

文章编号:1000-8055(2015)05-1047-10

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2015.05.004

转静系盘腔转盘风阻温升实验

张 达, 罗 翔, 徐国强, 韩建桥

(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: 采用红外测温技术对转静系盘腔转盘风阻温升特性进行了实验研究, 利用高速旋转实验台测量了不同流动参数以及转静间隙比下转盘各半径处的壁面温升, 并研究了径向出流处增加封严环对于转盘温升量的影响。同时通过 CFD 数值模拟得到转静系盘腔内流动特点。结果表明: 由于风阻引起转盘温升量实际上就是转盘的绝热壁温与环境温度之差, 并能通过红外热像仪准确测量。针对无封严开式转静系, 转盘温升量主要受到旋转影响, 仅在小转静间隙比时, 通流的变化才会影响风阻温升。总体上, 转静间隙比的改变对转盘温升影响不大。与封严转静系对比可知, 在湍流参数较小的情况, 封严环的引入会使转盘温度有所升高。

关 键 词: 涡轮盘; 转静系; 能量耗散; 风阻温升; 绝热壁温

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Windage heating experiment on rotating disc in cavity of rotor-stator system

ZHANG Da, LUO Xiang, XU Guo-qiang, HAN Jian-qiao

(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: In order to investigate the windage heating effect on rotating disc in cavity of rotor-stator system, an experimental research was performed using infrared temperature measurement technology. A high-speed revolution test rig was developed to investigate the effect of flow parameters and rotor-stator gap ratio on the temperature rise along the radius on rotating disc surface respectively. The shrouded and unshrouded cases were both tested. The flow feature in the cavity of rotor-stator system was obtained by CFD simulation. The results show that the temperature rise on the rotating disc induced by the windage heating is difference between adiabatic wall temperature of rotating disc and environment temperature, which can be measured by the thermal infrared imager accurately. For the unshrouded case, the temperature rise of rotating disc is mainly affected by the rotation, and only for the small gap ratio case, the throughflow has influence on the windage heating. In general, the gap ratio has limited influence on temperature rise. Comparison of the shrouded case, the temperature rise occurs only for the small turbulence parameter case with shrouded stationary.

Key words: turbine disc; rotor-stator system; energy dissipation; windage heating; adiabatic wall temperature

收稿日期: 2013-12-02

基金项目: 航空科学基金(2012ZBN2002)

作者简介: 张达(1986—), 男, 辽宁沈阳人, 博士生, 主要从事涡轮盘腔流动与换热的研究。

航空发动机效率的提高,可以通过提高涡轮前主流温度或者降低冷却气体的损耗两种途径实现.现代航空发动机的涡轮前主流温度已经达到1873 K,在此温度下运行的金属部件会迅速蠕变到达疲劳极限.通常应对方法是由压气机级引出冷却气体,对涡轮盘、涡轮叶片以及导向叶片进行冷却.然而,冷气在流经路径上与旋转盘相互作用,旋转盘消耗轴功,同时黏性耗散作用使得冷气温度升高,这种现象称为风阻.风阻消耗轴功并转化为气体的焓升.此过程同时使转盘边界层内气流温度升高,进而影响冷气对涡轮盘的冷却.所以,对于风阻温升效应机理的精确分析,对于提高二次流空气系统的效率,有着至关重要的作用.

Dorfman^[1]和Daily等^[2]分析研究了中心进气转静系盘腔内流动特性.Owen^[3]和Bhavnani等^[4]研究了转盘转动产生的泵效对于流动换热的影响.Chew等^[5]提出了压缩功以及摩擦温升在工程应用中的修正方法.Kang等^[6]实验研究了涡轮轴系的风阻损失比例特性.Owen和Rorgers^[7]利用腔内旋转核的特点分析转盘扭矩特性.Da Soghe, Gartner, Owen等^[8-10]研究转静系径向出流的转盘扭矩特性.Poncet等^[11]以实验与数值方法研究了带有通流的转-静盘腔内的流动结构.Coren等^[12]和Miles^[13]利用实验研究转静系盘腔内,光滑转盘以及带有螺栓等凸起转盘的风阻损失.Hasser等^[14]利用真实发动机对转盘壁面的风

阻温升进行了测量,张达等^[15-16]利用数值模拟方法研究了中心进气封严转静系转盘风阻扭矩特性.LUO等^[17]及TAO等^[18]分别对封严转静系转盘扭矩以及壁面温升做了详细研究,并结合流动特点分析了风阻损失的作用规律.

本文着重分析黏性耗散引起的风阻温升效应在盘腔内的作用机理,并分析间隙比、旋转雷诺数、流量系数等参量对转盘风阻温升作用的规律,值得指出的是,本文涉及的风阻温升指的是转盘边界层内的气流温升,即转盘的绝热壁温,气流流经盘腔后的焓升,通常利用转盘的扭矩系数计算得到,并不在本文的研究范围内.本文利用红外热像仪测量转盘温度得到转盘绝热壁温,通过与入口温度的差值得到风阻温升量.采用计算流体力学软件CFX内置的切应力输运湍流模型($k-\omega$ SST),对中心进气转静系盘腔内的流动进行了数值模拟,通过流动结构分析盘腔内风阻温升机理.根据实验数据定量分析总结出转静系盘腔内风阻温升的经验关系式.

1 实验装置及数值模拟

1.1 实验件及实验装置

本实验装置简图如图1所示,主要包括可调速高速电动机、钛合金转盘、静子盘,数据采集工控机、红外热像仪和电动机附属冷却、润滑设备等.

