

文章编号: 1000-8055(2007)08-1227-06

预旋进气位置对转静盘腔换热影响的数值研究

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

摘 要: 对具有不同预旋进气位置的转静盘腔内的换热进行了数值模拟. 在进气流量恒定的条件下, 改变预旋孔在静盘上的径向位置, 研究了旋转雷诺数、预旋角、转静盘间距等参数对进出口气流的无量纲总温降和转盘换热效果的影响. 研究表明: 旋转雷诺数的增大和转静盘间距的减小都能够增强气流对转盘的换热效果; 当预旋孔的径向位置增大时, 无量纲总温降和转盘表面的平均努塞尔数都是先增大后减小, 预旋孔存在一个最优的径向位置.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 预旋; 转静盘腔; 流动; 换热; 进气位置; 数值模拟

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical studies of heat transfer in a rotor-stator cavity with different radial positions of pre-swirl inlet

WANG Suofang, ZHU Qianghua, ZHANG Yu, LUAN Haifeng, HUANG Aixia
(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics
and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The three-dimensional numerical simulations of heat transfer in a rotor-stator cavity with pre-swirl nozzles at different radial positions in the stator were conducted in this paper. The standard $k-\varepsilon$ turbulence model and unstructured grid were applied with the purpose of investigating the heat transfer characteristics. Under the constant mass flow rate and the different radial position of the pre-swirl nozzles, the outflow temperature and the effect of heat transfer on the rotor are greatly affected by the different rotational Reynolds number, pre-swirl angle and rotor-stator gap. The results show that the heat transfer of the rotor is enhanced with the increase of the rotational Reynolds number or the decrease of the rotor-stator gap. When the pre-swirl nozzles were moved out along the radial direction, the temperature difference between the inlet and the outlet and the averaged Nusselt number take on up-down tendency, that is, exists a optimum radial position of the pre-swirl nozzles.

Key words: aerospace propulsion system; pre-swirl; rotor-stator cavity; flow; heat transfer; radial position of the nozzles; numerical simulation

涡轮是航空发动机的重要高温部件. 提高发动机性能的一个主要途径就是提高涡轮前温度. 目前先进发动机的涡轮前温度已接近 2 000 K, 远远超过了现有材料正常工作所能够承受的温度

极限. 因此深入研究不同冷却方式和冷却结构对涡轮部件的冷却效果, 对于提高发动机的性能、延长其使用寿命是十分有意义的.

各种轴向进气方式对涡轮盘腔的冷却效果已

经有许多研究者进行了全面深入的研究^[1-2],如梁波等人就轴向进气位置对转静盘腔换热的影响进行了分析^[3].对于预旋进气方式,冷却空气通过静盘上的预旋喷嘴进入涡轮盘腔,形成一个切向分速度,降低了冷却空气与转盘间的相对速度,从而降低了冷却空气相对于涡轮叶片的总温,增强了冷却空气对叶片的冷却能力^[4].国内外的研究者在该领域进行了大量的研究^[5-9],但对于预旋进气位置对盘腔内流动和换热的影响究竟有何规律还不见有人进行专门的研究,这个问题对于优化涡轮盘腔的结构、提高发动机的性能具有重要意义.

本文在文献[10]的基础上作了进一步的研究工作,分析了在改变预旋孔在静盘上的径向位置的情况下,旋转雷诺数、转静盘间距以及预旋角等参数对转静盘腔内换热的影响.

1 计算模型及数值方法

1.1 模型介绍

本文采用文献[10]中的预旋进气转静盘腔作为研究对象,图1所示为简化后的模型示意图.盘腔的内外半径比 $a/b=0.267$,转静盘间距 $G=s/b=0.1$, 0.2 ; 预旋孔有 20 个,其径向位置 $R_p=r_p/b=0.367, 0.567, 0.633, 0.767, 0.867, 0.967$; 出流孔有 24 个,其径向位置 $R_b=r_b/b=0.927$; 预旋孔和出流孔的面积比 $A_p/A_b=0.25$, 预旋角 $\theta=18^\circ, 22^\circ, 26^\circ$.

