

高旋转数内冷通道换热实验技术及验证

程俊华¹, 倪彬¹, 邓宏武¹, 田淑青², 陈豪¹

(1. 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;

2. 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)

摘 要: 通过内冷通道换热理论分析及实验系统优化, 获得了使内冷通道内气体压力保持在 500 kPa 以上的高旋转数实验技术, 旋转数和雷诺数的范围分别为 $0 \sim 2.08 \times 10^4$ 和 7×10^4 , 极大满足了旋转数与雷诺数同时覆盖真实发动机涡轮叶片工作参数的实验需求. 证实了雷诺数和旋转数对内冷通道换热的影响可以解耦. 而应用该实验技术进行同等旋转数实验时, 内冷通道热损失占总加热量的比例和实验误差分别降低到 18% 和 $\pm 10\%$.

关 键 词: 高压; 高雷诺数; 高旋转数; 对流换热; 内冷通道; 实验技术

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Experimental technique and its validation for heat transfer in cooling channels at high rotation numbers

CHENG Jun-hua¹, NI Bin¹, DENG Hong-wu¹,
TIAN Shu-qing², CHEN Hao¹

(1. 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;

2. Research and Development Center, Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Shanghai 201108, China)

Abstract: Based on analysis of cooling channel heat transfer theory and test system optimization, an experimental technology at high rotation numbers with gas pressure in cooling channel higher than 500 kPa was developed and implemented. The rotation number and Reynolds number ranged from 0 to 2.08 and 10^4 to 7×10^4 , respectively, which covered the work parameters of real engine turbine blade. It is found that the effects of Reynolds number and rotation number on heat transfers in cooling channel are able to be separated. Under the condition of the same rotation number, the ratio of cooling channel heat loss and total heat and test error can be reduced to 18% and $\pm 10\%$ respectively in this scenario.

Key words: high pressure; high Reynolds number; high rotation number;
convective heat transfer; cooling channel; experimental technique

随着航空发动机性能的不不断提升, 涡轮叶片的工作环境越来越恶劣, 使得其冷却结构的优化设计越来越受到人们的重视. 由于涡轮叶片内冷

通道在旋转状态下存在着离心力、哥氏力以及非等温场下的浮升力的相互作用, 其流动和换热特性相当复杂, 使得内冷通道(以下简称通道)在旋

转状态下的实验研究尤为必要。

众所周知,真实发动机涡轮叶片通道内的典型工作参数是在雷诺数为 5×10^4 下旋转数达到 0.25 左右. 为了更加准确地了解真实发动机涡轮叶片通道的流动和换热特性,需要使实验工况尽量涵盖或接近这一工作参数. 之前很多学者虽然针对通道的旋转换热开展了大量的实验研究^[1-6],但一般是通过控制气体流量或实验转速来改变实验参数,实验旋转数较低. 近年来,国际上逐渐实现了高旋转数条件下通道换热的实验研究^[7-10],其主要技术手段是提高通道内的气体压力. 目前国内对通道换热的实验研究已经有了一些基础^[11-15],但实验参数范围较小,不能有效满足真实发动机涡轮叶片通道设计的需要. 本文通过一整套针对高压工况的实验平台优化方案,获得了高旋转数下通道换热实验技术,显著提高了实验旋转数,使实验参数范围完全覆盖了真实发动机工作参数,并通过一系列实验论证了本实验技术的可靠性和优越性.

1 实验技术与实验设备

1.1 旋转换热实验台

本实验技术的验证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涡轮叶片通道旋转换热实验台上进行. 实验台采用模块化设计,其结构如图1所示,主要由供气系统、动力系统、实验模块和测试系统组成.

实验台使用一台大功率电动机提供旋转动力,并通过电控程序控制转速. 实验段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

块转化为数字信号后,由滑环引电器引出并传送到计算机中进行处理. 实验通道的压力采集通过实验室自主设计的多路选通旋转压力测量系统实现,其设计思想是通过选通系统控制实验段的多路引压管与有限输出管路之间的通断,使连通后的测压点气流经过动静转换传送给静止的压力变送器进行压力测量,并将采集到的压力数据实时转化成数字信号传输给计算机处理.

