

小流量下转静系盘腔传热特性

林 立¹, 吴 康², 谭勤学², 任 静², 蒋洪德²

(1. 福州大学 石油化工学院 节能技术研究中心, 福州 350116;

2. 清华大学 机械工程学院 燃气轮机研究所, 北京 100084)

摘 要: 采用热敏液晶(TLC)瞬态传热实验技术对小流量下的中心进气转静系盘腔传热特性进行研究, 介绍了同步触发拍摄系统, 考察了流量与转速变化对动盘面传热的影响。结果表明:在所研究工况范围内, 流量变化对动盘面中低半径处传热影响较大, 对高半径处影响较小;转速升高使动盘面传热效果整体增强;当湍流流动参数较小时, 动盘面中高半径区域努塞尔数随半径增大而增大;采用湍流流动参数对动盘面平均努塞尔数进行归纳, 实验结果与雷诺相似分析结果的偏差小于 15%, 一定程度上验证了雷诺相似对转静盘腔传热问题的适用性。

关 键 词: 转静系盘腔; 传热特性; 瞬态传热实验; 热敏液晶; 雷诺相似

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Heat transfer characteristics of rotor-stator cavity with small mass flow rate

LIN Li¹, WU Kang², TAN Qin-xue²,

REN Jing², JIANG Hong-de²

(1. Energy-saving Technology Research Center,

School of Chemical Engineering, Fuzhou University, Fuzhou 350116, China;

2. Institute of Gas Turbine,

School of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Thermochromic liquid crystal (TLC) was used in the transient heat transfer experiments of rotor-stator cavity with central inlet and small mass flow rate. The effects of mass flow rate and rotation speed on rotary disk were studied. Results showed that, under the conditions concerned, changes of mass flow rate had a great impact on heat transfer in mid-radius and lower-radius region, and had a less impact on higher-radius region; increase of rotation speed intensified the heat transfer over the rotary disk; Nusselt number over the mid-radius and higher-radius region increased with radius when turbulent flow parameter was low; the experimental results were correlated by turbulent flow parameter and compared with results from Reynolds analogy, and the difference was less than 15%, verifying the applicability of Reynolds analogy on rotor-stator cavity to a certain extent.

Key words: rotor-stator cavity; heat transfer characteristics;
transient heat transfer experiment; thermochromic liquid crystal;
Reynolds analogy

收稿日期: 2014-03-17

基金项目: 国家自然科学基金(51076076)

作者简介: 林立(1985—), 男, 福建福州人, 讲师, 博士, 主要从事燃气轮机高温部件冷却研究及工业节能研究。

E-mail: leo.linli@gmail.com

转静系盘腔是燃气轮机二次空气系统中的重要组成部分.对于腔内传热的准确计算,将直接关系到涡轮轮盘的强度分析,以及热态间隙的计算,因此对于整机的运行是十分重要的.对于转静系盘腔的传热特性,国内外学者做了大量研究工作,并建立起相对完善的分析方法和理论体系.

Owen^[1]于1970年将雷诺相似分析方法进行了推广,使其能适用于转静系盘腔问题,并结合转矩实验结果,预测了冷气量与转速对动盘面传热的影响. Haynes等^[2]对转静系盘腔进行传热实验研究,结果表明在高转速低流量下动盘面传热接近自由盘,在低转速高流量下动盘面传热主要受流量影响. Bunker等^[3]采用热敏液晶技术测量了中心进气动盘面传热特性,结果表明,低半径区域传热主要受冲击影响,高半径区域主要受旋转影响,而 Roy, Pellé, 罗翔, 孙纪宁等^[4-7]的研究也得到类似结论. 徐国强和丁水汀等^[8-9]提出无量纲体平均温度、轮盘冷却效率等工程评价指标,并总结了相应的实验关联式. 林立等^[10-11]通过数值模拟研究气热耦合情况下动盘面传热特征,阐明了埃克特数对动盘面传热规律的影响.

纵观目前文献中关于转静系盘腔的传热研究,边界条件对动盘面传热的定性影响规律已较为明确,但在定量上,实验及关联式多是针对大流量工况(湍流流动参数 $\lambda_t > 0.22$),小流量($\lambda_t < 0.22$)的结果十分有限.考虑到轮缘密封的优化设计将进一步减少密封用气,从而使轮缘的转静系盘腔处于小流量的工况,因此有必要从简单模型入手分析该类工况下的传热特征.本文采用热敏液晶瞬态传热实验技术对小流量下的中心进气转静系盘腔传热特性进行研究,考察流量与转速变化的影响,并将其与雷诺相似分析结果进行定量

对比.