直径为0.45 m的转盘直接悬臂安装在电动

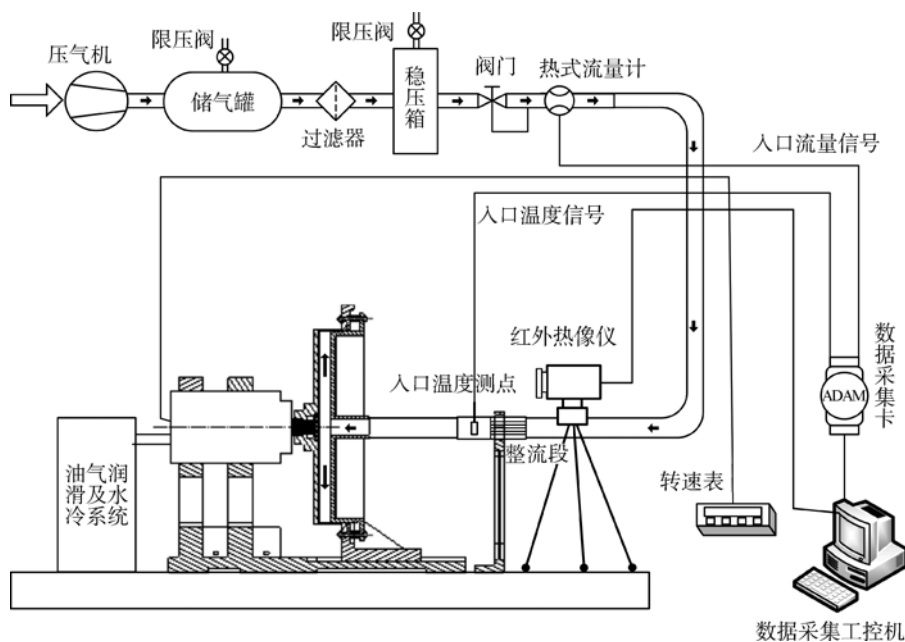
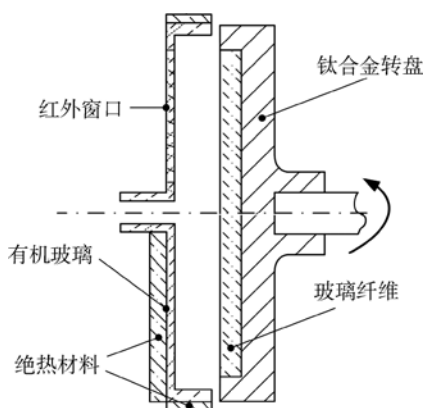


图1 实验装置示意图

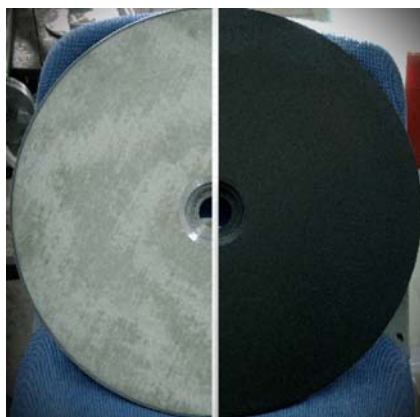
Fig.1 Sketch of test rig

机输出轴上,电动机功率为 28 kW 并在 0~13 000 r/min 连续可调,并兼具高精度测速功能.转静系内通流通过压气机获得,最终通过静子中心位置直径为 40 mm 管道进入腔体,质量流量(文中简称流量)可达到 0.139 kg/s.转盘与静子之间的间隙连续可调,同时可以在静子外缘增加封严环.本实验使用法国菲力尔(FLIR)公司的 SC7700M 型号红外热像仪,用于测量转盘表面温度.温度分辨率可达 0.025 K,测试精度能够达到读数的 $\pm 1\%$.为提高测试精度,对该红外测温设备在实验温度范围内进行了进行了标定.标定结果显示,红外热像仪的不确定度基本等于出厂精度.进口处使用 K 型热电偶测量入口温度,通过数据采集卡 AD-AM-4018 数模转换模块传输数据,热电偶测量误差小于 ± 0.3 K.

图 2 为转盘的示意图以及转盘实物图.



(a) 转盘示意图



(b) 转盘实物图

图 2 转盘结构图

Fig. 2 Structural chart of rotating

为了创造绝热边界条件,转盘测量侧表面内嵌导热系数较低的玻璃纤维板,可以近似认为转

盘表面绝热,此时可忽略转盘壁面径向的导热.本文使用中波红外热像仪,故在静子一侧,装有对中波红外透过率较好的单晶硅红外窗口,并镀有透红外镀膜,红外窗口镶嵌在静子上,并可覆盖转盘半径.静子整体为有机玻璃,并在外部增加绝热材料.具体结构如图 2(a)所示.转盘表面同时喷涂黑体漆,使转盘表面近似为黑体,同时利用表面粗糙度检测仪保证壁面水力光滑的条件,喷涂黑漆前后转盘如图 2(b)所示.

为了方便研究风阻温升的影响规律,此处指定相关无量纲参数,转盘以及盘腔半径为 b ,旋转角速度为 ω ,流体密度为 ρ ,动力黏度为 μ ,叠加流入口流量为 $\dot{m}$.定义旋转雷诺数 Re_ϕ ,流量系数 C_w 以及湍流参数 λ_t 如下:

$$Re_\phi = \frac{\omega b^2}{\nu} \quad (1)$$

$$C_w = \frac{\dot{m}}{\rho \omega b^3} \quad (2)$$

$$\lambda_t = C_w^{-0.8} \quad (3)$$

当地努塞尔数定义式如公式(4)中所示

$$Nu = \frac{h}{k} \left(\frac{r}{b} \right) \quad (4)$$

其中 r 为当地转盘半径, k 为流体的导热系数.实验工况的无量纲参数如下所示:

1) 旋转雷诺数范围为 $2.82 \times 10^6 \leq Re_\phi \leq 4.23 \times 10^6$.

2) 流量系数范围为 $0.68 \times 10^4 \leq C_w \leq 3.41 \times 10^4$.

3) 湍流参数范围为 $0.034 \leq \lambda_t \leq 0.236$.

上述无量纲参数对应的参数如下所示:

1) 转速为 8 000~12 000 r/min.

2) 通流流量为 0.028~0.139 kg/s.

1.2 研究模型

转静系盘腔结构复杂,简化模型较多,本文主要研究湍流参数在一定范围内改变,转静间隙的变化对于转盘温升量的影响.本文的研究步骤,首先利用自由盘模型,对比绝热壁温的公式,研究风阻温升的作用机理.接着结合数值模拟得到的腔内流动特点,分析有封严以及无封严两种情况转静系盘腔内转盘温升量主要影响因素以及作用规律.