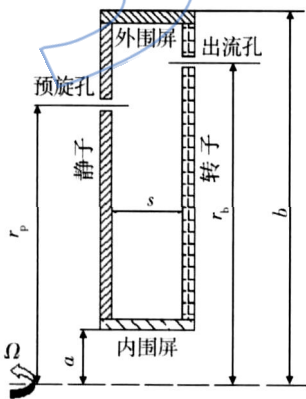


图 1 转静盘腔结构示意图

Fig. 1 Sketch of rotor stator cavity

1.2 网格划分

根据涡轮盘腔结构上的周期性特点,其流动结构也必定是周期性变化的,因此我们选取 1/4 的涡轮盘腔建立三维计算模型.计算域只包括流体域,不考虑转静盘和内外围屏的厚度.采用非结

构化网格,进、出口处网格相对较密;为了满足 Ekman 边界层的特点,在转盘附近设置间距逐渐增大的网格,第一层布置在距转盘盘面 0.1 mm 处,以后每层间距以 1.2 的比率增大,共设置了 8 层.由于预旋孔径向位置的不同,各个模型的网格量也略有变化,网格总数在 30 万左右.

1.3 控制方程

三维柱坐标系下的稳态流动和传热方程为

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\Gamma_r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Gamma_\theta \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) + S \quad (1)$$

式中, Γ 和 S 分别为变量 $\phi(u, v, w, T, k, \epsilon)$ 对应的广义扩散系数和源项^[11].

1.4 边界条件

- (1) 入口条件由试验给定: 无量纲质量流量 $C_w = m/\dot{W}_b = 4.600$, 空气总温 $T_{in}^* = 301.48 \text{ K}$.
- (2) 出口为压力出口, 局部单向化处理.
- (3) 转盘的旋转雷诺数 $Re_\omega = \omega b^2/\nu = 6.7 \times 10^4 \sim 2 \times 10^6$, 其表面为恒热流 $q_w = 2.500 \text{ W/m}^2$.
- (4) 静盘和内外围屏均为绝热壁面, 所有固体壁面均采用无滑移条件.

1.5 湍流模型

由于各种湍流模型具有不同的适用范围,它们对数值模拟的准确性强烈地依赖于所研究的具体流动状态.本文选用了 $S-A$ 单方程、标准 $k-\epsilon$, $RNG\ k-\epsilon$ 以及可实现 $k-\epsilon$ 等湍流模型对文献[10]中的一组试验工况进行了数值模拟,并与试验结果进行比较,如图2所示.图中纵坐标为无量纲总温降 ΔT^* , 其定义为^[12]

$$\frac{2C_p(T_{in}^* - T_{out}^*)}{(\omega r_b)^2} \quad (2)$$

式中, T_{in}^* 和 T_{out}^* 分别为进口处的空气总温和出口处空气相对于转盘(或叶片)的相对总温.

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.

由图可见,采用标准 $k-\epsilon$ 模型得到的计算结果与其他的湍流模型相比更接近于试验结果,因此选择标准 $k-\epsilon$ 模型作为本文数值计算的湍流模型.

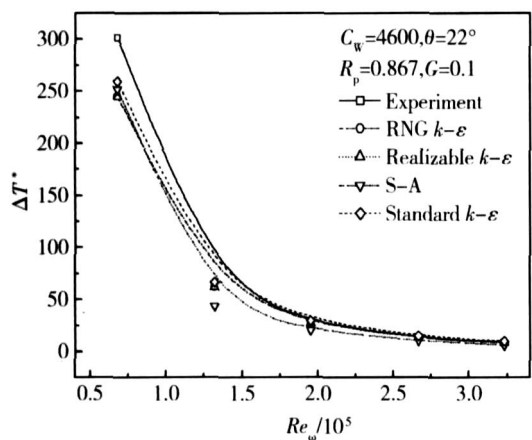


图 2 各种湍流模型的计算结果与试验结果的比较
Fig. 2 Comparison between experiments and results of computed by various turbulent model

