

文章编号:1000-8055(2011)04-0836-06

旋转状态气膜换热机理的数值研究

刘 宁, 孙纪宁

(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: 大涡模拟研究了旋转对单孔平板气膜冷却的影响, 气膜出流的雷诺数为 2600, 吹风比为 0.5, 计算了静止和旋转数为 0.02 两种状态的流动和换热, 从湍流结构演化的角度讨论了旋转状态气膜换热的机理。结果表明:①发卡涡是决定气膜换热的主要湍流结构, 旋转状态发卡涡的形状和运动规律主要受哥氏力的影响;②气膜在哥氏力作用下向高半径方向偏移, 弱化了射流前缘与主流的剪切和掺混, 使气膜保持较低温度;③气膜的侧向速度诱发垂直向下的哥氏力, 压制射流贴附壁面, 并降低对转涡对的强度, 减少了对主流的卷吸, 增强了气膜的保护效果。

关 键 词: 气膜冷却; 大涡模拟; 旋转状态; 哥氏力; 湍流结构

中图分类号: V211.3

文献标志码: A

Numerical simulation of heat transfer physics of film cooling under rotating conditions

LIU Ning, SUN Ji-ning

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Large eddy simulation was used to investigate the effect of rotation on film cooling over flat plate with single hole. The Reynolds number at the jet exit was 2600, and the blowing ratio was 0.5. The flow and heat transfer without rotation and with rotating number of 0.02 were calculated, and the heat transfer mechanics under rotating condition was analyzed through the evolvement of turbulence structure. It was found that hairpin structure determined the heat transfer of film cooling, and the shape and trajectory of hairpin structure was mainly affected by Coriolis force under rotating condition. The film was driven towards high radius side by spanwise Coriolis force, resulting in less mixing between main flow and jet and maintaining low temperature of the film. The Coriolis force normal to the wall reinforced the film attachment and reduced the strength of counter rotating vortex pair, leading to less entrainment of mainflow and better coverage of film.

Key words: film cooling; large eddy simulation; rotation condition; Coriolis force; turbulence structure

航空发动机性能和效率的提升需要不断提高涡轮前燃气温度, 为了保证热端部件安全、可靠、持久的工作, 先进发动机普遍采用内部对流强化

冷却和外部热防护的复合冷却方式。气膜冷却是在航空发动机的火焰筒壁面、涡轮导向器叶片和工作叶片中广泛应用的一种冷却技术, 为了深入

收稿日期:2010-03-11; 修订日期:2010-06-26

作者简介:刘宁(1983—), 女, 河南许昌人, 博士生, 主要研究方向为数值模拟涡轮叶片外换热。

理解气膜冷却过程的物理机制以期优化冷却结构设计提出指导,国内外学者开展了广泛的实验和数值研究工作^[1-2],但所研究的气膜冷却一般处于静止状态,对于涡轮转子叶片用的气膜冷却而言,Dunn等认为,静止叶栅中的测量数据不能完全反映旋转涡轮叶片气膜冷却的实际特性,分析转子叶片上的气膜冷却过程需要考虑旋转效应的影响^[3-6].杨晓军^[7]在旋转外换热实验台上进行了系统的实验研究,实验结果表明旋转条件下气膜出流在叶片展向上发生偏转,压力面的冷却效率会随转速先上升后下降,而吸力面的冷却效果则很稳定,并且还有改善.他认为离心力、哥氏力和离心浮升力等共同影响了气膜与主流的掺混过程,导致其呈现不同于静止状态气膜的流动和换热特征.