研究对象的模型如图 3 所示.该转静系转盘以及盘腔半径 $b=255$ mm,进气半径 $r_1=20$ mm,对于无封严开式转静系,如图 3(a)所示,转静间隙 s 可变并等于出口间隙,分别为 2.25, 4.5, 13.5, 27 mm.对于封严转静系,如图 3(b)所示,出口间隙 $s_c=2$ mm.转盘转速分别为 8 000, 12 000

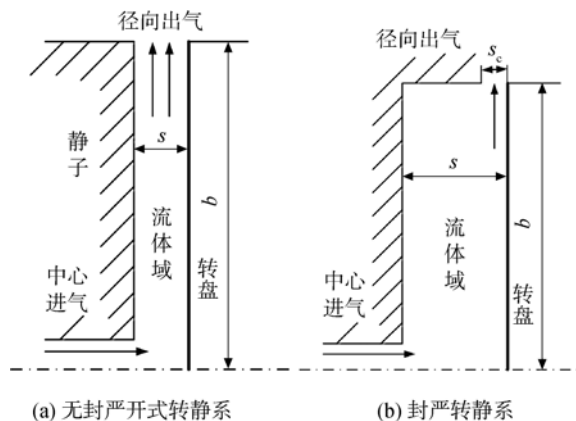


图3 无封严开式及封严转静系盘腔模型

Fig. 3 Model of unshrouded and shrouded rotor-stator systems

r/min. 进口流量为 100, 300, 500 kg/h.

转静间隙比 $\delta = \delta_c / \delta_s$, 出口间隙比 $\delta_c = \delta_c / \delta_s$, 旋转雷诺数 Re_r 和流量系数 ϕ_w 相对应相关无量纲参数见表 1.

表 1 相关无量纲参数

Table 1 Relevant non-dimensional parameters

G	$\delta / 10^6$	$\phi_w / 10^4$
0.01		
0.02	2.82, 4.23	0.682, 2.04, 3.41
0.06		
0.12		

1.3 数值模拟方法

数值模拟研究主要针对实验研究的模型,如图 3 所示,流体域的网格划分如图 4 所示,笛卡儿惯性坐标系下采用三维稳态可压缩流模型. 使用商业 CFD 软件 ANSYS/CFX. 针对不同的盘腔结构创建不同的网格模型,计算中使用对于剪切流动有较好的适用性的 $k-\omega$ SST 湍流模型. 本文研究了无封严开式转静系以及封严转静系两种结构,并有不同的转静间隙比,下面各选取其中一个作为实例如图 4 所示,介绍数值模拟研究方法,其余模型做相似处理. 第 1 层网格尺寸设为 10^{-6} m 以满足该模型对 y^+ 的要求. 转盘为旋转壁面,壁面条件为绝热、无滑移且水力光滑. 出口为开放出口,进出口压力与实验时相同,取标准大气压 101325 Pa (1 atm). 入口为亚声速流量入口,温度为 300 K,静盘、入口段和封严罩均为绝热无滑移壁面. 同时针对自由盘模型以及最大转静间隙模型,做了网格无关解,网格数量为 50 万~200 万,在

100 万以后监测数值基本没有变化,转静系盘腔网格数量为 100 万~150 万不等. 收敛条件为残差达到 10^{-5} ,并且各监测点的稳定多于 1500 计算步.

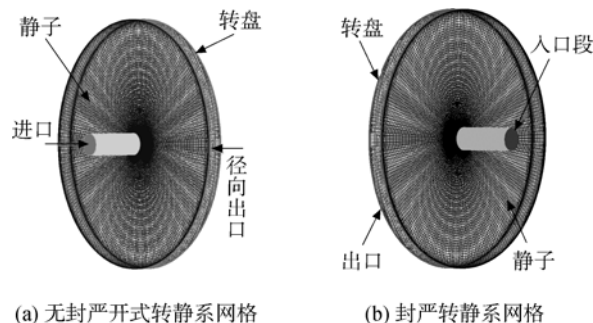


图 4 CFD 计算中的三维网格

Fig. 4 Three-dimensional grid of CFD computation

2 转盘绝热壁温及自由盘风阻温升实验

2.1 绝热壁温

气流在流经高速旋转的涡轮盘时,低速气流对转盘产生气动阻力,消耗轴功;另外转盘边界层内黏性耗散作用使机械能向动能的能量转化,流经盘腔的气流温度升高,这部分由于耗散引起的气体温度升高量,就是恢复温度,如果壁面是绝热的,那么此时的恢复温度就是绝热壁温.

在无限大静止空间内旋转的单一转盘称为自由盘,高速转盘切向速度与相对应半径附近气体流速不同,风阻对流体加热. 此时即使静止空间的流体温度低于转盘温度,转盘依旧因风阻温升效应而被加热.

当存在风阻温升时,利用公式(4)中得到的当地努塞尔数将变为负值,此时需更换参考温度利用公式(5)中 Nu^* 的定义式,来避免出现负值.

$$Nu^* = \frac{rq_0}{\lambda(T - T_{0,ad})} \quad (5)$$

其中 q_0 为当地转盘半径 r 处的热流,壁面温度 T_d ,流体导热系数 λ ,转盘绝热壁温 $T_{0,ad}$ 如公式(6)中所示. 此时的努塞尔数的温差为 $\Delta T = T_d - T_{0,ad}$ 代替公式(4)中的温差 $\Delta T = T_d - T_\infty$.

Owen 和 Roger(1989)^[7] 利用公式(6)用来计算自由盘的绝热壁温与静止流体的温差.

$$T_{0,ad} - T_\infty = R \frac{V^2}{2c_p} \quad (6)$$

其中 T_∞ 为远离转盘的流体静温,在自由盘实验中为环境温度. c_p 为基于 T_∞ 的比定压热容, R 为

恢复系数,本实验旋转雷诺数较高,转盘附近流量状态为湍流,故利用 $R = Pr^{1/3}$ 得到 $R = 0.89$,此处 Pr 为普朗特数。

转盘在高速旋转过程中,风阻温升效应使得紧邻壁面的边界层气流温度高于外流温度,此耗散热流向壁面传递并使得越临近转盘的温度越高,同时,由于边界层内相对较高的流体温度与外流流体温差的存在,引起反向散逸导热热流。两热流达到平衡时,耗散热流与导热热流大小相等,两者相互抵消,壁面温度与临近壁面最近一层流体温度相等,形成等效绝热壁面。本文基于上述理论,通过红外测温技术,测量表面做绝热处理的转盘温度,最终得到绝热壁温。