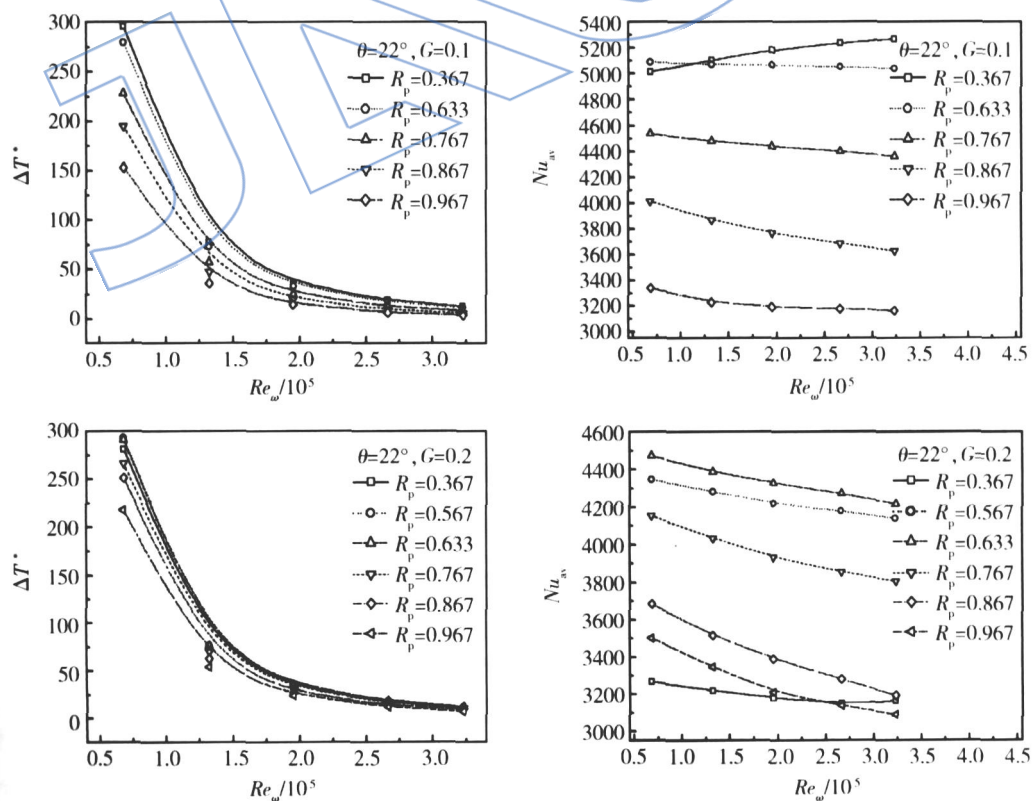
2 计算结果和分析

2.1 预旋孔径向位置的影响

图 3 反映了在 $Re_{\omega} = 6.7 \times 10^4 \sim 3.3 \times 10^5$ 下, 盘间距 G 分别为 0.1 和 0.2 时预旋孔处于静盘上不同的径向位置对涡轮盘腔内换热状况的影响. 由图可见, 在两种盘间距下相应曲线的变化趋势基本上是一致的. 其中(a)图表明: 随着转盘转

速的升高, 无量纲总温降 ΔT^* 单调减小, 也就是说盘腔出口处气流的相对总温在不断上升. 在一定转速下, 随着预旋孔沿着静盘径向向高位(本文中 $R_p < 0.633$ 称为低位, $R_p > 0.633$ 称为高位)移动, ΔT^* 减小. (b) 图表明: 在给定旋转雷诺数下, 随着转速的升高, 转盘表面的平均努塞尔数一般是下降的, 但是在 $G=0.1$, $R_p=0.367$ 的低位预旋进气时, Nu_{av} 是升高的. 在一定转速下, 随着预旋孔沿着静盘径向向低位移动, Nu_{av} 基本上是先升高后降低, 只是在 $G=0.1$ 时这个转折点出现得比较晚. 其原因是:

在预旋进气流量 $C_w = 4\ 600$ 下, 预旋孔出口处气流的切向分速度高于转盘上相应位置处的线速度. 随着转速的增大, 转盘与气流间的相对速度减小, 使得气流对转盘的换热作用减弱, 从而引起转盘表面平均努塞尔数 Nu_{av} 的降低. 但是在 $G=0.1$, $R_p=0.367$ 时, 对流场进行分析发现, 在 $Re_{\omega} = 6.7 \times 10^4$ 时, 也即是在最低的转速下, 盘腔内出口附近气流的切向分速度是等于转盘出口处的旋转速度, 根据预旋的基本原理可知, 此时气流的总温降 ΔT^* 最大, 它对转盘的换热效果最差. 随着转速的上升, 转盘与气流间的相对速度拉



(a)无量纲总温降随旋转雷诺数的变化 (b)转盘表面平均努塞尔数随旋转雷诺数的变化
图 3 不同 R_p 下换热状况的比较

Fig. 3 Comparison between the conditions of heat transfer under various R_p

大, 导致气流对转盘的换热作用增强了, 也就使得 Nu_{av} 随转速不断升高; 相应地, 出口处气流的相对总温就升高了, 从而导致 ΔT^* 下降. 当预旋孔的径向位置从高位向低位移动时, 由于转盘上出流孔的位置没有改变, 因而使得气流能够对转盘进行较为充分的冷却, 使得 Nu_{av} 增大, 而气流自身的温度则在不断升高, 这就使得 ΔT^* 减小. 但是当预旋孔的径向位置降低到一定的值之后, 由于气流只是对转盘上的很小一部分加强了换热效果, 此后气流自身温度的升高使得它对转盘上其它部分的换热效果减弱, 因此从总体上来说, 转盘上的 Nu_{av} 又是在不断减小的.

2.2 预旋角的影响

在 $Re_\omega = 6.7 \times 10^4 \sim 3.3 \times 10^5$ 下, 改变预旋角 θ 的大小, 研究在预旋孔处于不同的径向位置时 θ 对涡轮盘腔内换热状况的影响. 由于各径向

位置下的变化曲线基本上是一致的, 我们选取了高位预旋进气和低位预旋进气中的两种典型情况进行分析说明.

图 4 和图 5 是预旋孔的径向位置 R_p 分别为 0.367 和 0.867 时预旋角 θ 对气流的总温差和转盘表面平均努塞尔数 Nu_{av} 的影响. 由图可见, 随着旋转雷诺数的增大, 总温差减小, R_p 为 0.367 时 Nu_{av} 单调上升, R_p 为 0.867 时 Nu_{av} 单调下降. 其原因在前面已经分析过了. 图 4 表明: 在低位预旋进气、转速一定的情况下, 随着 θ 的增大, 气流的总温差变小, 而转盘 Nu_{av} 变大. 而在高位预旋进气时, 变化趋势则恰好相反, 这从图 5 中可以看到. 实际上, 气流对转盘的换热效果受对流换热和冲击冷却的综合影响. 当 θ 较小时, 气流的切向速度相对较大, 对流换热的影响较强; 而当 θ 较大时, 气流的轴向速度相对较大, 冲击冷却的影响较