近来的研究表明,气膜冷却的主要物理过程是射流进入主流(jet into cross flow,简称JICF),其中会出现对转涡对(counter-rotating vortex pair,简称CVP)、马蹄涡、垂直尾迹涡、射流剪切层涡等湍流结构,这些湍流结构主导主流和射流的掺混进而影响壁面的换热,因此有必要对流场中的湍流结构进行细致分析.由于旋转状态的流场测量难度大,杨晓军^[7]通过数值计算对旋转引起的流场和温度场变化进行了解释,但他采用了雷诺平均 Navier-Stokes (Reynolds averaged Navier-Stokes,简称RANS)方程的计算方法,不能深入分析旋转状态流动结构的改变及其影响壁面换热的机理.大涡模拟(large eddy simulation,简称LES)分辨了对流动和换热起主要作用的湍流结构,且其计算量能被一般科研机构承受,逐渐成为一种研究气膜冷却机理的有效工具^[8-10].Tyagi等^[11]详细分析了发卡涡结构的动力特征及其对非稳态换热的影响,Liu等^[12]用LES计算结果给气膜冷却结构设计提供了指导,但旋转状态气膜冷却的湍流结构尚不明确.因此,本文用大涡模拟研究了静止和旋转状态下单孔平板气膜冷却的流动和换热,通过分析旋转对湍流结构的影响,探索旋转状态JICF过程中湍流结构的变化及其影响气膜冷却效率的物理机制.

1 计算方法

求解三维、瞬态、不可压缩流动的 Navier-Stokes 方程,空间滤波后的控制方程为

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}^s}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial (U_j \theta)}{\partial x_j} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial q_i^s}{\partial x_j} \quad (3)$$

式中 ρ 和 ν 分别为密度和运动黏度; λ 和 c_p 分别是导热系数和比定压热容; t 表示时间; U_i 是 x_i 方向速度的可解尺度分量; θ 是无量纲的温度,定义为 $\theta = (T - T_c) / (T_0 - T_c)$, T 是温度,下标 c 和 0 分别代表冷气和主流的参数; p 是压力. τ_{ij}^s 是亚格子尺度湍流关联项,用基于 Smagorinsky 涡黏模式的动态亚格子尺度模型进行模化^[13]. q_i^s 代表亚格子湍流热流,用湍流 Prandtl 数和亚格子湍流黏性表示^[13].

F_i 是 x_i 方向的体积力项,在以角速度 Ω 旋转的坐标系下表现为哥氏力 $F_{i,co}$ 和离心力 $F_{i,ce}$

$$F_{i,co} = -2\epsilon_{imn}\Omega_m U_n \quad (4)$$

$$F_{i,ce} = -\epsilon_{imn}\Omega_m \cdot (\epsilon_{npq}\Omega_p r_q) \quad (5)$$

式中 ϵ_{imn} 是置换因子, r_q 代表旋转半径. 本文研究不可压缩流体,换热温差小于 10 K,离心力(式(5))作为有势力归入压力梯度项,即 $F_{i,ce} = 0$,只需要考虑哥氏力(式(4))的影响.

基于有限体积法在非结构化同位网格上数值求解控制方程,对流项用二阶中心差分进行离散,扩散项中的梯度用最小二乘法计算,时间推进项的离散用三阶全隐式格式,压力和速度通过 SIMPLE(semi-implicit pressure linked equation)算法进行耦合,对流项系数做线性化处理,离散形成的线性代数方程组用共轭梯度法进行求解. 基于消息传递的并行编程技术编制了程序,在高性能计算平台上运行程序.

2 计算问题描述

2.1 计算域

参考杨晓军^[7]的实验模型,选取如图 1 所示的计算域,用平板表面近似模拟航空发动机涡轮转子叶片中段的气膜冷却表面,其中 X 为平行于旋转轴的方向, Y 为展向, Z 为周向且垂直于气膜冷却的表面.