1.2 技术思路

为便于实验研究,一般将涡轮叶片通道适当简化和放大. 在几何相似的基础上,通过对控制方程的无量纲分析,得到控制旋转系对流换热过程的无量纲准则数:雷诺数 Re , 旋转数 Ro , 浮力数 Bo , 普朗特数 Pr 以及沿程无量纲位置 X/D_h . 一般冷却介质是空气,变化不大的 Pr 基本可以当作常数处理. 所以表示换热强度的努塞尔数可以表示为

$$Nu = f(Re, Ro, Bo, X/D_h) \quad (1)$$

式中

$$Re = \frac{\rho_0 \cdot V_0 \cdot D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} \cdot D_h}{\mu \cdot A} \quad (2)$$

$$Ro = \frac{\omega \cdot D_h}{V_0} = p \cdot \frac{n}{Re} \cdot \frac{D_h^2}{\mu R_g T_0} \times 0.105 \quad (3)$$

式中沿程无量纲位置 X/D_h 是从进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, V_0 分别为进口气流密度和速度; A 为通道横截面面积; μ 为空气动力黏度; ω 为旋转角速度; $\dot{m}$ 为气体流量; p 为通道进口压力; n 为实验转速; R_g 为空气气体常数; T_0 为进口温度.

参照式(2)和式(3),低压旋转实验的参数控制方法可以解释为:在通道水力直径一定的条件下,增加气体流量可提高雷诺数;而由于气体压力

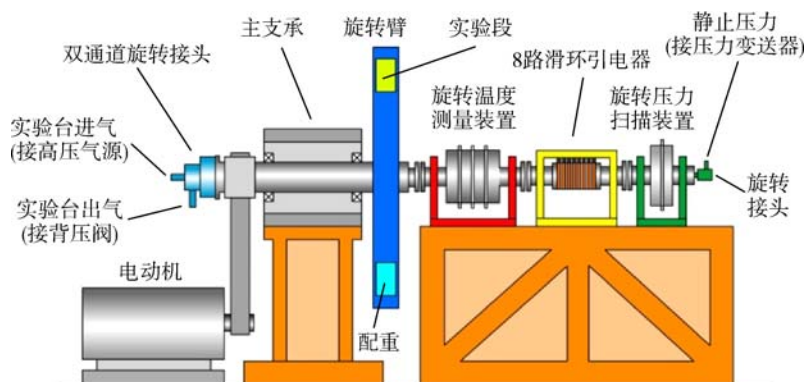


图1 旋转换热实验台简图

Fig. 1 Schematic of rotating heat transfer test facility

较低,气流速度随之增加,在转速一定的情况下,旋转数降低。只有降低雷诺数或者提高转速才能提高旋转数。但是降低雷诺数不能显著提高旋转数,并使参数范围偏离真实涡轮叶片工作工况,而提高转速受限于实验台旋转能力,也只能有限地提高旋转数。由后续分析可知,低雷诺数和高转速还会降低实验精度。

而如果提高旋转通道内气体压力,在通道流量和水力直径不变(即雷诺数不变)的条件下,由于气体密度随着压力的提高而增大,气流速度相应地降低,在转速一定的情况下,旋转数增大,从而可以在不降低雷诺数和增加转速的情况下达到较高的旋转数,实现高雷诺数和匹配的高旋转数。这是高旋转数通道换热实验技术的主要思想。

但是,实验系统压力的提高面临着一系列困难,如实验气路的压力保持、供气管路的高压密封、进气系统的动静转换及旋转密封、实验通道的高压密封及承压设计等。为解决这些问题,本实验技术有针对性地对现有实验气路进行了改造。