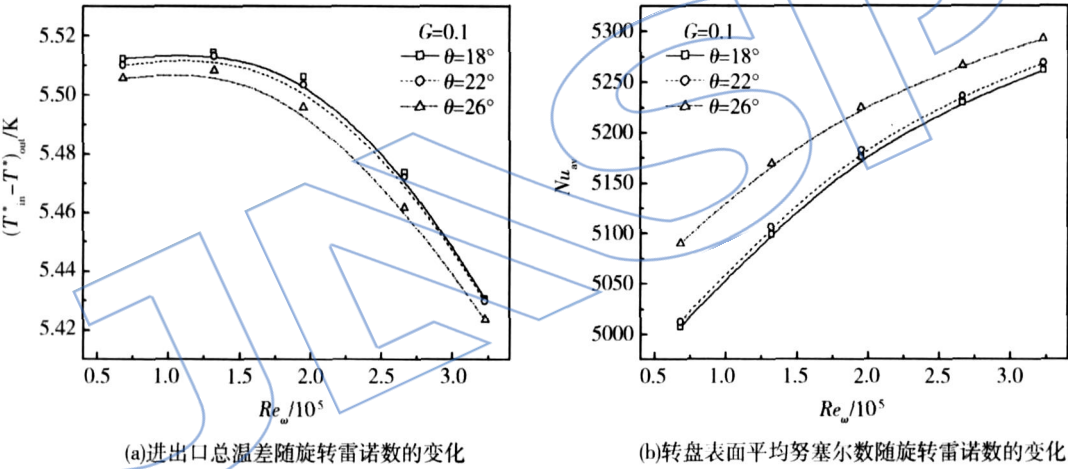


图 4 $R_p=0.367$ 时不同 θ 下的流动与换热状况
Fig. 4 The conditions of heat transfer under various θ while $R_p=0.367$

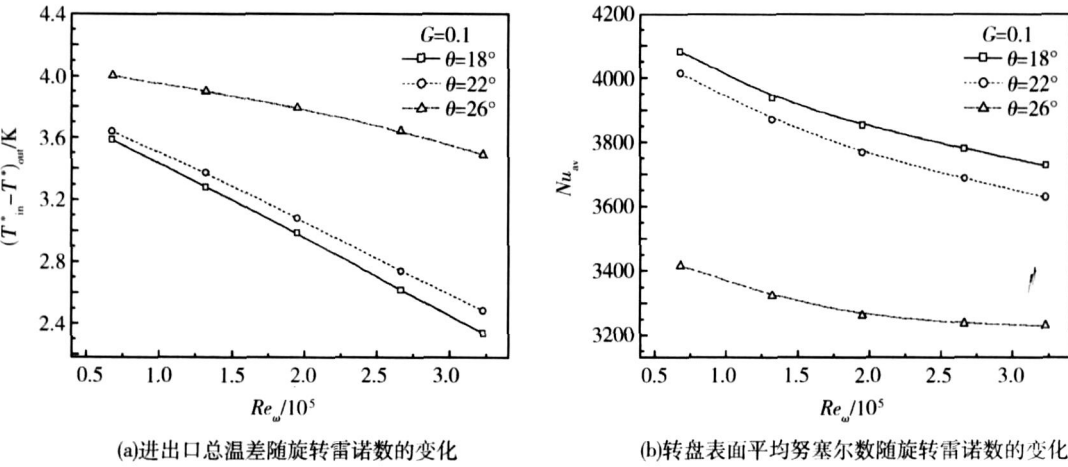


图 5 $R_p=0.867$ 时不同 θ 下的流动与换热状况
Fig. 5 The conditions of heat transfer under various θ while $R_p=0.867$

强. 由计算得到的流场可知, 当预旋孔的径向位置较低时, θ 的改变所造成的气流和转盘之间的相对速度变化不大, 因此对流换热的影响弱于冲击冷却的影响, 也即是说 θ 较大时, 气流对转盘的换热效果增强, 相应地, 其进出口气流的总温差将减小. 同样的分析可知, 当预旋孔的径向位置较高时, 对流换热的影响强于冲击冷却的影响, 因而会造成如图 5 所示的情况.

2.3 转静盘间距的影响

在 $Re_\omega = 6.7 \times 10^4$ 下, 改变盘间距的大小, 研究在预旋孔处于不同的径向位置时 G 对涡轮盘腔内换热状况的影响. 由于在各组间距中曲线在不同的预旋角 θ 下的变化规律基本一致, 为简化起见, 选取 $\theta = 22^\circ$ 的情况进行分析. 如图 6 所示, 随着 R_p 的增大, 气流的无量纲总温降 ΔT^* 的变

化与 G 有关, 总体而言低位时 ΔT^* 较高, 而转盘平均努塞尔数 Nu_w 则先增大后减小, 在 $R_p = 0.633$ 附近达到最大值. 这就表明, 当预旋孔位于静盘上盘腔的中部位置时进气预旋对冷却气流的总温降和转盘的换热效果达到一个最佳状态.