2.2 自由盘风阻温升实验

首先研究自由盘风阻温升特性,更有利于分析转静系盘腔的结果。利用第 2.1 节中分析得到的绝热壁温相关结论,表面做绝热转盘,耗散热流与流体散逸导热热流平衡,此时通过红外热像仪测量得到的转盘壁面温度即为转盘附近流体的绝热壁温。

图 5 所示为自由盘在转速 $n = 13\ 000\ \text{r/min}$ 时的壁面温度红外测量云图,此时的环境温度大约为 $289\ \text{K}$ 。转盘中心处有安装孔为金属材料,故转盘中心部分数据未予考虑。

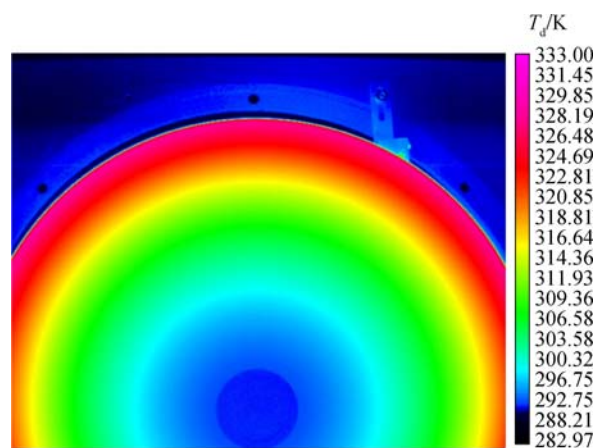


图 5 自由盘壁面温度红外测量云图

(转速为 $13\ 000\ \text{r/min}$)

Fig. 5 Wall temperature counter by infrared measurement for free disc case
($n = 13\ 000\ \text{r/min}$)

图 5 中可以看出,转盘在高速旋转时即使没有外部热源,沿转盘半径增大方向,转盘边界层内的耗散作用使得流体温度升高,进而引起转盘温度升高。并且,速度梯度较大的高半径处温升明显

高于低半径,盘面外缘的温度已接近 $333\ \text{K}$,对应的温升量大约为 $44\ \text{K}$ 。

自由盘风阻温升具有明显的轴对称特性,数据处理时,选取通过轴心的一条直线,获取此直线在各个半径值的温度,此温度与当地环境温度的差值,即为实验测得自由盘旋转时的温升量。如图 6 所示转速分别为 $7\ 000, 10\ 000, 13\ 000\ \text{r/min}$,其中实验为利用红外热像仪测得,而理论解为通过绝热壁温理论公式(6)求得的自由盘温升量。计算过程中,考虑到自由盘附近气流与转盘的径向速度差远小于切向速度差,故忽略取径向速度差,公式(6)中的速度 V 取当地转盘半径 r 处的转盘切向速度 V_ϕ 与静止空间的速度差 ($V = V_\phi - 0$)。从图 6 对比分析,自由盘温升量的实验测量值与通过绝热壁温公式得到的理论值吻合较好。由此可知,利用红外热像仪测量转盘温升量的方法是可行的,且具有较高的准确度。

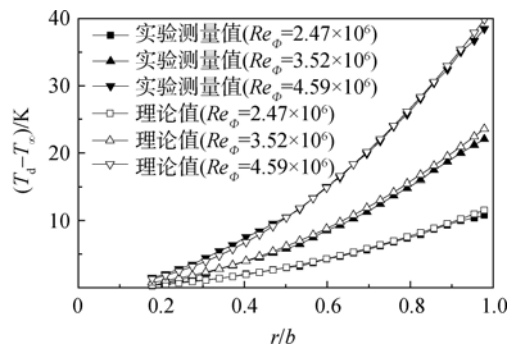


图 6 自由盘温升量实验测量值与理论值对比

Fig. 6 Comparison between experimental measured and theoretical values of temperature rise for free disc case

3 转静系盘腔转盘风阻温升

3.1 无封严开式转静系

本文主要研究盘腔流场结构对于转静系盘腔内风阻温升特性的影响,盘腔内的流动结构根据是否有旋转核心分为 Batchelor 和 Stewartson 两种流动结构。除转盘转速及通流流量等流动参数对流场有影响之外,转静间隙也对流动结构有着重要作用。Daily 和 Nece^[3] 根据旋转雷诺数以及转静间隙比的不同,将腔内流动分为小间隙层流、小间隙湍流、大间隙层流及大间隙湍流等情况。本文研究小间隙湍流以及大间隙湍流两种情况。转静间隙比 $G = 0.01 \sim 0.12$, 流动参数如表 2 所示,变量为旋转雷诺数以及流量系数,表 2 中为通过

表2 流动参数与湍流参数 λ_t Table 2 Flow parameter and turbulent parameter λ_t

$Re_\phi/10^6$	$C_w/10^4$		
	0.68	2.05	3.41
2.82	0.047	0.141	0.236
4.23	0.034	0.102	0.17

公式(3)计算得到的湍流参数 λ_t .

转静系盘腔转盘温升量($T_d - T_{in}$)结果如图7所示,其中转盘壁面温度(T_d)为通过红外热像仪测得转盘壁面温度,即转盘的此时的绝热壁温,进口温度(T_{in})通过热电偶测得,转盘温升量为两者之差.图中显示4种流动参数,在4个转静间隙比下的风阻温升特性.图7(a)和图7(b)中的转静间隙比分别为 $G=0.01$ 及 $G=0.02$,转静间隙较小,转盘边界层和静盘边界层相交织,腔内流体主要呈现小间隙湍流的特点,即 Stewartson 流动结构.同时由上文自由盘温升量研究可知,转盘与附

近流体的切向速度差对转盘温升量的影响较大.在转速较低时($Re_\phi = 2.82 \times 10^6$),腔内流动受到径向出流主导,再增加通流,温升变化不明显.但在转速较高时($Re_\phi = 4.23 \times 10^6$),旋转在转静腔内起主导作用,此时流量增大,通流惯性作用增大,削弱转盘对于流体的黏性作用,使得转盘的绝热壁温整体降低.