计算模型包括气膜冷却表面上的主流通、气膜孔和冷气通道. 主流沿 X 正向流入主流通,冷气沿径向从冷气通道的入口进入,通过气膜孔进入主流通,与主流混合后从出口流出. 气膜孔的直径为 D ,气膜孔中心距离主流进口为 $5D$,气膜孔长度为 $6D$,沿流向倾斜 30° ,孔中心的旋转

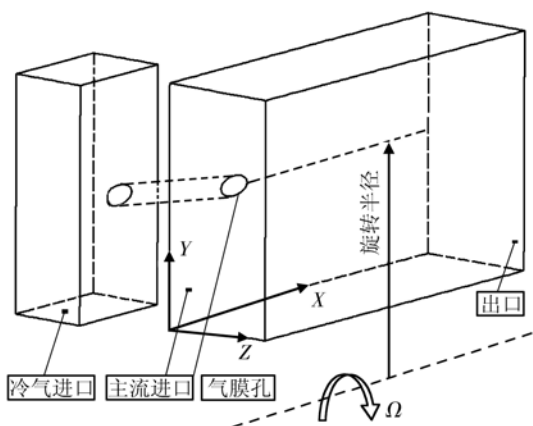


图1 计算域的几何结构

Fig. 1 Geometry of computational domain

半径为 $112.5D$. 主流通道在 X, Y, Z 三个方向的长度分别为 $20D, 12D, 6D$, 冷气通道在 X, Y, Z 三个方向的长度分别为 $6D, 12D, 4D$.

采用 ANSYS 公司的网格生成商用软件 (ICEM) 划分块结构化六面体网格, 气膜冷却表面和气膜孔壁面附近加密网格, 保证靠近壁面的第一个 y^+ 小于 1, 垂直壁面方向上节点间距的比例不超过 1.05, 流动方向和展向节点间距的比例不超过 1.15, 整个计算域的六面体单元的总数为 3.31×10^6 .

2.2 流动条件

流体为 25°C 的空气, 物性参数为常数, 主流进口和冷气进口的平均速度分别为 U_0 和 U_c , 角速度大小为 Ω , 正向旋转的情况下, 气膜冷却表面相当于涡轮转子叶片的吸力面. 用 D 和 U_c 对控制方程进行无量纲化, 推导出对流动和换热起决定作用的特征参数, 定义如下:

雷诺数

$$Re = DU_c/\nu \quad (6)$$

吹风比

$$M = \rho_c U_c / \rho_0 U_0 \quad (7)$$

旋转数

$$R_o = D\Omega/U_c \quad (8)$$

计算中选取 $D=0.004\text{ m}$, $\rho=1.183\text{ kg/m}^3$, $\nu=1.547 \times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$, $U_0=20\text{ m/s}$, $U_c=10\text{ m/s}$, $T_0=321\text{ K}$, $T_c=311\text{ K}$, $\Omega=50\text{ rad/s}$, 则有 $Re=2600$, $M=0.5$, $R_o=0.02$.

主流进口给定均匀的速度 U_0 , 冷气通道的进口给定垂直于表面的速度, 保证该表面的质量流量与通过气膜孔的流量相等, 主流和冷气进口的温度分别为 T_0 和 T_c . 出口处所有变量的值由内

场外推获得, 其他表面均为绝热无滑移壁面. 旋转状态的计算在旋转坐标系内进行, 所有边界条件均相对于旋转坐标系给出.

2.3 计算条件

定义特征时间为 $D/U_c=0.0004\text{ s}$, 计算所用的无量纲时间步长为 0.004. 定义流通周期 T_{ft} 为主流从进口流到出口所需要的时间, 现有计算中 $T_{ft}=20D/U_c=0.008\text{ s}$. 全场给定均匀的初始速度, 静止状态和旋转状态各计算 16 个流通周期, 都在经历 8 个流通周期后开始做统计平均.

3 计算结果及分析

大涡模拟获得气膜冷却的流场和温度场, 首先在静止状态将预测的统计平均的速度分布与实验数据进行对比, 验证计算结果的合理性; 然后对静止和旋转状态的流场进行分析, 比较两种状态的湍流结构和涡量分布, 并以此分析旋转对气膜换热特性的影响.

