/D_h=5$) 和近充分发展段 ($x/D_h=8$) 后缘的换热比静止状态分别增长了约 48% 和 62%, 其前缘对应位置处的换热分别下降了约 18% 和 25%; 第 2 通道中部 ($x/D_h=20$) 和近充分发展段 ($x/D_h=22$) 前缘的换热比静止状态分别增长了约 28% 和 36%, 其后缘对应位置处的换热分别下降了约 6% 和 12%。可见, 带肋通道前后缘 Nu/Nu_s 差异随 Ro 的变化幅度小于光滑通道, 这是由于带肋通道在静止条件下的换热远大于光滑通道的换热所致。从第 2 通道各无因次位置处 Nu/Nu_s 与 Ro 的关系看, 肋片在一定程度上抑制了弯道效应对其下游换热影响。旋转状态下, 光滑结构的第 2 通道上游第 3 个测点 ($x/D_h=17$) 处前后缘的换热几乎一致, 而带肋通道在该位置已显示出较为明显的旋转效应。不仅如此, 随 x/D_h 增加, 光滑通道中前后缘换热的差异明显有一个从无到有并快速增长的过程, 在带肋通道中, 前后缘换热差异则是先迅速出现然后再小幅增长。

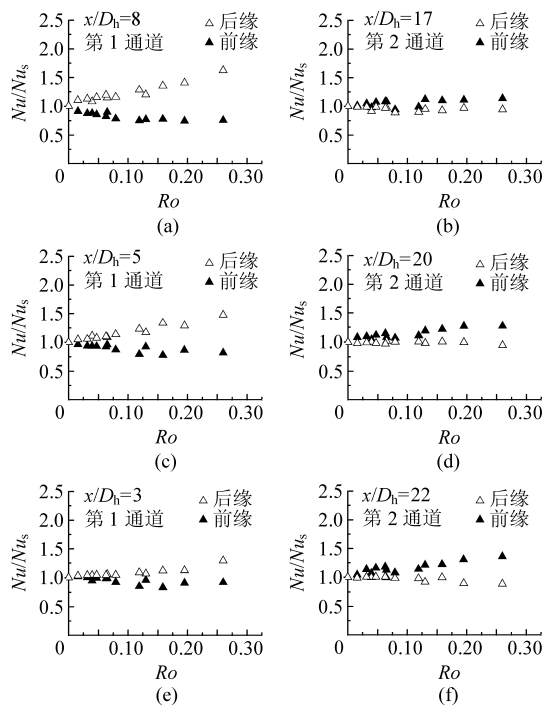


图 7 带肋通道局部转静努塞尔数比与旋转数的关系 ($Re=6\ 100, 10\ 000, 25\ 100$)

Fig 7 The local Nusselt number ratio (to Nu_s) of the ribbed channel with variation of Ro for $Re=6\ 100, 10\ 000, 25\ 100$.

4 结 论

对于旋转状态下光滑及前后缘带直肋U形通道:

(1) 哥氏力所指向面(第1通道后缘与第2通道前缘)的局部努塞数随旋转数的增加而增加。在最大旋转数下($Ro=0.26$),光滑及带肋结构的第1通道近充分发展段($x/d_h=8$)后缘的换热比静止状态分别增长了约100%和62%。

(2) 哥氏力所背离面(第1通道前缘与第2通道后缘)的局部努塞数随旋转数的增大而削弱。在最大旋转数下($Ro=0.26$),光滑及带肋结构的第1通道近充分发展段($x/D_h=8$)前缘的换热比静止状态分别下降了约40%和25%。

(3) 第1通道(径向出流)的旋转效应大于第2通道(径向入流)的旋转效应。

(4) 从进口(或转弯段出口)开始,随沿程无因次位置的增加,旋转效应总体上是不断增加的。

(5) 带肋通道的换热总体上高于光滑通道,并且在相同旋转数下,其第1通道前后缘努塞尔数差异明显大于光滑通道,但带肋通道前后缘转静努塞尔数比 Nu/Nu_s 的差异小于光滑通道。

(6) 在光滑通道中,弯道效应对其下游换热的影响更为明显。

参 考 文 献

- [1] Yang W J, Ahang N, Chiou J. Local heat transfer in a rotating serpentine flow passage[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1992, 114: 354-361.
- [2] 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 wall[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1993, 115: 912-920.

- [3] 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 90° rib turbulators[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38: 1152-1159.
- [4] Zhang N, Chiou J, Fann S, et al. Local heat transfer distribution in a rotating serpentine rib-roughened flow passage[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1993, 115: L560-567.
- [5] 王宝官, 王武, 吉洪湖. 模拟涡轮叶片内部冷却通道方管和收缩管换热的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1997, 18(5): 608-611.
- Wang B G, Wang W, Ji H H. Experimental investigation of heat transfer simulation in the turbine blade with rotating square and taper tubes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(5): 608-611. (in Chinese)
- [6] 邓宏武, 陶智, 徐国强, 等. 旋转状态下有转角带肋U形通道内换热实验研究[J]. 大连理工大学学报, 2001, 41(1): 38-41.
- Deng H W, Tao Z, Xu G Q, et al. Experimental investigation on heat transfer within a rotating ribbed serpentine passage with stagger angles[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2001, 41(1): 38-41. (in Chinese)

作者简介:



刘传凯(1979-) 男,黑龙江桦南人,北京航空航天大学航空宇航推进理论与工程专业直博生,2001年飞行器动力工程专业毕业,保送攻读航空宇航推进理论与工程专业博士学位,主要从事旋转换热方面的研究。E-mail: lck2ww@sina.com, 电话: 0102317694。

(责任编辑: 鲍亚平)