1 实验台与实验件介绍

本文实验研究在清华大学二次空气系统单元机理实验台上进行,该实验台属于常温常压旋转实验台,设计最高转速为3000 r/min,最大回转半径为0.27 m.实验台主体如图1所示,图中几何参数 a, b, c 分别取0.025, 0.25, 0.025 mm.无量纲参数 $a/b, s/b$ 均为0.1.通过更换实验段可实现对不同结构盘腔的研究,排气集箱用于转子出气的情况.本文所用实验段如图2所示,动静动盘面均为有机玻璃,外缘环罩为不锈钢条,固定在静盘上,轮缘轴向间隙不作为研究对象,调整该尺寸保证所有工况下腔内均为正压,即没有入侵发生,实验段内沿径向布置6个热电偶,测点距动盘面3 mm,采用当地主流温度计算动盘面表面传热系数.实验共包含14个工况点,如表1所示,表中 Re_ϕ 为旋转雷诺数, C_w 为无量纲质量流量(文中简称流量),考察流量与转速 Ω 变化对动盘面传热的影响.实验中体积流量 q_v 测量采用涡街体积流量计,有8~60 m³/h和30~300 m³/h两种量程,精度均为1.5%;转速由变频器输出频率和触发拍摄频率共同确定,二者相差小于0.5%.

实验温度测量主要采用热电偶和热敏液晶.所用二级精度K型热电偶在233~603 K范围内测量误差2.5 K,但同批次热电偶间的差别小于0.2 K.采用安捷伦34980A数据采集系统采集热电偶信号,取系统自带温度参考结作为冷端,冷端温度与数字万用表的误差总计小于1 K^[12].因此实验中热电偶测温绝对误差3.5 K,当关注不同热电偶间的温差时,误差为0.2 K.关于热敏液晶的分析见下节.

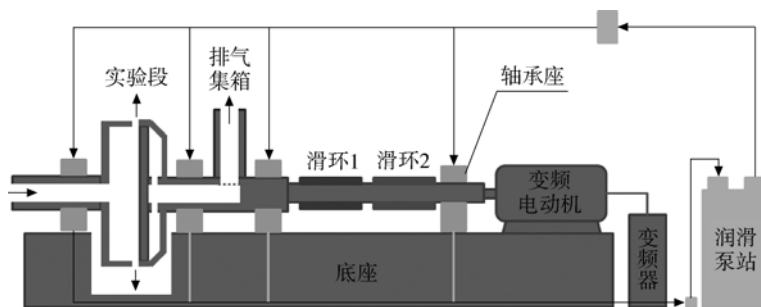


图1 实验台主体示意图

Fig. 1 Sketch map of main part of experimental rig

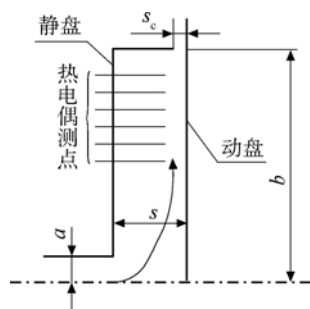


图2 转静系盘腔实验段示意图

Fig. 2 Sketch map of rotor-stator cavity in experimental section

表1 实验工况列表

Table 1 List of experimental conditions

No.	$\Omega /$ (r/min)	$q_v /$ (m ³ /h)	$Re_\phi / 10^5$	C_w	λ_t
1	800	52	3.51	3860	0.140
2	800	74	3.51	5516	0.200
3	800	100	3.51	7457	0.270
4	800	123	3.51	9177	0.340
5	1200	52	5.27	3860	0.100
6	1200	74	5.27	5516	0.150
7	1200	96	5.27	7457	0.190
8	1200	123	5.27	9177	0.240
9	1600	20	7.01	1485	0.031
10	1600	36	7.01	2673	0.056
11	1600	52	7.01	3860	0.081
12	1600	74	7.01	5516	0.116
13	1600	96	7.01	7158	0.15
14	1600	123	7.01	9177	0.193

2 热敏液晶瞬态传热实验技术

2.1 实验原理

热敏液晶具有特殊的分子结构,在一定温度范围内,其呈现的颜色与温度存在一定对应关系,因此可用于温度测量.热敏液晶瞬态传热实验技术是基于半无限大物体的非稳态导热原理.考虑图3所示物体,初始温度 T_i ,表面A在 $t=0$ s时刻突然暴露于温度 T_m 的流体中,假设导热仅发生于垂直壁面方向,且未渗透至表面B时,可解得表面A温度随时间变化关系如式(1)所示.反之,若已知表面A上某点P在 t_1 时刻温度,则

根据式(1)可求得P点处表面传热系数.

热敏液晶瞬态传热实验过程即是通过分析实验表面的颜色变化历程获得其温度变化历史,进而计算实验表面传热系数.实验中不能实现理想的主流阶跃温升,则用一系列小幅阶跃叠加的方法(如图4),对应的计算公式如式(2)所示.

$$\frac{T_w - T_i}{T_m - T_i} = 1 - \exp\left[-\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{\alpha t}}{k}\right] = f(\beta_t) \quad (1)$$

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[-\frac{h^2 \alpha (t - \tau_j)}{k^2}\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_j)}}{k}\right] \right\} [\Delta T_{m(j-1)}] \quad (2)$$

式中各量符号含义参见文献[13].