3.1 程序的验证

首先针对静止状态的气膜冷却实验^[14]进行了大涡模拟^[15], 用以验证程序计算气膜冷却问题的合理性. 实验是平板表面开设多排孔的气膜冷却, 气膜孔直径 $D=5\text{ mm}$, 沿流向倾斜 30° , 气膜孔长度 $L=2D$, 气膜出流的雷诺数为 2600, 吹风比 $M=1.31$. 由于流动具有周期性, 可以选取包含一个孔的区域作为计算单元, 在流动方向和侧向都使用周期边界条件, 避免了给定进出口条件的不确定性. 图 2 是实验和大涡模拟获得的平均速度分布的对比, 在气膜孔中心平面内, 不同的流向位置 (图中用 X/D 表示, $X/D=0$ 是气膜孔中心所在的位置) 提取垂直于气膜冷却表面的直线, 给出统计平均的速度分布.

图 2 中预测的流向速度和垂直速度都与实验数据符合很好, 表明现有程序能准确捕捉射流进入主流过程中流向速度的演化, 以及射流的垂直穿透现象, 证明了程序在预测气膜冷却问题时有较高的精度.

3.2 旋转对湍流结构的影响

气膜冷却的主要湍流结构是发卡涡, 通常用 Q 等值面识别流场中的湍流结构, 定义如下^[16]:

$$Q = \frac{1}{2}(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}) \quad (9)$$

式中

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

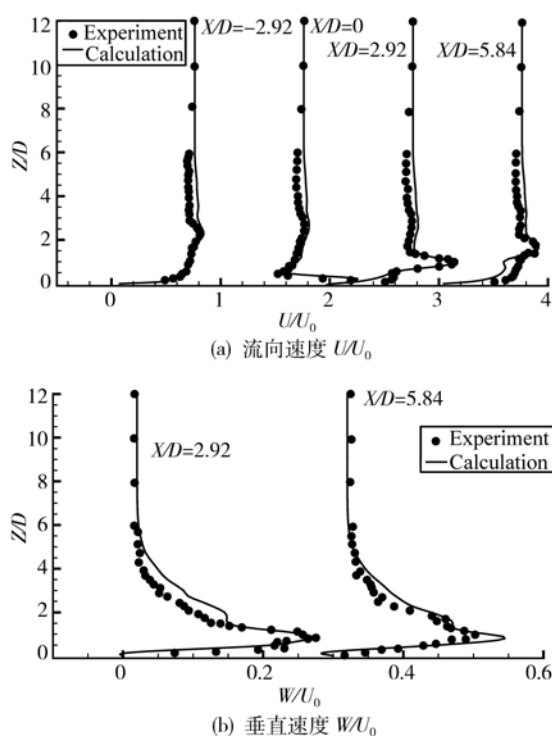


图2 预测的统计平均速度分布与实验数据^[14]的对比

Fig. 2 Comparison of statistically-averaged velocity distributions between calculation and experiment^[14]

图3给出用 $Q/(U_c/D)^2=0.1$ 等值面识别的湍流结构,并用无量纲温度着色,0和1分别代表流体的温度与冷气或主流相等。

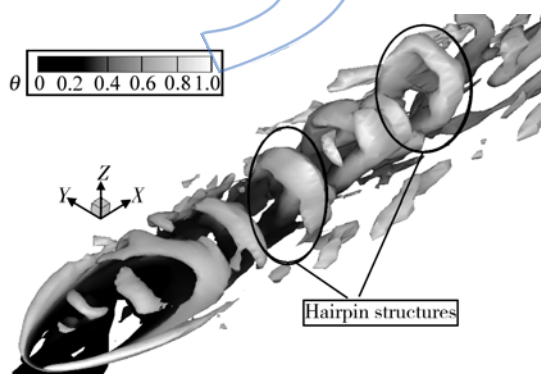


图3 静止状态,用温度着色的湍流结构

Fig. 3 Turbulence structure colored by non-dimensional temperature under stationary condition

