

文章编号: 1000-8055(2007)08-1216-06

高位预旋进气转静盘腔换热实验

王锁芳, 朱强华, 栾海峰, 张 羽
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 将某型发动机的涡轮盘腔结构简化成高位预旋进气的转静盘腔模型, 结合热色液晶先进测温显示技术, 通过实验的方法研究了转静盘间距、进气流量、旋转雷诺数以及旋流比等参数的变化对冷气降温效果和转盘换热效果的影响. 实验结果表明: 高位预旋进气对转盘外缘的冷却效果较好, 转盘上的温度分布呈现为同心圆形状; 随着旋转雷诺数和转静盘间距的增大或者进气流量的减小, 冷气的总温降减小, 气流对转盘的换热效果变差.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 预旋; 转静盘腔; 换热; 实验; 热色液晶

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental study on heat transfer in rotor-stator cavity with high-positioned pre-swirl inflow

WANG Suo-fang, ZHU Qiang-hua, LUAN Hai-feng, ZHANG Yu
(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A turbine disc cavity cooling configuration of an aero-engine was simplified to a rotor-stator cavity model with high-positioned pre-swirl nozzle. The influences of rotor-stator gap, cooling air flux, rotational Reynolds number and swirl ratio on the drop of cooling air temperature and heat transfer on the rotor were experimentally investigated by using advanced temperature measurement technology of the thermochromic liquid crystal. The experimental results indicate that, the high-positioned pre-swirling inflow yields outstanding cooling effect on the rotor fringe, and the temperature of the rotor is distributed in the shape of concentric circle; the drop of cooling air temperature diminishes with the increase of rotational Reynolds number and rotor-stator gap, or with the decrease of cooling air flux, meanwhile, the cooling effect on the rotor becomes worse.

Key words: aerospace propulsion system; pre-swirl; rotor-stator cavity; heat transfer; experiment; thermochromic liquid crystal

随着现代航空发动机性能的日益提高, 其涡轮前燃气温度也在不断升高, 目前国外先进航空发动机的涡轮前温度已经高达 $2\ 100\text{ K}^{[1]}$. 这就使得航空发动机涡轮部件的工作环境严重恶化, 由此造成发动机可靠性降低、寿命缩短. 因此必须对涡轮部件进行冷却, 高效的冷却措施能够延长发动机高温部件的使用寿命, 降低冷却空气量, 更有

助于提高发动机的性能. 涡轮部件的冷却方式多种多样^[2], 自上世纪 50 年代以来, 高位射流冷却结构已经在发动机冷却设计中得到采用, 它能够对转盘外缘导入的热量有效地加以阻隔, 从而降低全盘的温和温度梯度, 减小了热应力, 提高了转盘的高温持久强度; 当采用预旋进气时, 能够降低流体相对转盘的总温, 从而更有效地对叶片进

收稿日期: 2006-07-10; 修订日期: 2007-01-30

作者简介: 王锁芳(1963), 男, 江苏金坛人, 教授, 主要从事传热与流动研究.

行冷却.

目前国内外对预旋冷却已经作了一定的研究,但主要采用的是数值计算的手段^[3-5],而通过试验进行研究的不多^[6-8],如丁水汀等人^[9]对带预旋进气的旋转空腔研究了旋转雷诺数、冷气雷诺数等对主盘平均换热特性的影响,但对于盘腔间距、预旋角等参数的影响则没有提及,更没有对预旋进气的冷气降温效果进行分析.

本文对高位预旋进气的转静盘腔在不同的结构参数(如盘腔间距等)和流动参数(如进气流量等)下采用热色液晶测温技术进行了实验研究,得到了各参数变化对冷气降温效果和转盘冷却效果的影响.

1 实验装置和方法

图 1 所示为整个实验装置的构成,它包括管路系统、旋转实验台、电加热系统以及测量系统等部门.由 SLT-40A 型螺杆式空气压缩机送出的压缩空气先进入储气罐,然后经过一系列管路系统进入稳压腔、涡轮盘腔,在对加热转盘进行冷却后通过转盘上的出流孔排入大气.