1.3 高压实验气路

经过针对高压实验工况的实验台气路改造,当前实验系统可以保持通道内气体压力在 500 kPa 以上,高压实验气路如图 2 所示。实验冷气由高压气源经过过滤和稳压而来,其流量由热式流量计实时采集,并藉由数控程序控制气动阀来实时调节。供气管路采用无缝钢管,实验台进气和内部管路采用硬质 PU(polyurethane)管,管路连接处采用气密性良好的卡套接头,使实验气路可承受的最大压力达到 1.013 MPa。主要技术难点的解决方案如下。

1) 旋转进气:供气气路与实验台旋转气路的

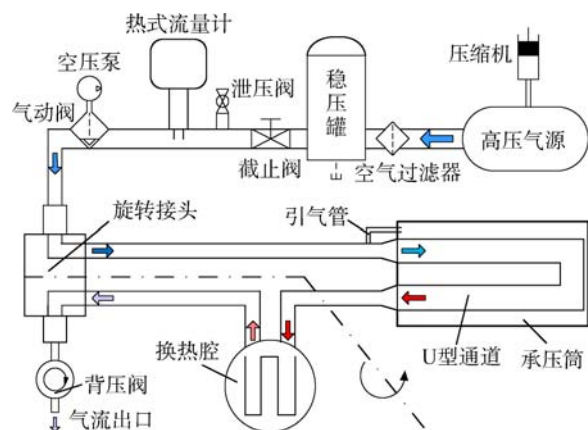


图 2 高压实验气路简图

Fig. 2 Schematic of high pressure test gas circuit

连通需要动静转换,并要求高压气密性,该部分通过采用旋转接头将冷气引入到实验段来实现。

2) 高压保持:通过调节背压阀可以维持阀前气流在一定压力水平,以保持上游的实验通道处于高压状态。背压阀较大的尺寸会压缩旋转实验段可用空间,更不便于背压阀的调节,故通过旋转接头的出气通道将出口气流导出到背压阀。

3) 出气冷却:被加热的出口气流在经过旋转接头流到背压阀的过程中,会不断加热相邻通道的冷气,使进口气流持续升温而难以达到热稳定。本文有针对性地在旋转臂配重段中安装换热腔以冷却通道出口气流,并充当部分配重。

4) 通道保护:由于通道内部流通高压气体,单靠通道本身承力、承压和密封比较困难,所以将通道安装在封闭的承压筒中,从进口上游向承压筒内通入高压气体使通道内外压力均衡,既保护了通道又提高了通道气密性。

2 验证实验模型及数据处理

基于实验台当前的研究方向,本实验技术的验证实验通过光滑回转通道旋转换热实验展开。

2.1 实验模型

实验模型的主体是光滑 U 型通道,其结构如图 3 所示,通道截面是水力直径为 24 mm 的正方形,通道长度与水力直径的比值为 22.5,通道平均旋转半径与水力直径的比值为 17.25。通道沿程的每个测点单元由铜块、电加热膜、热电偶以及保温材料、绝热隔板等构成。铜块的导热系数很高,可以认为热电偶所测温度即是测点位置处铜块壁面的平均温度。

实验的加热方式为电加热膜(由镍铬电阻丝制成)加热,如图 3 所示,通过一层较薄的导热硅胶将电加热膜贴在铜块背面,壁面边界条件为等热流。电加热膜的加热量(即总加热量)分为铜块热损失(即通道热损失)和被通道气流带走的热量,实验中通道热损失主要是铜块背面通过保温材料向环境散失的热量。通道热损失的估算在气体流量为零,通道内塞满绝热岩棉的条件下进行,依据不同加热量及转速下的实验数据,得到相应实验工况下各通道热损失系数,用于热损失修正。

2.2 数据处理

根据 1.2 节中对控制旋转系对流换热过程的无量纲准则数的叙述,实验数据的处理方法如下:

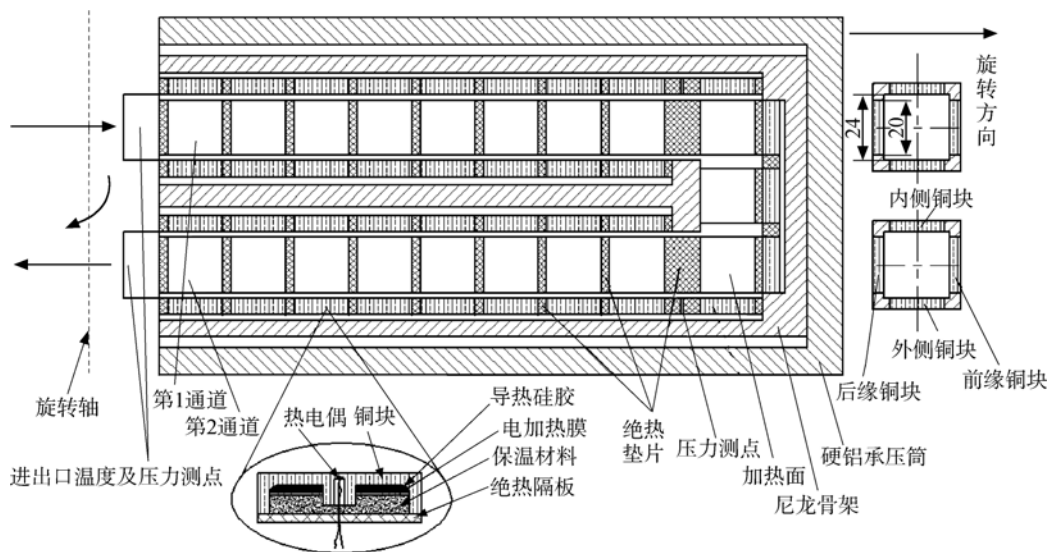


图 3 实验模型简图(单位:mm)

Fig. 3 Schematic of test model (unit:mm)

努塞尔数

$$Nu = h \cdot D_h / \lambda \quad (4)$$

局部传热系数定义为

$$h = \frac{Q_{\text{net}}}{A_{\text{cu}}(T_w - T_b)} \quad (5)$$

式中 Q_{net} 为铜块净换热量, 由铜块所在测点的总加热量减去估算的通道热损失而得; T_w 为铜块壁面温度; A_{cu} 为铜块换热面积, λ 为导热系数。