图3中,在气膜孔下游的中心线附近出现一系列发卡型湍流结构,可以认为发卡涡是由主流与射流相互作用过程中产生的不同方向的涡量组成的^[11];发卡涡的头部涡量主要由射流与主流交界面的剪切产生;发卡涡的腿部沿流动方向平行

于气膜冷却表面,与射流进入主流时由于垂直动量差异产生的对转涡对相关。

发卡涡的形成与冷气进入气膜孔的过程有关^[14],气膜孔内有连续的环形旋涡结构,并通过射流的对流作用流出气膜孔。环形结构的流向涡量与对转涡对的旋转方向相同,促进了发卡涡的形成并增加了发卡涡的强度。随着射流侧向扩散的逐渐深入和垂直穿透作用的不断减弱,发卡涡的尺寸增大但强度不断减弱。

发夹涡结构引起冷气与主流之间的掺混,对气膜冷却的性能有直接影响。发卡涡的腿部会卷吸主流的边界层流体进入射流尾迹区,导致主流与壁面接触并将冷气带离壁面,增强了主流与壁面的换热,减少冷气对壁面的覆盖和冷却。发卡涡的头部卷吸作用加剧了主流与射流之间的能量交换,引起冷气温度升高,降低了冷气对壁面的冷却效果。

图4是旋转状态气膜冷却的湍流结构。

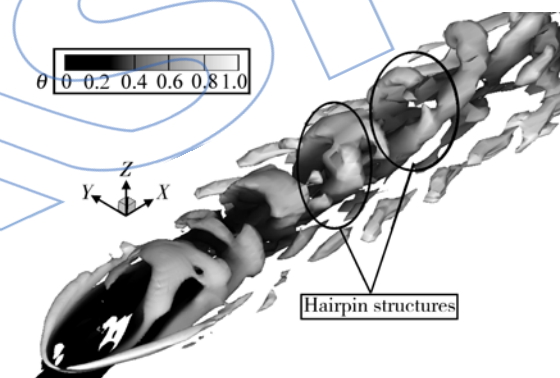


图4 $R_0=0.02$ 时用温度着色的湍流结构

Fig. 4 Turbulence structure colored by non-dimensional temperature under rotation condition of $R_0=0.02$

从图4可以看出,气膜孔后没有立即形成明显的发卡涡,而是出现了复杂的小尺度旋涡结构,这是因为展向哥氏力的拉伸作用削弱了射流出口附近的涡量,破坏了原有的湍流结构。射流向下游流动过程中,流向涡量和展向涡量逐渐增强,开始出现发卡涡,但发卡涡的水平腿部变细,且前后两个发卡涡之间的流向距离增加。旋转对发卡涡形状和运动规律的改变是影响冷气与主流之间换热规律变化的主要因素,进而影响壁面的气膜冷却效率。

3.3 旋转对瞬态涡量分布的影响

为了更进一步考察流场中湍流结构的特征,

将涡量投影在不同平面内,可以看出旋转影响湍流结构的细节.图5是静止和旋转状态气膜孔中心截面内的展向(Y方向)涡量云图,气膜孔内的涡量反映了环形涡的强弱,气膜覆盖表面上方的涡量反映了射流与主流剪切的强弱,并与发卡涡的头部相对应.

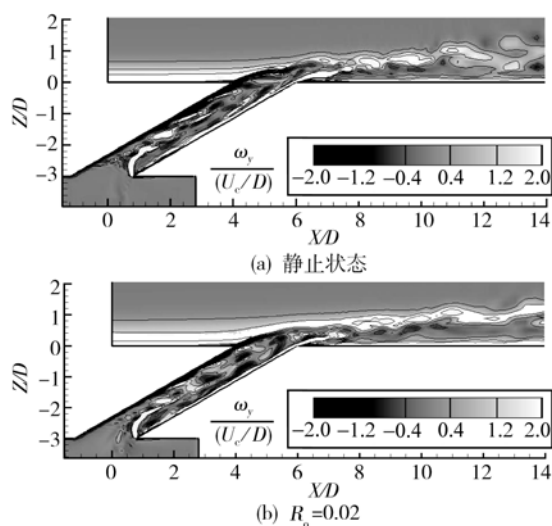


图5 气膜孔中心截面内展向涡量 $\omega_y/(U_c/D)$ 的云图
Fig. 5 Contours of spanwise vorticity $\omega_y/(U_c/D)$ in the centerplane of film cooling hole