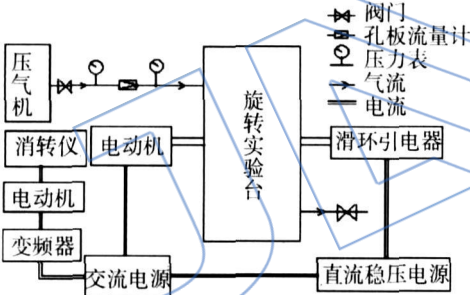
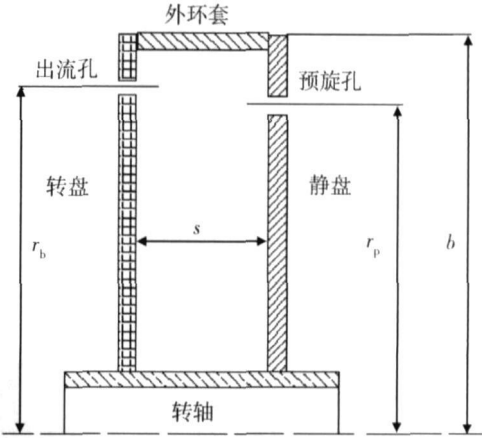


Fig. 1 Schematic of the rotating test system

旋转实验台的主要部件就是高压涡轮盘腔的实验模型,如图 2 所示.它是由转轴、静盘、转盘以及外环套等零件所构成.整个腔体的最大内径是 306 mm,压缩空气从厚度为 10 mm 的静盘上沿周向均匀分布的 20 个预旋角为 22°的预旋孔流入,预旋孔设置于静盘外缘 130.5 mm 处,使气流的切向速度顺着转盘的旋转方向,然后从厚度为 15 mm 的转盘上沿周向均匀分布的 24 个 $\Phi 4$ 的轴向出流孔流出.转静盘腔的间距可以通过更换不同尺寸的外环套来改变.转盘由 QF-6 型电机带动,其转速可以精确控制到 5 000 r/min.为了抑制转动件(转盘)和静止件(外环套)之间的缝隙所造成的空气泄漏,在外环套的外部增设了一个封严环腔,通过调节封严环腔内的压力与转静盘

腔内的压力相等,从而使转静盘腔内气流的泄漏量减到最小.



r_b 出流孔位置的半径; r_p 预旋孔位置的半径;
 s 盘腔间距; b 静盘的半径

图 2 转静盘腔结构示意图
Fig. 2 Sketch of rotor-stator cavity

本实验采用电加热方式来模拟实际发动机中从转盘外缘传导的热量.在空心转轴的外面套有引电装置,将直流稳压电源输出的电流引到滑环上,然后用导线将滑环和转盘上的紫铜条相连.实验采用热色液晶可视化测温技术得到转盘表面的温度分布,进而获得气流对转盘的换热效果.所用热色液晶为 R35C1W 窄带液晶,采用简单的信号标定方法对其色度-温度关系进行标定(具体过程可参见文献[10]),Syson 等人^[11]通过试验证明热色液晶可以应用于旋转状态,得到的结果并不会产生明显的旋转漂移.将热色液晶喷敷在能够导电的康铜膜上,再将康铜膜压在转盘上的紫铜条下,调节加热电流的大小就能够模拟转盘在各种恒热流时的情况.为了方便观察液晶的颜色变化并进行拍摄,转盘采用透明的甲基丙稀酸甲酯有机玻璃制成.另外在预旋孔和出流孔的前后各设置了 3 对 $\Phi=0.2$ mm 的 NiCr-NiSi 热电偶,通过求取平均值得到进出转静盘腔的空气温度,进而获得高位预旋进气下冷气的降温效果.进入转静盘腔中的空气流量通过测量孔板前后的压差得到.此外,为了平衡环腔和转静盘腔中的压力以及测量气流的泄漏量的需要,在各腔室和进出孔处设置了压力表测取压力值.

实验范围: 旋转雷诺数 $Re_\omega = \omega b^2/\nu = 0.6 \times 10^5 \sim 3.3 \times 10^5$; 无量纲质量流量 $C_w = m/(\rho b) = 4.6 \times 10^3 \sim 9.6 \times 10^3$; 湍流参数 $\lambda_r = C_w/Re_\omega^{0.8} = 0.177 \sim 1.45$; 旋流比 $Sr = V_{\varphi p}/\omega r_b = 3.5 \sim 30.5$; 转静盘间距 $G = s/b = 0.047, 0.1, 0.2$.