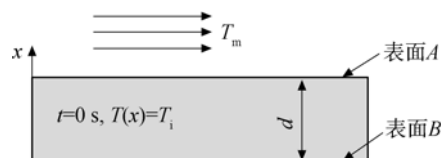


图3 一维半无限大平板导热模型

Fig. 3 Heat conduction model of one-dimensional semi-infinite plate

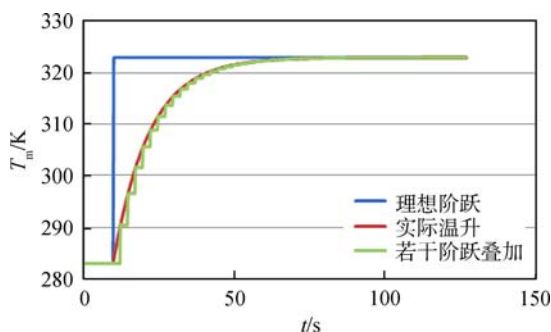


图4 实验段内主流温升曲线

Fig. 4 Temperature rise curve of main flow in experimental section

2.2 热敏液晶瞬态传热实验系统

热敏液晶瞬态传热实验系统如图5所示.实验中通过开关加热器实现主流快速温升,动盘面仅在一个扇形区域喷涂液晶,实验段动盘面厚度为15 mm,对应的穿透时间约为200 s,实际实验时间均小于120 s,因此满足半无限大平板假设,腔内主流温度变化通过安装在静盘上的热电偶测量.图像采集系统由光源、CCD相机和光电开关组成.光源为直流供电的发光二极管(LED),色温

为 4 000 K,最低显色指数(CRI)为 80,功率为 51 W,保持常亮状态,转子上贴有相位角标记,通过光电开关触发相机拍摄,通过调整曝光延时保证相机能捕获动盘喷涂液晶区域.触发拍摄过程中各部件动作时间如图 6 所示, t_1 为光电开关动作时间, t_2 为相机曝光动作时间, t_3 为曝光延时, t_4 为曝光持续时间.在实验过程中若上述特征时间与动盘转速均保持不变,则相机所拍摄图像的相位角亦是固定不变的.根据相机官方参数, t_2, t_3, t_4 的波动范围与 t_1 相比,几乎可以忽略,因此本文实验中连续拍摄所捕捉到的相位角偏移主要是由于光电开关动作时间 t_1 与动盘转速的波动造成的.

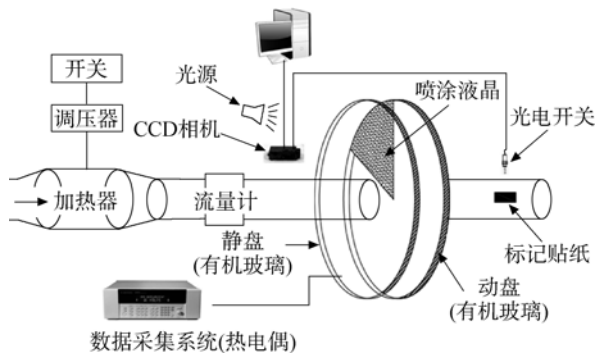


图 5 热敏液晶瞬态传热实验系统示意图

Fig. 5 Sketch map of TLC transient heat transfer experiment system

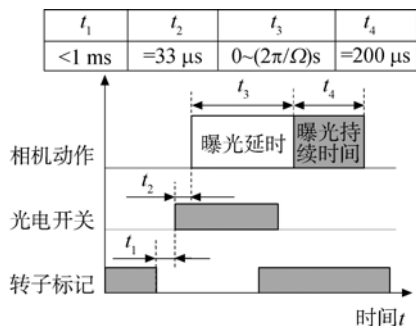


图 6 触发拍摄过程动作时间

Fig. 6 Action time of trigger capture process

2.3 热敏液晶的标定

本文所用热敏液晶的型号为 SPN100R35C1W,其标称变色温度为 308 K,带宽为 1 K.标定装置如图 7 所示,整体结构关于加热膜是对称的,在金属板 A 和有机玻璃板 A 之间装有 4 个高精度四线制热电阻,在对称侧喷涂热敏液晶和黑漆.标定方法是通过控制加热膜功率,将金属板温升控制在每 10 s 为 0.01 K 以内,近似模拟稳态过程,记

录下热电阻的温度数据与热敏液晶的色彩图像.标定结果如图 8 所示,4 个测点具有很好的一致性,液晶的变色范围约 307.5~309 K,在此温度范围内绿色分量 G 呈现先增大后减小的过程,而色调值呈现单调增大的过程.绿色峰值在 308 K 时达到,对应色调值 H 约为 0.3,本文后续实验即选绿色峰值点作为特征颜色判据.