从图5可以看出,孔下游5D之外的区域,相对静止状态而言,旋转状态发卡涡的头部变小且强度减弱.这可以有效减少主流与冷气的掺混,使冷气在较长范围内保持较低的温度,增强对壁面的冷却效果.

在形成发卡涡前的区域内,从图5的流动形式上看,静止状态,冷气从冷气通道进入气膜孔,在气膜孔尾缘产生了流动分离,造成孔前缘附近气流加速,与主流接触时产生较强的展向剪切作用,加剧主流和射流的掺混.旋转状态,气膜孔内的流体具有周向速度分量,由此产生的展向哥氏力驱动射流向高半径方向偏移.由于前缘附近流体速度较大,因此受到的哥氏力作用更强,引起气膜孔内流体向高半径方向偏移,从孔内流出时向侧边的分流增加,而出口前缘附近流体的流向速度降低,与主流间的流向动量差异减小,削弱了主流和射流的掺混.

旋转也使发卡涡的腿部发生了明显的变化,具体表现为与之相关的对转涡对强度的变化.图6在气膜冷却表面上方0.01D的水平面内给出流向涡量云图.

图6的对比表明,旋转状态下对转涡对强度

降低,这一变化也是由哥氏力引起的:气膜在展向哥氏力作用下向高半径方向流动,衍生出朝向气膜冷却表面的哥氏力,降低了冷气的垂直速度分量,减小了主流和冷气之间的垂直动量差异,由此产生的对转涡对的强度也降低,削弱了卷吸主流进入射流尾迹区的作用,减少了主流与壁面的接触,保持气膜的贴壁流动.

图6(b)中还可以看出流向涡量的分布不再关于孔中心线对称,这与射流出口时的速度分布偏向高半径有关:该方向的速度增加了射流的侧向扩展,同时会诱发指向壁面的哥氏力,压制射流更好地贴附壁面.

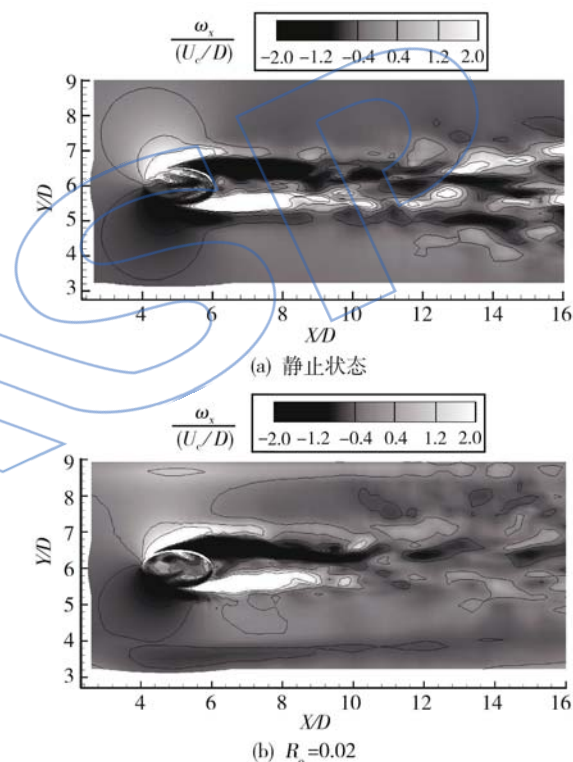


图6 气膜冷却表面上方0.01D的水平面内流向涡量 $\omega_x/(U_c/D)$ 的云图

Fig. 6 Contours of streamwise vorticity $\omega_x/(U_c/D)$ in the plane 0.01D away from the film cooling wall

上述讨论表明,旋转状态的哥氏力削弱了发卡涡的头部和腿部的卷吸作用,减少了主流与冷气的掺混,使近壁气流保持较低温度;削弱了卷吸主流进入射流尾迹区的作用,并压制射流更贴近壁面,增强了气膜保护效果.因此,本文计算条件下,旋转状态的气膜冷却效率比静止状态的高,与实验^[7]的结论一致.