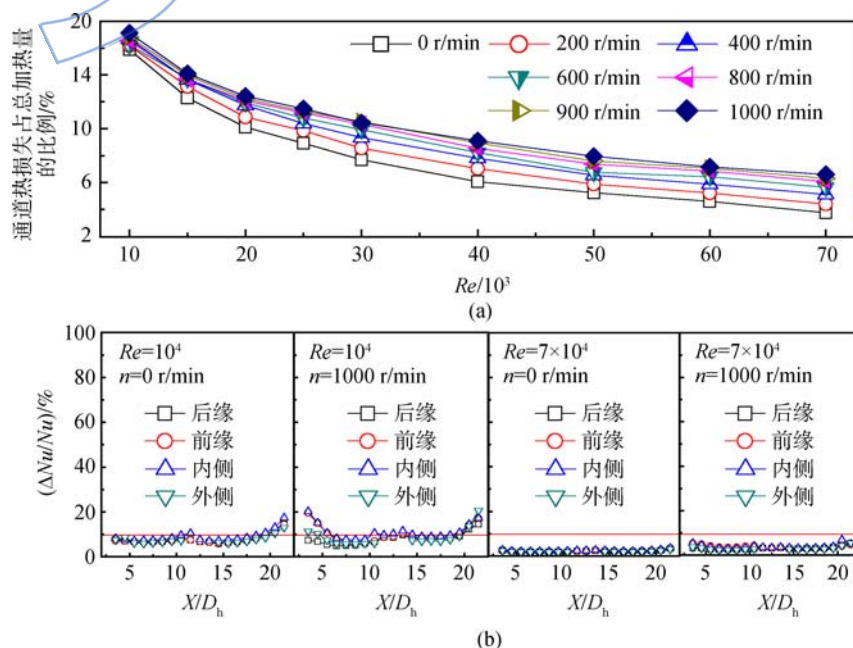
局部主流平均温度定义为

$$T_b = T_0 + \frac{\sum Q_{\text{net}}}{\dot{m} c_p} \quad (6)$$

式中 $\sum Q_{\text{net}}$ 为进口到计算点之间所有铜块的净换热量; c_p 是空气比定压热容; T_0 为进口处的空气温度。

2.3 通道热损失及误差分析

依靠上述高压实验气路及实验模型, 本文在 Re 为 $10^4 \sim 7 \times 10^4$, 转速为 $0 \sim 1000 \text{ r/min}$ 的范围内, 进行了 0° 转角的高旋转数通道换热实验。图 4(a) 表示不同工况下的通道热损失占总加热量的比例, 图 4(b) 表示不同工况下通道各面的 Nu 相对误差分布。可以看到, Re 越低、转速越高的情况

图 4 通道热损失占总加热量的比例和 Nu 相对误差分布Fig. 4 Ratio of channel heat loss and total heat and Nu relative error distribution

下,通道热损失占总加热量的比例越大,同时通道各面的 Nu 相对误差也越大.而低压实验在低雷诺数下实现高旋转数,使得总加热量较小,通道热损失占总加热量的比例很大,同时较大的通道热损失估算误差增大了实验误差.但是提高通道内压力可以在高雷诺数下达到高旋转数,通道热损失占总加热量的比例和实验误差均大大降低.在所有高压验证实验工况中,通道热损失占总加热量的比例最大不超过 18%,除 $Re=10^4$ 工况外,通道各处的 Nu 相对误差最大不超过 $\pm 10\%$.

3 验证实验结果及其讨论

3.1 验证实验的工况参数及可靠性

图 5 为提高通道进口压力的情况下,验证实验在不同 Re 和 n 下达到的旋转数分布.

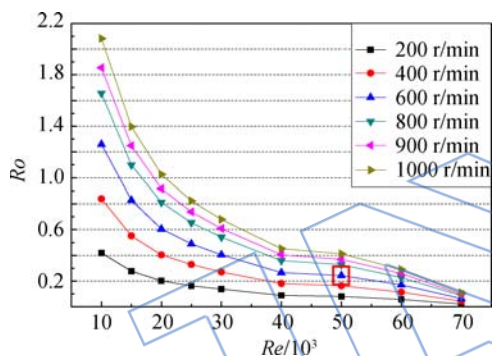


图 5 不同实验工况下的旋转数

Fig. 5 Rotation number under different test conditions

从图 5 中可以看到,在 $Re=5 \times 10^4$ 的工况下, $n=600$ r/min 对应的 Ro 约为 0.24, $n=800$ r/min 对应的 Ro 约为 0.32,说明验证实验的参数范围完全涵盖真实发动机涡轮叶片的工况参数.与传统低压实验相比,本实验技术大幅扩展了实验参数范围.而与国外相比,当前实验台可以在更高的转速下进行实验,所以参数范围达到甚至超过了国外水平,当前实验台的 $Re \times Ro$ 最高达到了 2.1×10^4 .

图 6 在 $Re=3 \times 10^4 \sim 7 \times 10^4$, $Ro=0.022 \sim 0.137$ 的参数范围内,给出了第 1 通道 ($X/D_h = 3.5 \sim 10.5$) 及第 2 通道 ($X/D_h = 14.5 \sim 21.5$) 的 Nu/Nu_s 同 Hwang 等人^[6] 相应的经验关系式 (F_{out} 和 F_{in}) 的比值,以检验实验系统的可靠性 (Nu_s 为静止状态下的努塞尔数).