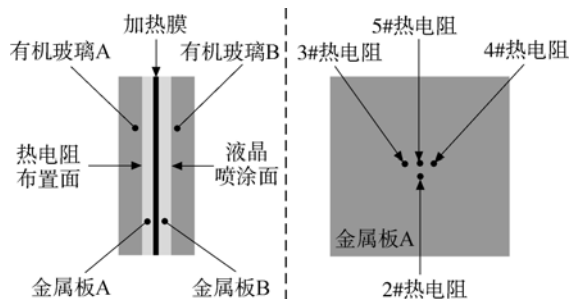


图 7 热敏液晶标定装置示意图

Fig. 7 Sketch map of TLC calibration device

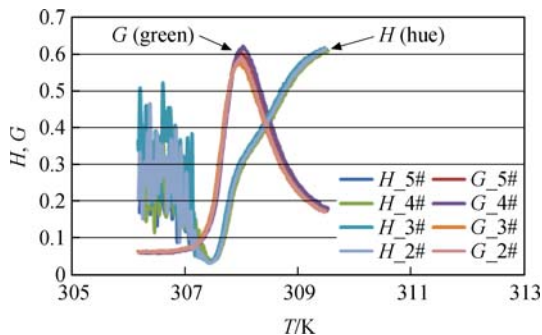


图 8 热敏液晶标定曲线

Fig. 8 Calibration curve of TLC

2.4 表面传热系数误差分析及可重复性验证

本文实验液晶喷涂厚度约为 $100\text{ }\mu\text{m}$,更换频率 8 次实验,未长时间暴露于高温下,实验中未见红色和绿色分量明显衰减,实验过程最大向心加速度约为重力加速度的 716 倍,根据文献[14-15]研究结果,老化、旋转、光源角度与拍摄角度对本实验表面传热系数 h 的影响均可忽略,因此 h 的误差分析主要包含三方面:液晶喷涂厚度、光源加热以及测温误差.根据液晶喷涂厚度以及各工况的表面传热系数范围,可计算^[14]得液晶喷涂厚度引入的误差上限百分比为 7%.常亮光源对实验表面具有加热作用,其效果是缩短了液晶变色所需时间,根据光源功率、光转换效率及实验段面积可计算光源加热对 h 的误差上限百分比为 1.1%.不同工况实验持续时间略有不同,主流初

始温度约为 293 K, 温升幅值在 25~40 K 之间, 对应无量纲过余温度 Θ 约在 0.39~0.65 之间, 参考文献[16]中放大因子的分析方法, 计算得测温误差百分比对 h 影响上限为 4.4%, 因此综合考虑液晶喷涂厚度、光源加热与测温误差, 本文对表面传热系数 h 测量误差百分比为 12.5%。

如图 9 所示为根据液晶变色时间处理得到的工况 2 动盘面表面传热系数的分布图, 为了获得动盘面表面传热系数沿径向的分布规律, 需对图 9 结果进行周向平均, 对于任一给定半径, 其周向平均表面传热系数 $\bar{h}$ 定义为以该半径为中心, 径向带宽为 0.5 mm 的圆环带内 h 的算术平均值 (图 9 中虚线所示), 处理结果如图 10 所示, 图中 r 为动盘面半径。

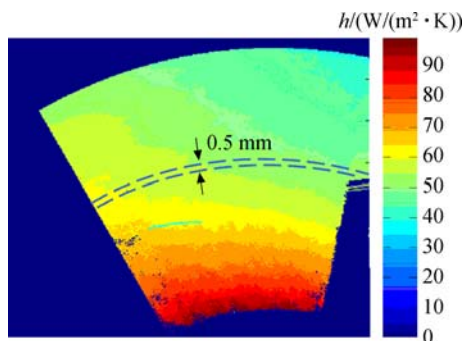


图 9 工况 2 的动盘面表面传热系数分布

Fig. 9 Distribution of surface heat transfer coefficients on rotary disk in condition 2

为了验证实验的可重复性, 针对工况 2 进行了两次实验, 结果如图 10 所示。两次实验结果偏差在 5% 以内, 考虑到环境温度变化及流量控制精度等因素, 该结果是令人满意的, 即实验具有良好的可重复性。

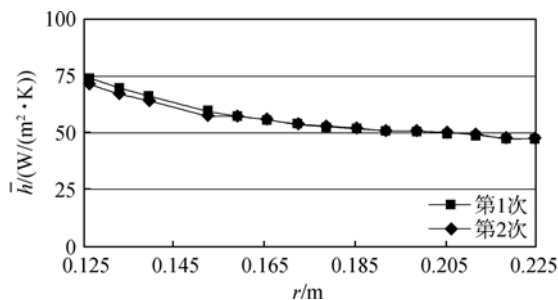


图 10 实验的可重复性验证(工况 2)