定义无量纲总温降 $\Delta T^*^{[12]}$

$$\Delta T^* = \frac{2C_p(T_c^* - T_b^*)}{(\omega r_b)^2} \tag{1}$$

式中 T_c^* 和 T_b^* 分别为预旋孔进口处的气流总温和出流孔出口处的气流相对总温。

ΔT^* 的大小反映了气流在通过涡轮盘腔后对涡轮叶片的冷却能力. ΔT^* 越大, 表明出流孔处气流相对于叶片的总温越低, 它对涡轮叶片的冷却能力就越强.

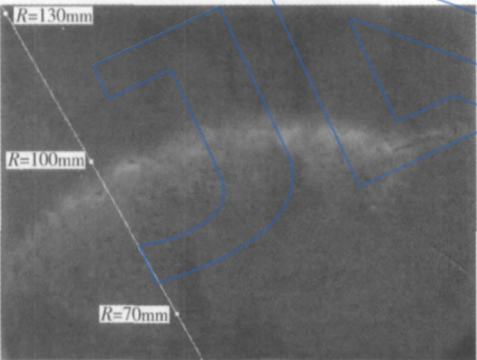
定义局部努塞尔数 Nu

$$Nu = \frac{r \cdot q_w}{\lambda(T_w - T_f)} \tag{2}$$

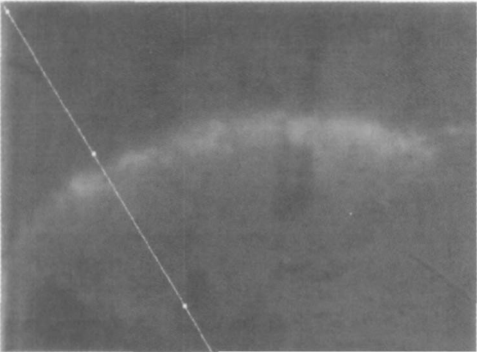
式中 r 为半径, q_w 为转盘表面局部单位面积对流换热量, T_w 和 T_f 分别为转盘表面温度(由热色液晶测得)和转静盘腔内气流的温度(由热电偶测得). 本实验中局部努塞尔数均取为转盘上半径为 90 mm 处的努塞尔数.

2 实验结果和分析

图 3 所示是在 $G=0.047$, $C_w=9\,000$ 的情况下, 改变转盘的转速, 在转盘表面的同一区域拍摄到的典型液晶照片. 为了在各转速下保证液晶显色, 就需要对加热电流作出相应的调节.



(a) $Re_\omega = 2.01 \times 10^5$, $q_w = 3955 \text{ W/m}^2$



(b) $Re_\omega = 3.23 \times 10^5$, $q_w = 3016 \text{ W/m}^2$

图 3 $C_w = 9000$, $G = 0.047$ 时
不同旋转雷诺数下的液晶照片

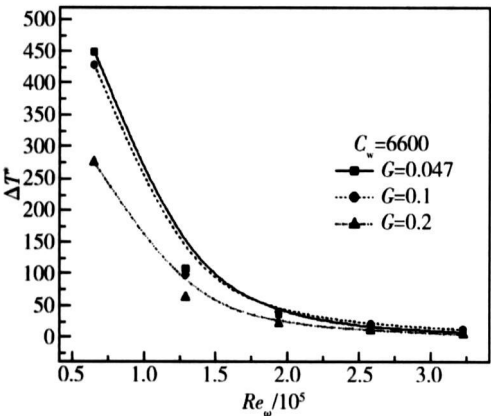
Fig. 3 Pictures of liquid crystals under various Re_ω while $C_w = 9000$ and $G = 0.047$

图片上白线所示即为转盘的半径方向. 液晶显示出的不同颜色代表了转盘上相应位置的温度, 也就表征了气流对转盘的换热效果. 其中红色区域的温度低于绿色区域的温度, 由于转盘表面是恒热流的, 因此红色区域的换热效果比绿色区域的好. 这就说明, 在高位预旋进气时, 气流对转盘外缘出流孔附近区域的冷却效果较好, 而随着半径的减小, 温度升高, 冷却效果变差. 此外, 各温度区域呈现出有规律的圆弧的形状, 说明在离开出流孔一定距离之后转盘上的温度分布是一系列的同心圆环. 并且离预旋孔所对应的径向位置越近, 圆环越密集, 说明温度梯度越大, 换热效果显著增强.