在通道后缘处

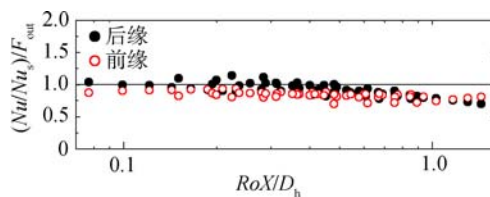
$$F_{out} = 1 + 0.82(RoX/D_h) - 0.07(RoX/D_h)^2$$

$$F_{in} = 1 - 0.05[Ro(X/D_h - 13.5)] + 0.03[Ro(X/D_h - 13.5)]^2$$

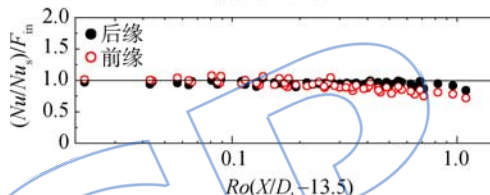
在通道前缘处

$$F_{out} = 1 - 0.07(RoX/D_h) + 0.025(RoX/D_h)^2$$

$$F_{in} = 1 + 0.52[Ro(X/D_h - 13.5)] - 0.07[Ro(X/D_h - 13.5)]^2$$



(a) 第1通道



(b) 第2通道

图 6 实验数据与文献[6]关系式的对比

Fig. 6 Comparison between test data and correlations from Ref. [6]

可以发现,实验数据在组合参数 RoX/D_h 较小时同经验关系式的对应关系较好,而 RoX/D_h 较大时的对应关系较差.这和大多数实验研究数据与该经验关系式对比的结论一致,足以证明实验数据的可靠性,进而反映了本实验技术的可靠性.

3.2 不同进口压力下的实验对比

在保持 $Re=2 \times 10^4$ 且温度比相近的条件下调整转速,以分别在低压和高压进口条件下达到相同的旋转数 Ro ,具体实验工况参数如表 1 所示.可以看到,与低压工况相比,高压工况在较低

表 1 等旋转数工况参数

Table 1 Parameters of the same Ro conditions

分类	编号	Ro	p/kPa	$n/(\text{r/min})$
第 1 组	A	0	108.9	0
	B	0	505.7	0
第 2 组	A	0.09	108.8	400
	B	0.09	506.3	88
第 3 组	A	0.17	109.5	800
	B	0.17	506.9	172

转速下就能达到相同的 Ro , 如保持 $Ro=0.17$ 时, 低压工况的转速为 800 r/min , 高压工况的转速则只需 172 r/min , 体现了本实验技术的优越性。

图7分别对比了表2中3组旋转数相同的工况的通道沿程 Nu 分布, 以对比分析不同参数组合得到的实验结果(图中的A,B与表1中的编号对应)。结果发现, 改变进口压力和转速而保持 Ro 不变时, 通道各面的沿程 Nu 分布基本一致。这说明 Ro 各个组合参数此消彼长的变化不会影响通道换热特性, Ro 可以较好地表征旋转效应。

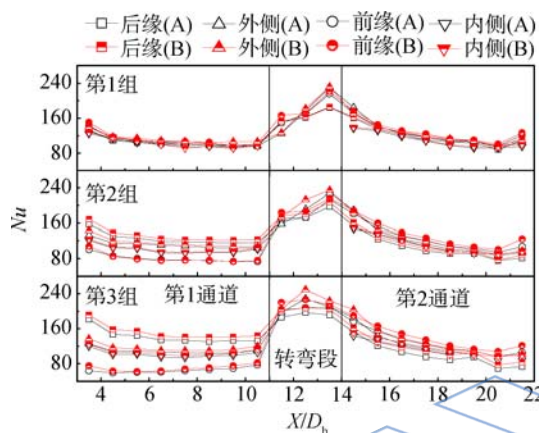


图7 等旋转数工况沿程 Nu 分布对比

Fig. 7 Comparison of streamwise Nu distribution under the same Ro conditions

从图7中看到, 转弯段受弯道效应的影响, 换热显著增加。第2通道上游受弯道二次流的影响换热较强, 且随弯道效应的减弱而沿程减弱, 而第1通道在进口效应的影响下沿程换热逐渐减弱, 进口效应的影响相对弱于弯道效应对第2通道的影响。旋转数较高时, 哥氏力的作用使第1通道主流核心向后缘偏移, 使前后缘产生换热差异; 而在第2通道上游, 弯道效应相较于哥氏力对通道换热起主导作用, 前后缘换热差异相对较小。