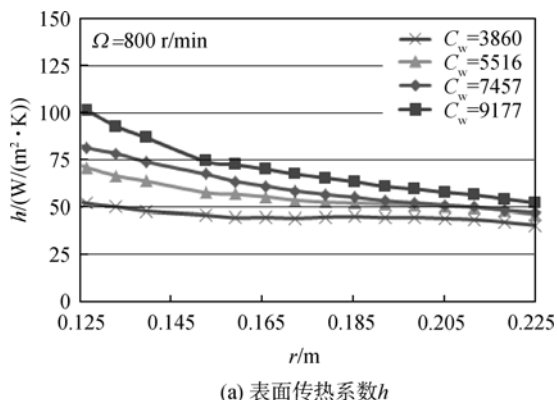
Fig. 10 Repeatability verification of experiments (condition 2)

3 实验结果分析

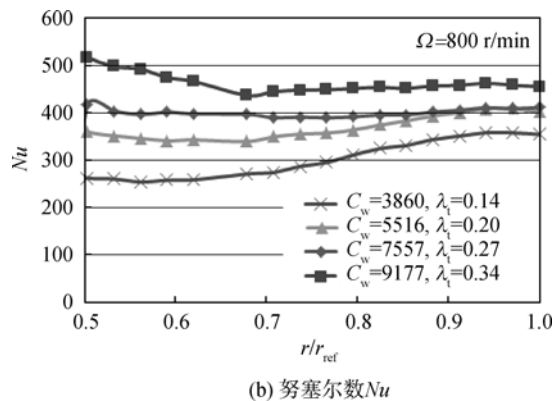
3.1 动盘面传热径向分布特点

图 11(a) 给出了工况 1~工况 4 动盘面表面传热系数的实验结果。由图可知, 不同流量下动盘面表面传热系数沿径向分布呈现相似的规律, 即在中低半径区域较大, 而后随着半径增大而减小。整体而言, 表面传热系数随流量的减少而降低, 中低半径区域降幅明显, 高半径区域降幅相对较小。上述传热特征的成因可结合腔内流动特点进行分析: 来流冲击动盘面后形成壁面射流, 冲击作用以及壁面射流的径向速度使得动盘面中低半径区域传热较强; 而高半径处动盘面传热主要靠旋转造成动盘面和气体间的速度差, 传热较低半径区域弱; 流量减小明显减弱了冲击作用及壁面射流速度, 但高半径处气体速度的变化相对较小, 因此流量变化对于中低半径区域传热的影响更为显著。

图 11(b) 给出了工况 1~工况 4 动盘面的努塞尔数 Nu 分布, 定义如式(3)所示, 定性尺寸为



(a) 表面传热系数 h



(b) 努塞尔数 Nu

图 11 工况 1~工况 4 动盘面表面传热系数和努塞尔数分布

Fig. 11 Distribution of h and Nu of rotary disk at condition 1—condition 4

r , 定性温度为实验初温和终温的平均值, 式中 μ_{fluid} 为流体动力黏度, 图中 r_{ref} 为参考动盘面半径. 由于努塞尔数表达式中半径加权的作用, 随着流量 q_v 的变化 Nu 沿径向分布规律亦发生相应的变化. 当流量较大时, Nu 随半径增大而减小, 而当流量较小时, Nu 则呈现随半径的增大而增大的趋势.

$$Nu = \frac{hr}{\mu_{\text{fluid}}} \quad (3)$$

图 12 给出了工况 4、工况 8、工况 14 动盘面 Nu 径向分布. 由图可知, 转速升高使动盘面传热能力整体增强, 这是由于转速升高将增大腔内气体与动盘间的速度差, 强化动盘面边界层的动量交换. 图 12 还表明, 动盘面中高半径区域 ($r/r_{\text{ref}} > 0.6$), 转速较低时, Nu 随半径增大而减小, 在转速较高时, Nu 则呈现随半径增大而增大的趋势.

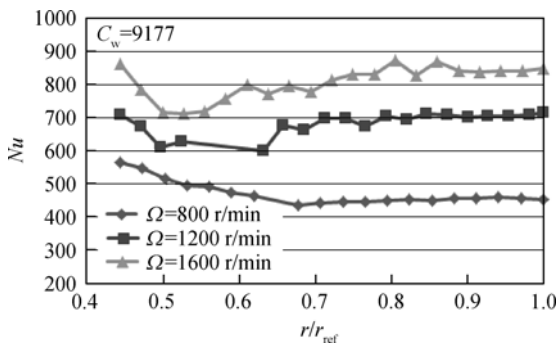


图 12 工况 4、工况 8、工况 14 动盘面 Nu 径向分布
Fig. 12 Radial distribution of Nu on rotary disk at condition 4, condition 8, condition 14