2.1 转静盘间距的影响

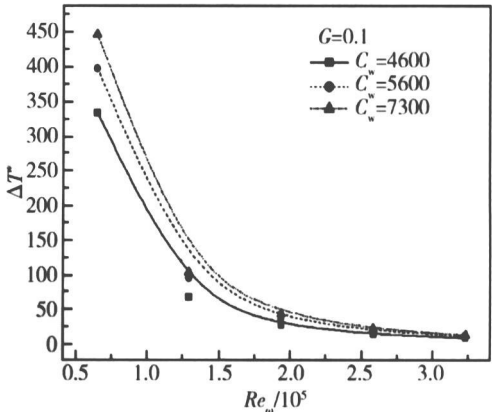
图 4 所示为无量纲质量流量 $C_w = 6\,600$ 时不同的转静盘间距对冷气降温 and 转盘换热的影响. 由图 4(a) 可见, 在各间距下, ΔT^* 都是随着旋转雷诺数的升高而单调下降, 表明出流口处气流的相对总温在不断上升, 气流对叶片的冷却能力减弱; 在低旋转雷诺数下, 随着间距的减小, ΔT^* 增大, 但是在旋转雷诺数较高时, $G=0.1$ 的总温降比其他两种间距的都要大. 由图 4(b) 可见, $G=0.047$ 时转盘上的局部努塞尔数 Nu 比其他两种间距的要高. 在间距较大时, 随着旋转雷诺数的升高 Nu 减小, 而在间距较小时, Nu 则是先减小后增大; 在旋转雷诺数较高时, $G=0.1$ 的局部努塞尔数比其他两种间距的都要小.

下面对产生这些变化的原因作一简要的分析: 随着转速的增大, 气流对转盘的换热增强, 导致出流口处气流的总温升高, 相应的 ΔT^* 就降低了. 气流对转盘的换热实质上是对流换热和冲击冷却综合作用的结果. 在一定转速下, 间距较小时以冲击冷却为主, 而间距较大时则以对流换热为主. 此外, 对流换热的强度还取决于气流速度的大小. 当转盘的转速较低时, 对流换热的作用很弱, 此时冲击冷却占主导地位. 因而在低转速下 ΔT^* 随着 G 的减小而增大, 在高转速下由于上述综合作用的结果使得 $G=0.1$ 时的总温降比其他间距的大. 由于冲击冷却的作用强于对流换热的作用, 因而 $G=0.047$ 时转盘局部努塞尔数比其他间距的要高. 在 $C_w = 6\,600$ 、转速较低时, 气流的切向速度高于转盘上与预旋孔处于同一半径位置处的线速度, 这样在转速升高时, 转盘与气流之间的相对速度减小, 使得气流对转盘的冷却效果变差, 也

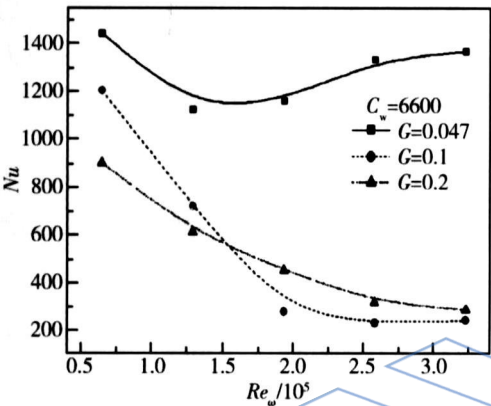


(a) 无量纲总温降随旋转雷诺数的变化

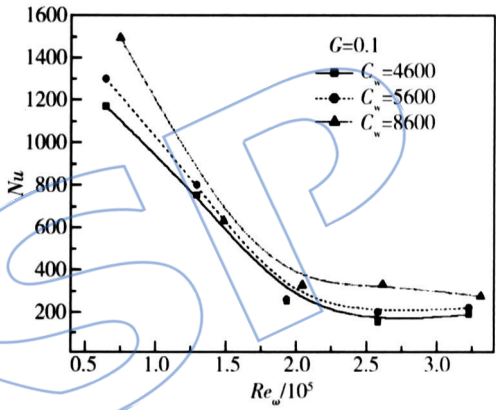
小, 因此进出口气流的总温降是增大的.