3.3 雷诺数对旋转效应的影响

旋转状态下, 通道中径向速度分量的不均匀导致了通道截面内哥氏力的不平衡, 推动了主流型的偏移和二次流的产生。通常认为雷诺数的增加意味着流体在给定通道长度内的平均停留时间的缩短, 将削弱哥氏力的作用效果, 但同时诱发了通道截面内速度梯度的增加, 增强了哥氏力的不平衡性^[15], 因而雷诺数在上述两方面对旋转效应产生了影响。

目前公开发表的大部分相关文献均认为 Nu 与 Re 的指数形式(Re^n)成正比, 意味着对比分析

同一雷诺数下旋转状态下的 Nu 和静止状态下的 Nu_s , 就能消除旋转状态下 Re 对通道换热特性的影响。上述分析的验证需要以大旋转数范围内的换热实验为基础, 本实验技术实现了这一要求, 并从验证实验数据中找到了3组 Ro 较为一致的工况(见表2)来对比分析, 如图8所示。

表2 旋转数一致的工况参数

Table 2 Parameters of approximate Ro conditions

分类	编号	Ro	$Re/10^4$	$n/(r/min)$
第1组	C	0.40	3	600
	D	0.40	4	800
第2组	C	0.83	1.5	600
	D	0.82	2.5	1000
第3组	C	1.26	1	600
	D	1.25	1.5	900

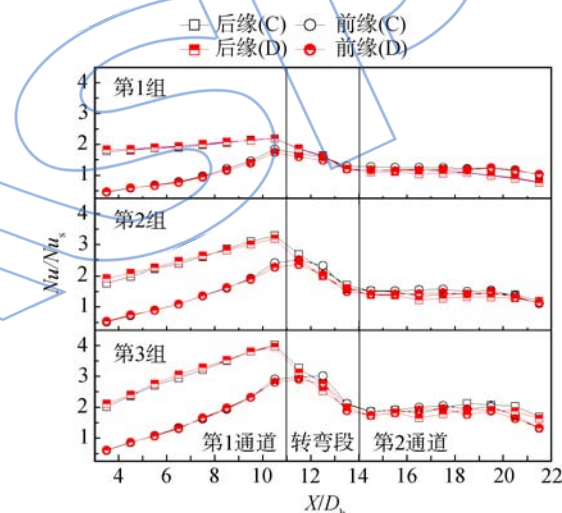


图8 Ro 一致工况的通道前后缘沿程 Nu/Nu_s 分布

Fig. 8 Streamwise Nu/Nu_s distribution of front and back edges of channel under approximate Ro conditions

可以看到, 在 $Ro=0.40\sim 1.26$ 的范围内, 每组 Ro 一致的两个工况的通道前后缘沿程 Nu/Nu_s 分布基本一致, 而与各自工况的 Re 大小无关, 充分表明 Re 对旋转效应的影响可以分离, Re 和 Ro 不会相互耦合而影响通道 Nu 的分布, 从而证实了 Nu 与 Re 的指数形式(Re^n)成正比。因而在低雷诺数下进行高旋转数通道换热的实验研究, 但是由之前的分析可知, 低雷诺数实验的通道热损失占总加热量的比例和实验误差相对较大, 因而在本实验技术基础上进行高雷诺数条件下的高旋转数通道换热实验尤为必要。