如前所述, 低半径区域的传热主要受冲击作用及其伴随的壁面射流的影响, 相应地, Nu 呈现随半径增大而减小的趋势^[17]; 而在中高半径区域, 动盘面传热受壁面射流与旋转的综合影响, 流量或转速的改变, 均可影响 Nu 随半径变化规律, 其本质在于改变动盘面边界层内径向速度与周向速度对于传热贡献的相对大小. 当周向速度的影响, 亦即旋转作用占主导时, 动盘面 Nu 即随半径增大而增大, 如典型的自由盘问题^[18]. 虽然径向罗斯比数 Ro_r (如式(4)所示) 可用于表征腔内气体径向速度与动盘面周向速度的相对大小, 但考虑到其未能描述动盘面边界层流动特点, 此处选用 λ_t (如式(5)所示) 进行分析更为合适. 图 11(b) 和图 12 结果表明, 当 λ_t 较小时, 中高半径区域传热主要受旋转影响, Nu 随半径增大而增大; 当 λ_t

较大时, 动盘面传热主要受来流冲击以及伴随的壁面射流影响, Nu 随半径增大而减小.

$$Ro_r = \frac{V_r}{\Omega r} = \frac{m}{2\pi\rho r^2 s \Omega} \quad (4)$$

$$\lambda_{t,r} = C_w Re_{\phi}^{-0.8} = \frac{m}{\mu r} \left(\frac{\rho \Omega r^2}{\mu} \right)^{-0.8} \quad (5)$$

式中量符号含义参见文献[13].

3.2 动盘面平均传热特性分析

为了考察动盘面的平均传热特性, 可定义平均努塞尔数 Nu_{av} 如式(6)所示, 式中 r_1, r_2 分别为动盘面内、外缘半径. 将实验结果整理为 $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$ 与 λ_t 的关系, 如图 13, 实验结果呈现较好的一致性. 由图可知, $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$ 随 λ_t 减小而减小. 事实上基于 λ_t 的分析综合了流量与转速的影响, 对于给定的流量, 转速的升高即对应 λ_t 的减小, 对于给定的转速, 流量的增大即对应 λ_t 的增加.

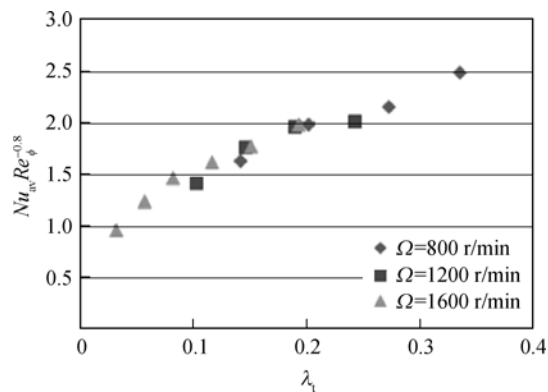


图 13 λ_t 与 $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$ 的关系
Fig. 13 Relationship between λ_t and $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$

$$Nu_{av} = \frac{r_2 \int_{r_1}^{r_2} 2hr dr / (r_2^2 - r_1^2)}{\mu_{\text{fluid}}} \quad (6)$$

公开文献中小流量工况下转静系盘腔的传热数据相对缺乏, 不便进行系统的对比, 但 Owen^[1] 关于转静系盘腔提出的雷诺相似分析方法可作为一个很有意义的参考. 文献[1]指出, 对于满足若干假设的转静系盘腔, 可推导得动盘面平均努塞尔数与转矩系数 C_m 的关系如式(7)所示, 式中 Pr 为普朗特数. 文献[18]给出转静系盘腔动盘面转矩系数随 λ_t 的变化趋势, 如图 14 所示, 其中 Owen 的计算结果(基于动盘面边界层流动的理论分析, 适用于动盘面边界层外存在核心区的流态)可用多项式进行拟合, 结合式(7), 则可整理得到基于雷诺相似分析的动盘面传热关联式, 如式(8)

所示。

$$Nu_{av} = Re_{\phi} C_m Pr^{0.6} / 2\pi \quad (7)$$

$$Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8} = \frac{(7.43\lambda_i^3 - 4.12\lambda_i^2 + 0.81\lambda_i + 0.018) Pr^{0.6}}{\pi} \quad (8)$$

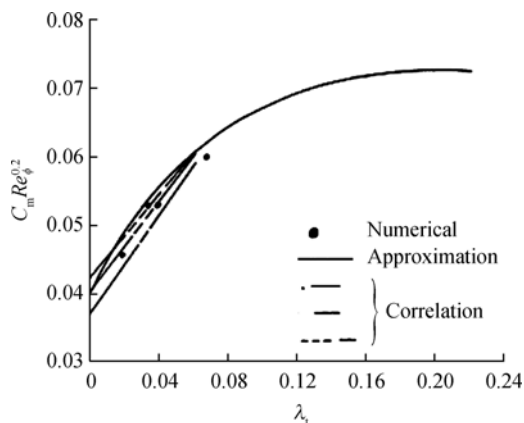


图14 $C_m Re_{\phi}^{0.2}$ 与 λ_i 的关系^[18]