(a) 无量纲总温降随旋转雷诺数的变化



(b) 转盘表面局部努塞尔数随旋转雷诺数的变化



(b) 转盘表面局部努塞尔数随旋转雷诺数的变化

图 4 $C_w = 6600$ 时不同间距对盘腔冷却效果的比较

Fig. 4 Cooling effects of cavity under various G while $C_w = 6600$

图 5 $G = 0.1$ 时不同流量对盘腔冷却效果的比较

Fig. 5 Cooling effects of cavity under various C_w while $G = 0.1$

即是局部努塞尔数 Nu 降低, 考虑到在转速较高时 $G = 0.1$ 的总温降比其他间距的大, 也就说明此时气流对转盘的换热效果最弱, 因而表现在图 4(b) 上就是 $G = 0.1$ 的局部努塞尔数比其他两种间距的都要小.

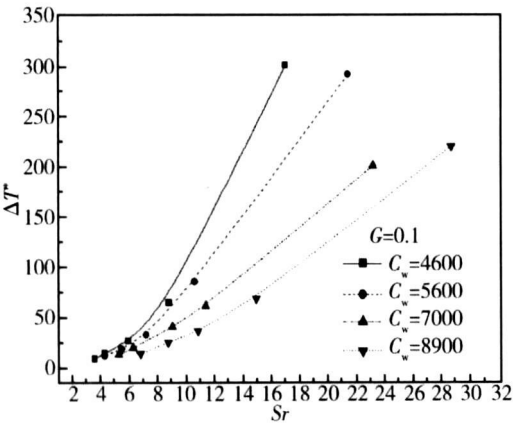
2.2 预旋进气流量的影响

图 5 所示为在转静盘间距 $G = 0.1$ 的情况下, 不同的预旋进气流量对冷气降温 and 转盘换热的影响, 各曲线随旋转雷诺数的变化趋势基本上是相同的. 由图 5(a) 可见, 随着进气流量的增大, 无量纲总温降 ΔT^* 随之增大, 表明出口处气流的相对总温在不断降低. 由图 5(b) 可见, 随着进气流量的增大, 转盘上的局部努塞尔数 Nu 随之增大, 气流对转盘的换热效果增强. 其原因在于, 预旋进气的流量越大, 气流与转盘之间的相对速度也越大, 使得对流换热作用增强, 因而转盘上的局部努塞尔数是增大的. 在换热量一定的情况下, 进气流量越大, 单位质量气体的温度就升高得越

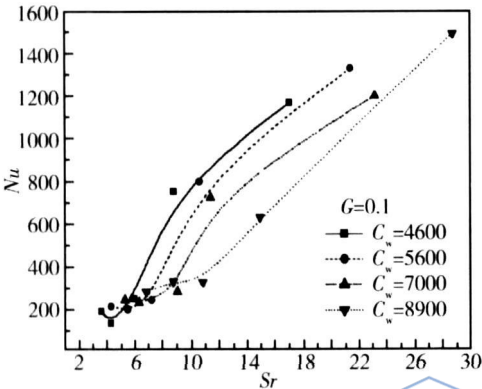
2.3 旋流比的影响

图 6 所示为在转静盘间距 $G = 0.1$ 的情况下, 不同的旋流比对冷气降温 and 转盘换热的影响. 由图可见, 在各种预旋进气流量下随着旋流比 Sr 的增大, 无量纲总温降 ΔT^* 和转盘局部努塞尔数 Nu 都是升高的, 这表明旋流比越大, 气流对转静盘腔的冷却效果就越好. 此外, 在旋流比一定的情况下, 如果增大预旋进气流量, 则无量纲总温降和转盘局部努塞尔数都将减小.

下面对此作一简要的分析: 由旋流比 Sr 的定义可知, 在转盘转速一定的情况下, Sr 越大表示气流的速度越大, 因而预旋进气的流量就在增大, 这样单位气体从转盘上带走的热量减少, 因此出流孔处气流的相对总温就在降低, 也即是说无量纲总温降 ΔT^* 增大; 同理, 在进气流量一定的情况下, Sr 越大就表示转盘的转速越低, 因而气流和转盘的相对速度增大, 这就造成对流换热的作



(a) 无量纲总温降随旋流比的变化



(b) 转盘表面局部努塞尔数随旋流比的变化

图 6 $G=0.1$ 时旋流比对盘腔冷却效果的比较

Fig. 6 Cooling effects of cavity under various Sr while $G=0.1$

用增强,因此转盘的局部努塞尔数 Nu 也就相应地在升高.由于本实验的旋流比都比较大 ($Sr>1$),因而气流的切向速度远远超过转盘的线速度,当预旋进气流量进一步增大时,虽然转盘的转速相应的有所增加,但是气流与转盘间的相对速度的绝对值在不断增大,此时在转盘的附面层内摩擦生热的效应就不能忽略,因此 C_w 的增大将导致 ΔT^* 和 Nu 的减小.