图8中各工况下第1通道随着旋转效应的沿

程增强,后缘 Nu/Nu_s 逐渐增大,而前缘 Nu/Nu_s 与后缘同步升高,不同于低旋转数下前缘换热减弱的情况。这主要是由于高旋转数下前缘附近流动受较强的浮升力作用,引起流动分离;且上述工况旋转数均超过了前缘沿程流动分离位置所对应的临界旋转数,使前缘在浮升力和哥氏力的交互作用下沿程换热增强。而第2通道上游在弯道效应的显著影响下各面换热差异较小,旋转效应对沿程换热的影响不明显,仅当弯道效应在通道下游减弱时,哥氏力和浮升力的交互作用才得以显现。

上述实验现象是通过本文的高旋转数通道换热实验技术在高旋转数下发现的,另外还发现了径向入流通道后缘在高旋转数下的换热强于前缘的现象。这些研究成果将陆续详加阐述。

4 结 论

通过解决动静转换、压力保持等一系列关键问题,显著提高了通道内的气体压力,获得了高旋转数通道换热实验技术。通过实验技术验证实验,论证了实验技术的可靠性和优越性,证实了雷诺数和旋转数对通道换热的影响可以解耦。借助本实验技术实现的高雷诺数下的高旋转数通道换热实验可以大幅降低通道热损失占总加热量的比例,提高实验精度,并可以在大旋转数范围内发现新的旋转换热现象。总之,本实验技术为实现高旋转数通道换热实验提供了可靠的技术手段。

致谢:

本研究内容受到来自中国航空工业集团公司商用航空发动机有限责任公司的资助,全体作者在此表示感谢。

参考文献:

- [1] Wanger J H, Johnson B V, Kopper F C. Heat transfer in rotating serpentine passage with smooth walls[R]. ASME Paper 90-GT-331, 1990.
- [2] Wagner J H, Johnson B V, Hajek T J. Heat transfer in rotating passages with smooth walls and radial outward flow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 42-51.
- [3] Yang W J, Zhang N, Chiou J. Local heat transfer in a rotating serpentine flow passage[J]. Journal of Heat Transfer, 1992, 114(2): 354-361.
- [4] Han J C, Zhang Y M. Effect of uneven wall temperature on local heat transfer in a rotating square channel with smooth walls and radial outward flow[J]. Journal of Heat Transfer, 1992, 114(4): 850-858.
- [5] 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]. Journal of Heat Transfer, 1993, 115(4): 912-920.
- [6] Hwang G J, Kuo C R. Experimental studies and correlations of convective heat transfer in a radically rotating serpentine passage[J]. Journal of Heat Transfer, 1997, 119(3): 460-466.
- [7] Liou T M, Chang S W, Hung J H, et al. High rotation number heat transfer of a 45 degrees rib-roughened rectangular duct with two channel orientations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50 (19/20): 4063-4078.
- [8] Zhou F, Lagrone J, Acharya S. Internal cooling in 4 : 1 AR passages at high rotation numbers[J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(12): 1666-1675.
- [9] Huh M, Jiang L, 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.
- [10] Chang S W, Liou T M, Po Yu. Coriolis and rotating buoyancy effect on detailed heat transfer distributions in a two-pass square channel roughened by 45° ribs at high rotation numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(7): 1349-1363.
- [11] 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 Baoguan, WANG Wu, JI Honghu. 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)
- [12] 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 Hongwu, TAO Zhi, XU Guoqiang, 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)
- [13] 邓宏武, 魏喆, 陶智, 等. 旋转状态下蛇形通道内流动与换热的机理研究[J]. 航空学报, 2005, 26(4): 411-416.
DENG Hongwu, WEI Zhe, TAO Zhi, et al. Study on mechanism of turbulent flow and heat transfer in rotating passages[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2005, 26(4): 411-416. (in Chinese)
- [14] 刘传凯, 陶智, 丁水汀, 等. 旋转对光滑 U 形通道内换热的影响研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 512-517.
LIU Chuankai, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Effect of rotation on heat transfer in a rotating U-shaped passage[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 512-517. (in Chinese)
- [15] 刘传凯. 旋转回转通道内冷气流与换热机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.
LIU Chuankai. Study on fluid flow and heat transfer in rotating serpentine cooling channels [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)