另外, 由图 6(a) 可见, 随着预旋孔径向位置 R_p 的变化, G 较大时总温降 ΔT^* 的变化要小于 G 较小时总温降 ΔT^* 的变化. 由对流场的分析可知, G 较大时冷气射流未能穿透盘腔, 转盘的换热效果主要取决于对流换热, 因而盘腔内流场比较均匀; 而当 G 较小时, 冷气射流能够穿透盘腔直接对转盘进行冲击冷却, 因而盘腔内流场变化较为剧烈. 由图 6(b) 可见, G 较大时转盘表面的换热效果基本上比 G 较小时的要差, 这也是由于上述原因造成的.

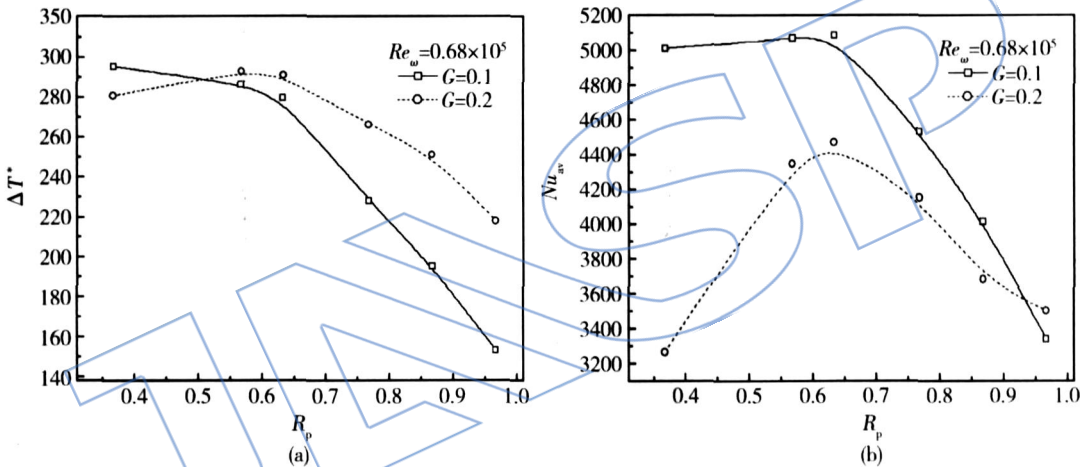


图 6 $\theta = 22^\circ$ 时不同 G 下的流动与换热状况
Fig. 6 The condition of heat transfer under various G while $\theta = 22^\circ$