随着转静间隙的增大,转盘边界层与静子边界层分离,此时转静间隙呈现 Batchelor 流动结构,转静间的旋转核心使得风阻温升规律与 Stewartson 流动结构有所不同.在转速较低时,增大通流直接作用于转盘一侧,加强了流体与转盘的相互作用,使得转盘温升量增大,如图7(d)中所示.而在转速较高时,转静间隙较大,旋转起主导作用,再增大通流,对于转盘温升量的影响有限.4个转静间隙比对比可知, $G=0.06$ 为流动参数对于风阻温升作用的临界转静间隙比,此结论与 Owen 和 Roger^[7]在无封严开式转静系盘腔内得到的风阻扭矩研究结论相一致.

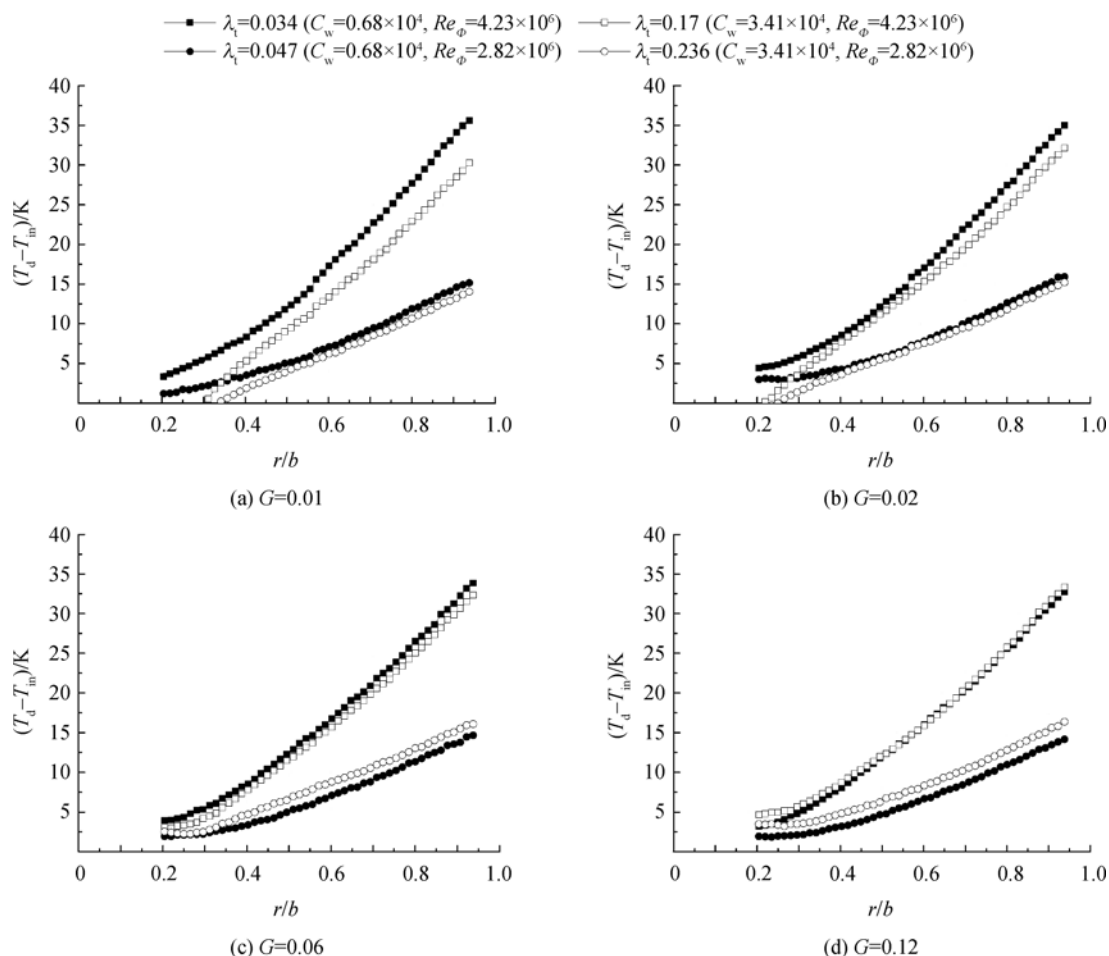
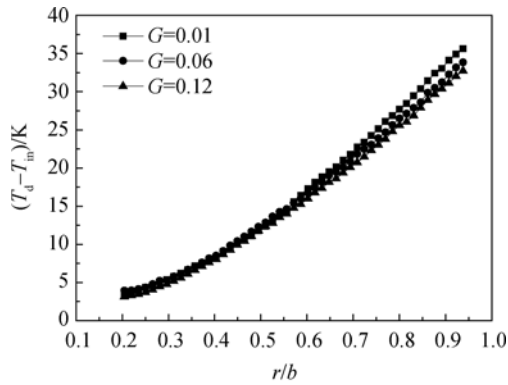


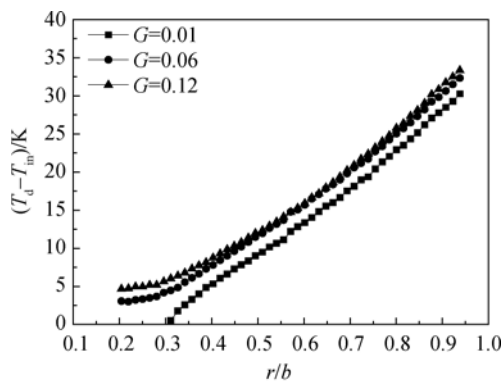
图7 转盘温升量沿无量纲半径的分布规律

Fig. 7 Distribution rule of temperature rise along non-dimensional radius of rotating disc

前述分析了旋转雷诺数以及流量系数等流动参数对于转盘温升量的影响,下面以 $\lambda_t = 0.034$ 以及 $\lambda_t = 0.17$ 两个例子说明转静间隙变化对于转盘温升量的影响. 转盘温升量如图 8 所示,同时结合 CFD 得到的腔内流场图分析温升规律.