2.4 旋转雷诺数的影响

从上面的图 4 和图 5 都可以看出,在实验工况下,随着旋转雷诺数的增大,无量纲总温降和转盘局部努塞尔数基本上都是减小的,气流对转盘的冷却效果变差.其原因我们在前面已经分析过了.

3 结 论

本文通过实验的方法对高位预旋进气转静盘腔内的换热特性进行了研究,在实验工况范围内得到了以下一些结论:

(1) 高位预旋进气对转盘外缘尤其是出流孔附近的冷却效果较好,随着转盘径向位置的降低,气流对转盘的换热效果变差.此外,转盘上的温度分布大致呈现为同心圆形状;

(2) 随着旋转雷诺数的增大或者预旋进气流量的减小,气流的无量纲总温降和转盘的局部努塞尔数均减小,转盘的冷却效果变差;

(3) 当旋转雷诺数较低时,随着转静盘间距的减小,气流的无量纲总温降增大,气流对转盘的换热增强;而当旋转雷诺数较高时,间距 $G=0.1$ 的总温降比其他两种间距的都要大,此时气流对转盘的冷却效果最差;

(4) 旋流比越大,气流对转静盘腔的冷却效果就越好.在旋流比一定时,预旋进气流量越大,则无量纲总温降和转盘局部努塞尔数都越小.

参考文献:

[1] 侯晓春,季鹤鸣,刘庆国,等.高性能航空燃气轮机燃烧技术[M].北京:国防工业出版社,2002.

[2] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating disc system [M]. Rotating Cavities, Research Studies Press, Vo2, Taunton, UK, 1999.

[3] Karabay H, Wilson M, Owen J M. Prediction effect of swirl on flow and heat transfer in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22: 143-155.

[4] Wilson M, Pilbrow R, Owen J M. Flow and heat transfer in a pre-swirl rotor-stator system [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119: 364-373.

[5] 冶萍,张靖周.有预旋进气转静盘腔中的流动和换热特性数值研究[J].航空动力学报,2004,19(3):370-374.

YE Ping, ZHANG Jingzhou. Numerical investigation of flow and heat transfer performances in pre-swirl rotor-stator cavity [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 370-374.

[6] Yan Y Y, Newton P J, Wilson M, et al. Heat transfer measurements using liquid crystals in a pre-swirl rotating disk system [J]. Journal of Gas Turbines and Power, 2005, 127: 375-382.

[7] Lock G D, Wilson M, Owen J M. Influence of fluid dynamics on heat transfer in a pre-swirl rotating disk system [J]. Journal of Gas Turbines and Power, 2005, 127: 791-797.

[8] 丁水汀,徐国强,陶智,等.外缘预旋进气的旋转空腔主盘局部换热及流阻特性研究[J].推进技术,1998,19(6):45-49.

DING Shuiting, XU Guoqiang, TAO Zhi, et al. Local heat transfer and flow characteristics of rotating cavity with tangential pre-swirling fringe guide van and radial outlet [J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(6): 45

49.

[9] 丁水汀, 陶智, 徐国强, 等. 带进气预旋的旋转空腔平均换热特性研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(3): 277-280.
DING Shuiting, TAO Zhi, XU Guoqiang, et al. A study on averaged heat transfer characteristics of a rotating cavity with preswirling inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(3): 277-280.

[10] 张曦, 周鹏, 何世平, 等. 应用热色液晶测量射流撞击壁面温度分布[J]. 实验力学, 1996, 11(3): 246-250.
ZHANG Xi, ZHOU Peng, HE Shiping, et al. Measurement of wall temperature distribution with a impinging jet using thermochromic liquid crystals[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1996, 11(3): 246-250.

[11] Syson B J, Pilbrow P 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.

[12] Eloun Z B, Owen J M. Pre-swirl blade cooling effectiveness in an adiabatic rotor-stator system[R]. ASME Paper No. 88-GT-276, 1988.