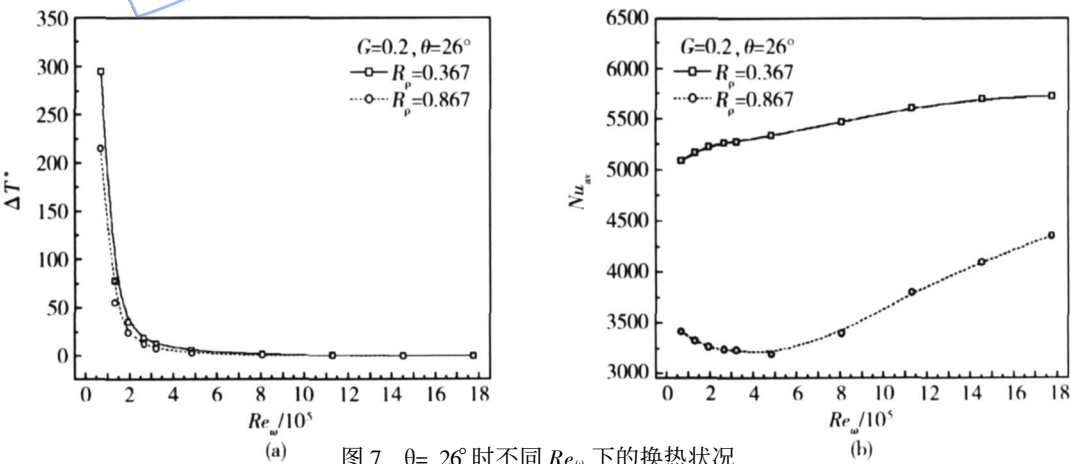


图 7 $\theta = 26^\circ$ 时不同 Re_ω 下的换热状况
Fig. 7 The condition of heat transfer under various Re_ω while $\theta = 26^\circ$

2.4 旋转雷诺数的影响

下面进一步增大转速, 使旋转雷诺数 Re_ω 在 $6.7 \times 10^4 \sim 2 \times 10^6$ 的范围内变化, 研究在预旋孔

处于不同的径向位置时 Re_ω 的大小对涡轮盘腔内换热状况的影响. 图 7 中给出了预旋孔分别处于高位($R_p = 0.867$)和低位($R_p = 0.367$)两种典型

情况下的变化曲线. 图 7(a) 表明: 随着 Re_ω 的增大, ΔT^* 减小, 即是说出口处气流的相对总温在不断升高; 图 7(b) 则表明: 在低位预旋进气时 Nu_{av} 单调增大, 而在高位预旋进气时 Nu_{av} 先减小后增大. 造成曲线在低转速部分的变化趋势的原因我们在前面已经作了解释, 而当转速进一步提高时, 由于气流和转盘的相对速度单调增大, 因而气流对转盘的换热效果不断增强.

3 结 论

本文采用数值模拟的方法研究了预旋孔径向位置的变化对转静盘腔内换热的影响, 所得到的结论主要有:

- (1) 计算结果与试验结果的对比表明, 采用标准 $k-\epsilon$ 模型能够较好的反映出转静盘腔中换热的特性;
- (2) 转速一定时, 随着预旋角的减小, 低位预旋进气时进出口总温差增大, 气流对转盘的换热减弱; 而高位预旋进气时的变化趋势则恰好相反;
- (3) 随着转静盘间距的增大, 出口处气流的相对总温随预旋孔径向位置的改变而变化的幅度减小, 转盘的整体换热效果变差;
- (4) 当预旋孔的径向位置增大时, 气流的无量纲总温差和转盘的平均努塞尔数都是先增大后减小. 预旋孔处于静盘上盘腔中部位置时, 对盘腔内换热的综合影响是最佳的.

参考文献:

[1] 徐国强, 陶智, 丁水汀, 等. 中心进气旋转盘流动与换热的数值研究[J]. 航空动力学报, 2000, 15(2): 169-173.
XU Guoqiang, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Numerical study on flow and heat transfer in shrouded rotating disk system with central air inflow [J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(2): 169-173.

[2] 徐国强, 詹国治, 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 Guozhi, 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.

[3] 梁波, 吉洪湖. 轴向进气位置对转静盘腔传热影响的分析[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(6): 727-729.

LIANG Bo, JI Honghu. Analysis of the effects of different axial position of inflow on heat transfer of a rotor-stator disk cavity [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(6): 727-729.

[4] Karabay H, Pilbrow R, Wilson M, et al. Performance of pre-swirl rotating disc systems[J]. ASME Journal of Gas Turbines and Power, 2000, 122: 442-450.

[5] Karabay H, Owen J M, Wilson M. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems[R]. ASME Paper 2001-GT-0200, 2001.

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

[7] Wilson M, Owen J M, Lock G. Influence of fluid dynamics on heat transfer in a pre-swirl rotating-disc system [R]. ASME Paper 2004-GT-53158.

[8] 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 pre-swirling inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(3): 277-280.

[9] 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.

[10] 栾海峰. 带有预旋孔的旋转盘腔传热实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.

[11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1998.

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