(a) $\lambda_t = 0.034, C_w = 0.68 \times 10^4$



(b) $\lambda_t = 0.17, C_w = 3.41 \times 10^4$

图 8 转静间隙比对于转盘温升量的影响

($Re_\phi = 4.23 \times 10^6$)

Fig. 8 Effect of rotor-stator gap ratio on temperature rise of rotating disc for rotor-stator systems ($Re_\phi = 4.23 \times 10^6$)

Owen^[10]将湍流参数 λ_t 作为分析转静系盘腔流动的重要评价参数,并将转静系盘腔内流体域分为源区以及核心区,在源区,叠加流的惯性作用起主导作用,而核心区主要受到旋转核心的影响. 当轴向通流流量大于等于同工况下的自由盘泵出流量时,核心区将会被抑制,源区将充满整个腔体.

图 9 中为对应图 8 中各流动参数及几何参数下的 $r-z$ 截面流线图,其中图 9(a)中 $G = 0.01$, $\lambda_t = 0.034$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 0.68 \times 10^4$; 图 9(b)中 $G = 0.06$, $\lambda_t = 0.034$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 0.68 \times 10^4$; 图 9(c)中 $G = 0.12$, $\lambda_t = 0.034$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 0.68 \times 10^4$; 图 9(d)中 $G = 0.01$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$; 图 9(e)中 $G = 0.06$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$; 图 9(f)中 $G = 0.12$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$.

中 $G = 0.01$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$; 图 9(e)中 $G = 0.06$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$; 图 9(f)中 $G = 0.12$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$. 图 9(a)~图 9(c)对应图 8(a),湍流参数较小($\lambda_t = 0.034$),腔内流动主要受旋转主导,通流影响较小,转静间隙的改变对源区转盘温升量影响较小. 而随着转静间隙的增大,旋转核心强度降低,高半径转盘温升量随着转静间隙的增大而降低.

图 9(d)~图 9(f)对应图 8(b)湍流参数较大的情况($\lambda_t = 0.17$),此时叠加流对腔内影响增强,使得源区强度及影响区域变大,随着转静间隙的增大,转盘温升量也增大.

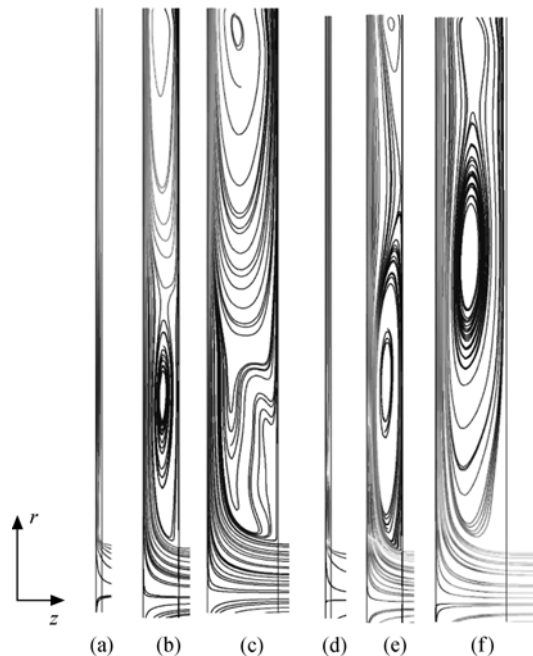


图 9 不同转静间隙比的流线图

Fig. 9 Streamline chart of different rotor-stator gap ratios

3.2 封严对于风阻温升的影响

通常情况下,为防止燃气入侵,在径向出口处存在封严结构,而封严环的存在会对腔内流场产生影响. 图 10 中对比分析了两种转静间隙比下,有无封严结构风阻温升的作用规律. 针对图 10 中的盘腔结构,图 11 表示了对应流动参数下的盘腔内流场结构. 其中图 11(a)中 $G = 0.02$, $\lambda_t = 0.034$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 0.68 \times 10^4$; 图 11(b)中 $G = 0.02$, $\lambda_t = 0.034$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 0.68 \times 10^4$; 图 11(c)中 $G = 0.02$, $\lambda_t = 0.17$, $Re_\phi = 4.23 \times 10^6$, $C_w = 3.41 \times 10^4$; 图 11(d)中 $G =$

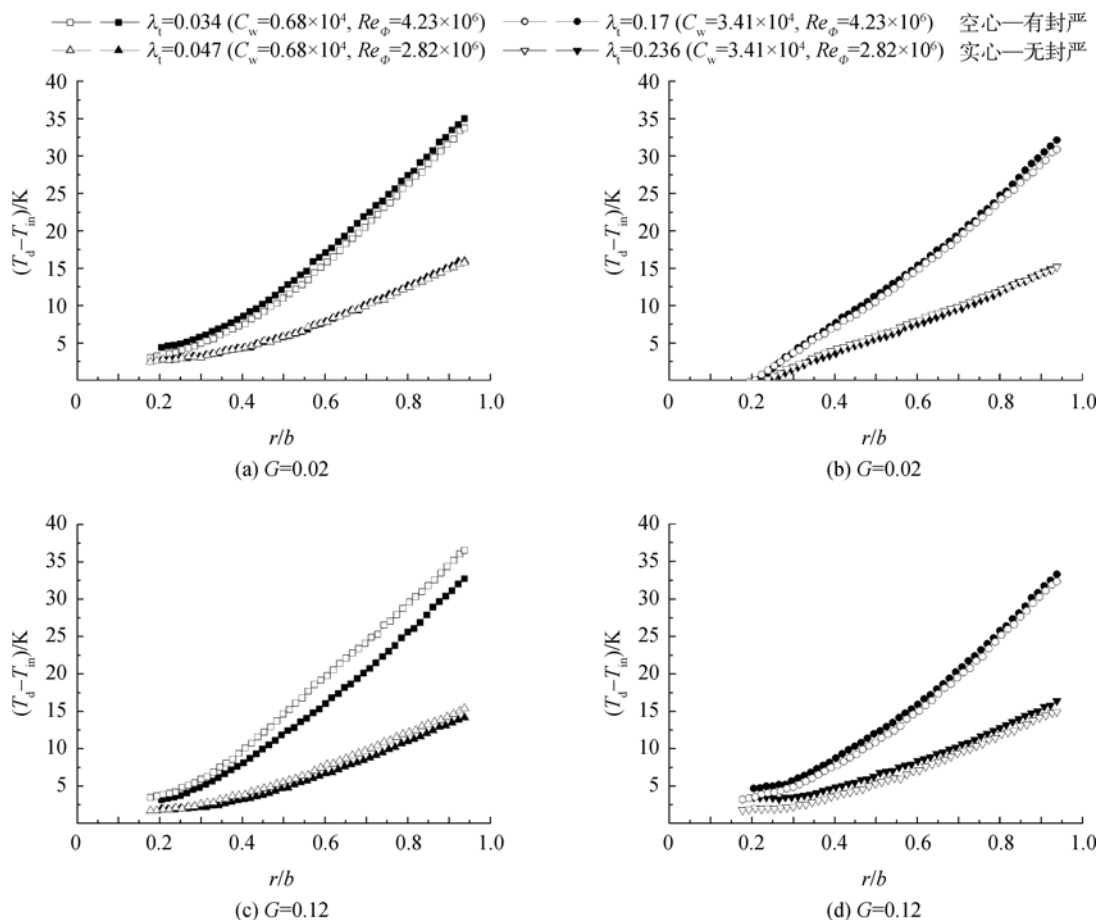
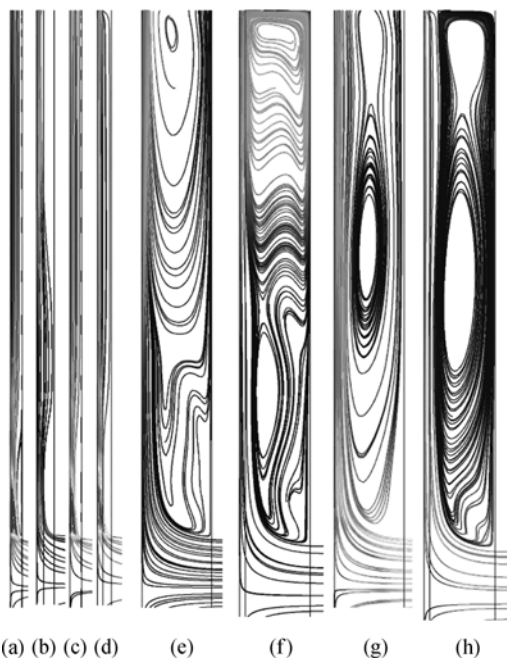