Fig. 14 Relationship between $C_m Re_{\phi}^{0.2}$ and λ_i ^[18]

将式(8)与本文实验结果对比,如图15所示,整体而言,雷诺相似分析结果与实验结果吻合较好,二者偏差在15%以内。当 λ_i 较大时,实验结果表现出动盘面传热随 λ_i 增大而增强的趋势,这主要是由于此时盘腔已逐渐进入大流量工况,传热的主要贡献来自冲击作用及其造成的壁面射流,而雷诺相似未能对此进行描述。此外,采用热敏液晶进行的瞬态实验,无法对壁温分布的影响进行考察,这可能也是造成实验结果与雷诺相似分析结果之间差别的重要原因。考虑到实验中的误差,图15所示结果是令人满意的,实验一定程度上验证了雷诺相似分析方法对于小流量下转静系盘腔传热问题的适用性。

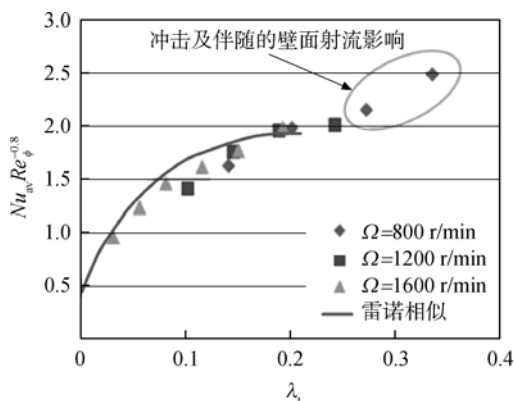


图15 $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$ 与 λ_i 的关系

Fig. 15 Relationship between $Nu_{av} Re_{\phi}^{-0.8}$ and λ_i

3.3 实际燃气轮机转静系盘腔传热特性

实际燃气轮机中的转静系盘腔,其静盘侧既不是绝热的,也不是完全冷却的,因而腔内与动盘传热的主流绝热壁温不仅与动盘面传热相关,还与静盘侧的热边界相关,如式(9)所示,因此在二次空气系统一维分析中若以腔内主流绝热壁温为传热参考温度,则需要迭代计算参考温度与动盘面传热状态,二者的计算精度也相互影响,且核心区环形涡内气体温度存在轴向梯度,在实际操作中要获取准确的冷气参考温度也是较为困难的。

为避免这些问题,部分一维程序在计算动盘面传热时采用盘腔入口绝热壁温作为参考温度,如式(10)所示,则不同热边界对盘腔传热的影响就归结到壁面表面传热系数 h 上,如式(11)所示。由于实际盘腔中的主流绝热壁温均要大于入口绝热壁温,如式(12)所示,因此将本文的传热关联式(即式(8),基于当地主流绝热壁温而得)代入式(11)将高估动盘面传热量 q 。换言之,采用盘腔入口绝热壁温作为参考温度 T_{ref} 时,式(8)给出了实际热边界条件下动盘面表面传热系数的上限。另一方面,基于静动盘面绝热、动盘气热耦合分析的结果则恰能给出实际热边界条件下动盘面表面传热系数的下限^[11,13]。因此将其与本文实验结果综合起来,即可获得以盘腔的入口绝热壁温为参考温度时,燃气轮机转静系盘腔中动盘面表面传热系数的范围估计,如图16所示。

$$T_{c,ad} = T_c + R \frac{(\Omega r)^2}{2c_p} = f(T_{stator}, h_{stator}, T_{rotor}, h_{rotor}) \quad (9)$$

$$T_{in,ad} = T_{in} + R \frac{(\Omega r)^2}{2c_p} \quad (10)$$

$$h_{T_{in,ad}} = q / (T_w - T_{in,ad}) = f(T_{stator}, T_{rotor}, m, \Omega) \quad (11)$$

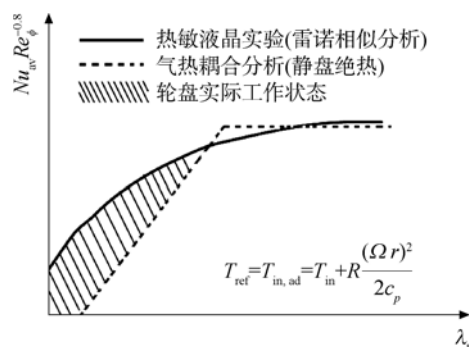


图16 轮盘实际工作状态示意图

Fig. 16 Sketch map of real operating state of disk

$$T_{c,ad} = T_c + R \frac{(\Omega r)^2}{2c_p}$$

$$T_{in,ad} = T_{in} + R \frac{(\Omega r)^2}{2c_p} \quad (12)$$

式中量符号含义参见文献[13].