4 结 论

本文用大涡模拟研究了旋转状态平板表面的气膜冷却,考察气膜冷却的湍流结构受旋转影响发生的形态和运动规律的改变,并由此探索了旋转影响气膜换热的物理机制,主要结论如下:

1) 发卡涡是主导气膜冷却的流动和换热的主要湍流结构,旋转状态下,哥氏力使发卡涡头部变小、腿部变细,并且向高半径方向偏移。

2) 气膜孔内的射流受哥氏力影响向高半径方向偏移,使得更多射流从位于高半径一侧的边缘流出,减少了主流与射流的流向动量差异,从而削弱了两种流体的掺混,有助于保持近壁气膜的低温水平。

3) 气膜孔内的展向速度分量诱发垂直向下的哥氏力,减小了气膜出流与主流的垂直动量差异,由此产生的对转涡对强度降低,卷吸进入射流尾迹区的主流减少,气膜保护效果增强;且气膜出流后沿高半径方向的速度分量衍生指向壁面的哥氏力,压制气膜更好贴附壁面,因此,现有旋转条件下气膜冷却的性能有所改善。

参考文献:

- [1] 葛绍岩,刘登瀛,徐靖中,等. 气膜冷却[M]. 北京:科学出版社,1985.
- [2] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. London: Taylor & Francis, 2000.
- [3] Dunn M G. Convective heat transfer and aerodynamics in axial flow turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 637-686.
- [4] Dring R P, Blair M F, Joslyn H D. An experimental investigation of film cooling on a turbine rotor blade[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(1): 81-87.
- [5] Takeishi K, Aoki S, Sato T, et al. Film cooling on a gas turbine rotor blade[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(4): 828-834.
- [6] Abhari R S, Epstein A H. An experimental study of film cooling in a rotating transonic turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(1): 63-70.
- [7] 杨晓军. 旋转状态下气膜出流沿曲面与主流掺混机理的研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2007.
YANG Xiaojun. Study on the film cooling over the curved walls under rotating frame[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)
- [8] Acharya S. Large eddy simulations and turbulence modeling for film cooling[R]. NASA/CR-1999-209310, 1999.
- [9] Guo X, Schröder W, Meinke M. Large-eddy simulations of film cooling flows[J]. Computers & Fluids, 2006, 36(6): 587-606.
- [10] Rozati A, Tafti D K. Large-eddy simulations of leading edge film cooling: analysis of flow structures, effectiveness, and heat transfer coefficient[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(1): 1-17.
- [11] Tyagi M, Acharya S. Large eddy simulation of film cooling flow from an inclined cylindrical jet[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 734-742.
- [12] Liu K L, Pletcher R H. Large eddy simulation of discrete-hole film cooling in a flat plate turbulent boundary layer[R]. AIAA 2005-4944, 2005.
- [13] Niceno B. An unstructured parallel algorithm for large eddy and conjugate heat transfer simulations[D]. Delft: Delft University, 2001.
- [14] Mendez S, Nicoud F. Large-eddy simulation of a bi-periodic turbulent flow with effusion[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2008, 598: 27-65.
- [15] Liu N, Hanjalic K, Borello D, et al. Large-eddy simulation of periodic discrete-hole effusion without and with rotation[R]. Graz: 8th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, 2009.
- [16] Dubief Y, Delcayre F. On coherent-vortex identification in turbulence[J]. Journal of Turbulence, 2000, 1(1): 011(1-22).