图10 出口封严对于转盘温升量的影响

Fig. 10 Effect of shroud on temperature rise of rotating disc

图11 无封严开式转静系及封严转静系的流线图
($G_c=0.0089$)Fig. 11 Streamline chart in unshrouded and shrouded rotor-stator system ($G_c=0.0089$)

0.02, $\lambda_t=0.17$, $Re_\phi=4.23 \times 10^6$, $C_w=3.41 \times 10^4$; 图 11(e) 中 $G=0.12$, $\lambda_t=0.034$, $Re_\phi=4.23 \times 10^6$, $C_w=0.68 \times 10^4$; 图 11(f) 中 $G=0.12$, $\lambda_t=0.034$, $Re_\phi=4.23 \times 10^6$, $C_w=0.68 \times 10^4$; 图 11(g) 中 $G=0.12$, $\lambda_t=0.17$, $Re_\phi=4.23 \times 10^6$, $C_w=3.41 \times 10^4$; 图 11(h) 中 $G=0.12$, $\lambda_t=0.17$, $Re_\phi=4.23 \times 10^6$, $C_w=3.41 \times 10^4$.

图 11(a) ~ 图 11(d) 对应小转静间隙比 ($G=0.02$) 的情况, 此时腔内流体呈现 Couette 流动特点, 较小的转静间隙内并不存在流动核心, 转盘泵效应而引起的静盘侧回流亦不明显. 在图 10(a) 和图 10(b) 中可以得知, 小转静间隙比情况, 封严的引入对于转盘温升量影响并不明显.

当转静间隙比较大时, 转盘温升规律与小转静间隙有所不同. 湍流参数 λ_t 较小时 (图 11(g) 和图 11(h)), 流动主要受到旋转主导, 转盘卷吸流量大于叠加流量, 无封严情况 (图 11(e)), 在径向出流处腔外流体流入腔内. 封严环的引入会限制流体的流出 (图 11(f)), 在出口处形成明显的回流区, 核心区的流体与转盘作用加剧, 增加封严后

转盘温升量明显增大,如图10(c)所示.增大通流后(图11(g)和图11(h)),此时腔内叠加流起主导作用,源区充满转静腔,增加的封严环对流场影响较小,两者温升量基本相同.故在湍流参数 λ_t 较大时,如图10(d)所示,封严环对转盘温升量基本无影响.

4 无量纲风阻温升参数经验关系式

通过前述研究,分析了旋转作用、中心通流以及转静间隙对于转静系盘腔风阻温升的作用规律.转盘边界层内的速度梯度是风阻温升的重要影响因素,如公式(6)所示.通过前述分析,为总结转盘温升量与旋转雷诺数、流量系数、转静间隙比之间的经验关系式,结合衡量黏性耗散与焓升的关系的埃克特数($E = \frac{v^2}{\Delta T}$),定义无量纲风阻温升参数,用来表征转盘因黏性耗散而引起的当地风阻温升,如公式(7)所示

$$\theta_w = \frac{1}{2} \frac{\Delta T}{v^2} \quad (7)$$

其中转盘绝热条件下,温升为 $\theta_{w, ad} - \theta_{in}$.根据开式转静系风阻温升数据,总结出转静系盘腔内转盘无量纲风阻温升参数的经验关系式,如公式(8)所示

$$\theta_w = 8.89 \theta_w^{0.014} \left(\frac{G}{Re_\phi} \right)^{-0.152} \left(\frac{G}{Re_\phi} \right)^{0.024} \quad (8)$$

本经验关系式充分考虑了流动参数对风阻温升影响,并增加转静间隙比几何结构的修正.图12(a)和图12(b)分别对比了两种转静间隙比下拟合经验关系式与实验得到的无量纲风阻温升参数.转盘低半径处源区由于相对切向速度较小,温升也较低,在转盘低半径的偏差会略大于核心区