4 结 论

本文采用热敏液晶瞬态传热实验技术对小流量下中心进气转静系盘腔传热特性进行研究,研究表明:动盘面在中低半径区域的传热主要受冲击及其壁面射流的影响,在中高半径区域的传热受壁面射流与旋转作用的综合影响;流量或转速的改变可能改变动盘面 Nu 随半径的变化趋势,当湍流流动参数 λ_i 较小时,动盘面中高半径区域 Nu 随半径增大而增大,当 λ_i 较大时,动盘面中高半径区域 Nu 随半径增大而减小;将动盘面平均努塞尔数用 λ_i 进行归纳分析,可以综合考虑流量与转速的影响,实验结果呈现较好地一致性,与雷诺相似分析结果的偏差小于 15%,考虑到雷诺相似理论的局限性以及实验的精度,这样的结果一定程度上验证了雷诺相似分析方法对于转静系盘腔传热问题的适用性;以盘腔入口的绝热壁温为参考温度,将本文实验结果与文献[11]中的气热耦合分析结果综合起来,可获得对实际燃气轮机转静系盘腔动盘面表面传热系数范围的估计.

参考文献:

- [1] Owen J M. The Reynolds analogy applied to flow between a rotating and a stationary disc[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1971, 14(3): 451-460.
- [2] Haynes C M, Owen J M. Heat transfer from a shrouded disk system with a radial outflow of coolant[J]. Journal of Engineering for Power, 1975, 97(1): 28-35.
- [3] Bunker R S, Metzger D E. Local heat transfer in turbine disk cavities: Part I rotor and stator cooling with hub injection of coolant[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1): 211-220.
- [4] Roy R P, Xu G, Feng J. A study of convective heat transfer in a model rotor-stator disk cavity[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 621-632.
- [5] Pellé J, Harmand S. Heat transfer study in a rotor stator system air gap with an axial inflow[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8/9): 1532-1543.
- [6] 罗翔, 王建宁, 徐国强. 流量变化对中心进气旋转盘平均换热的影响[J]. 航空动力学报, 2000, 15(3): 278-281.
LUO Xiang, WANG Jianning, XU Guoqiang. Effects of mass flow change on average heat transfer of rotating disk with central inlet[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(3): 278-281. (in Chinese)
- [7] 孙纪宁, 罗翔, 刘金楠, 等. 瞬态法测量高转速旋转盘表面传热系数[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 969-974.
SUN Jining, LUO Xiang, LIU Jinnan, et al. Transient measurement for measuring the heat transfer in a rotating cavity with a high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 969-974. (in Chinese)
- [8] 徐国强, 詹治国, 丁水汀, 等. 中心进气和高位垂直进气转静系旋转盘冷却品质比较[J]. 推进技术, 2000, 21(5): 42-44.
XU Guoqiang, ZHAN Zhiguo, DING Shuiting, et al. Comparison of cooling effectiveness between central and high-positioned air inlet rotor-stator disk systems[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(5): 42-44. (in Chinese)
- [9] 丁水汀, 陶智, 徐国强, 等. 旋转盘腔冷却问题的工程评价[J]. 航空动力学报, 1999, 14(1): 83-86.
DING Shuiting, TAO Zhi, XU Guoqiang, et al. An Engineering evaluation system of turbine disc cooling configuration[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(1): 83-86. (in Chinese)
- [10] 林立, 任静, 蒋洪德. 小流量下的转静系盘腔传热特征分析[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(7): 1122-1126.
LIN Li, REN Jing, JIANG Hongde. Heat transfer characteristic of rotor-stator system with small radial outflow[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(7): 1122-1126. (in Chinese)
- [11] Lin L, Ren J, Jiang H D, et al. Heat transfer characteristics of a rotor-stator system with small radial outflow[R]. ASME Paper GT2012-69759, 2012.
- [12] Agilent Technologies Incorporation. Agilent 34980A multifunction switch/measure unit user's guide[R]. Loveland, USA: Agilent Technologies Incorporation, 2005.
- [13] 林立. 燃气轮机转静系盘腔内流动传热机理研究[D]. 北京: 清华大学, 2013.
LIN Li. Research on the mechanism of flow and heat transfer in rotor-stator cavities in gas turbine[D]. Beijing: Tsinghua University, 2013. (in Chinese)
- [14] Kakade V. Fluid dynamic and heat transfer measurements in gas turbine pre-swirl cooling systems[D]. Bath, UK: University of Bath, 2009.
- [15] Syson B J, Pilbrow R G, Owen J M. Effect of rotation on temperature response of thermochromic liquid crystal[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1996, 17(5): 491-499.
- [16] Owen J M. Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal: Part 2 experimental uncertainties[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24: 23-28.
- [17] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [18] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems: Volume 1 rotor-stator systems[M]. Taunton, Research Studies Press, 1989.

(编辑: 王碧珺)