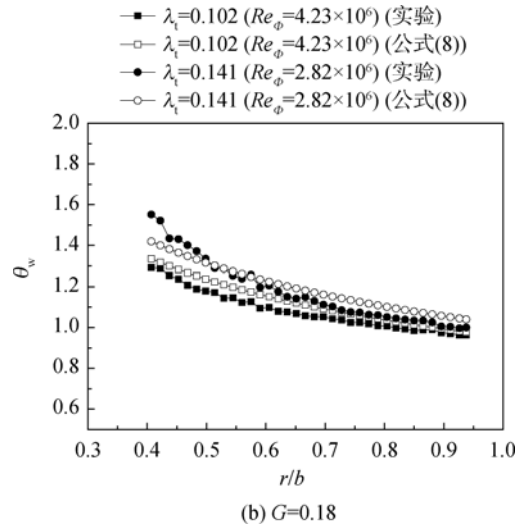
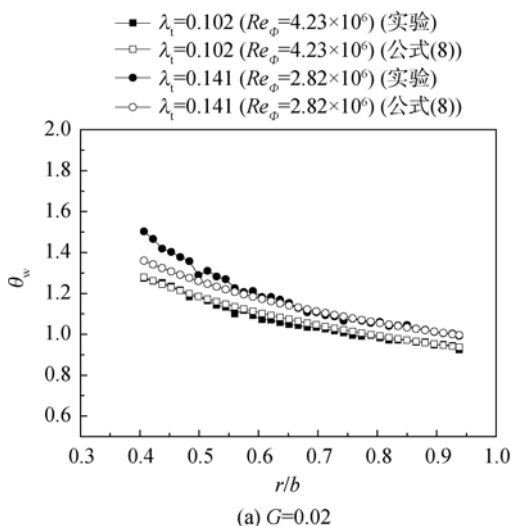


图12 拟合公式与实验无量纲风阻温升参数比较
($\theta_w = 2.05 \times 10^4$)

Fig. 12 Comparison of windage heating dimensionless parameter between experimental data and fitting formula ($\theta_w = 2.05 \times 10^4$)

的偏差,核心区偏差小于 $\pm 5\%$.

经验关系式的适用范围为: $0.68 \times 10^4 \leq \theta_w \leq 3.41 \times 10^4$, $2.12 \times 10^6 \leq Re_\phi \leq 4.23 \times 10^6$, $0.01 \leq G \leq 0.12$, $\lambda_t = 0.034 - 0.236$.

5 结论

本文针对中心无封严开式转静系以及封严转静系模型下风阻温升特性进行了实验研究,对影响转盘温升的几个影响因素做了单独以及综合分析,结论如下:

1) 自由盘结果表明,壁面绝热的转盘由风阻引起的转盘温升量即为转盘绝热壁温与环境温度之差,并能通过红外测温技术准确测量.

2) 利用湍流参数来表征转速、流量等流动参数来分析风阻温升会带来较大便利,转盘的旋转相较通流对转盘温升量影响较大.转静间隙比较小时,通流对转盘温升量有影响,而间隙增大,通流影响减弱.

3) 盘腔的转静间隙变化对转盘温升量的影响与腔内的流动状态有关,旋转主导时,增大转静间隙会降低转盘温升量;而在通流主导情况,增大转静间隙会增大转盘温升量.

4) 在出口处增加封严环,只在湍流参数较小即旋转主导情况对转盘温升量有影响,转盘温升量大于无封严的情况.

参考文献:

[1] Dorfman L. A. Hydrodynamic resistance and the heat loss

- of rotating solids[M]. Edinburgh: Oliver & Boyd, 1963.
- [2] Daily J W, Nece R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating discs[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1960, 82(1): 217-232.
- [3] Owen J M. The effect of forced flow on heat transfer from a disc rotating near a stator[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1971, 14(8): 1135-1147.
- [4] Bhavani S H, Khodadadi J M. An experimental study of fluid flow in disc cavities[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1992, 114(2): 454-461.
- [5] Chew J W, Vaughan C M. Numerical predictions for the flow induced by an enclosed rotating disc[R]. NASA STI/Recon Technical Report, No. 28281, 1988.
- [6] Kang J S, Cha B J, Ahn I K. Modeling and experimental evaluation on torque loss in turbine test rig[R]. ASME Paper GT2008-50341, 2008.
- [7] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems[M]. New York: Research Studies Press, 1989.
- [8] Da Soghe R, Facchini B, Innocenti L, et al. Analysis of gas turbine rotating cavities by a one-dimensional model: definition of new disk friction coefficient correlations set[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021020. 1-021020. 8.
- [9] Gartner W. A prediction method for the frictional torque of a rotating disc in a stationary housing with superimposed radial outflow[R]. ASME Paper 97-GT-204, 1997.
- [10] Owen J M. An approximate solution for the flow between a rotating and a stationary disk[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(3): 323-332.
- [11] Poncet S, Chauve M P, Schiestel R. Batchelor versus Stewartson flow structures in a rotor-stator cavity with through flow[J]. *Physics of Fluids*, 2005, 17(7): 075110. 1-075110. 15.
- [12] Coren D, Childs P R N, Long C A. Windage sources in smooth-walled rotating disc systems[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009, 223(4): 873-888.
- [13] Miles A L. An experimental study of windage due to rotating and static bolts in an enclosed rotor-stator system [D]. Brighton, UK: University of Sussex, 2012.
- [14] Haaser F, Jack J, McGreehan W. Windage rise and flow-path gas ingestion in turbine rim cavities[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1988, 110(1): 78-85.
- [15] 张达, 韩建桥, 罗翔, 等. 中心进气转静系转盘风阻扭矩数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(4): 755-762.
ZHANG Da, HAN Jianqiao, LUO Xiang, et al. Numerical simulation of friction torque performances in rotor-stator systems with central inflow[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(4): 755-762. (in Chinese)
- [16] 张达, 罗翔, 徐国强, 等. 表面粗糙或带凸起转盘风阻扭矩实验[J]. *北京航空航天大学学报*, 2014, 40(8): 1055-1059.
ZHANG Da, LUO Xiang, XU Guoqiang, et al. Windage measurements for rotating disc with protrusions[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2014, 40(8): 1055-1059.
- [17] LUO Xiang, ZHANG Da, TAO Zhi, et al. Windage measurements in a rotor-stator system with superimposed cooling and rotor-mounted protrusions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(4): 042505. 1-042505. 11.
- [18] TAO Zhi, ZHANG Da, LUO Xiang, et al. Windage Heating in ashrouded rotor-stator system[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(6): 062602. 1-062602. 10.