

文章编号: 1000-8055(2010)04-0780-06

旋转状态涡轮叶片吸力面单孔气膜冷却实验

李国庆, 邓宏武, 肖俊

(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科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用稳态液晶测温方法, 系统研究了 1.5 级涡轮叶片吸力面在旋转状态下的气膜冷却特性. 实验中, 主流经加热压缩后冲击涡轮转动, 基于动叶弦长的涡轮进口主流雷诺数为 8×10^4 . 射流分别采用空气和二氧化碳, 其对应射流-主流密度比分别为 1.03 和 1.57. 实验转速为 630, 700 r/min 和 737 r/min, 对应旋转数分别为 2.092, 2.324 和 2.448. 吹风比从 0.3 到 3.0 变化. 结果表明, 吸力面上, 气膜冷却效率随吹风比的增大先上升后下降, 存在一个最佳吹风比, 使冷却效果最好; 增大密度比有利于增加气膜覆盖面积; 旋转降低了气膜冷却效率; 气膜向低半径方向偏转, 但并不十分明显.

关 键 词: 气膜冷却; 涡轮叶片; 旋转; 冷却效率; 密度比

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Experimental investigation of rotating single-hole film cooling performance on suction side of a turbine blade

LI Guo-qing, DENG Hong-wu, XIAO Jun

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

Abstract: Experimental investigations were carried out to study the rotating film cooling characteristics in a 1.5-stage turbine using stationary thermo liquid crystal method. The length of the test blade in chordwise and spanwise was 124.3 mm and 99 mm respectively with a 4 mm film hole in the middle span oriented 36° to the tangential of the suction side in streamwise. The mainflow was compressed and heated to bring the turbine to rotate with an inlet Reynolds number Re_δ of 8×10^4 . Air and CO_2 acted as coolant to achieve the coolant to mainflow density ratio of 1.03 and 1.57, respectively. Three rotation numbers of 2.092, 2.324 and 2.448 were considered. The blowing ratio varied from 0.3 to 3.0. Results show that on suction side there is an optimum blowing ratio to obtain the best film cooling effectiveness and coverage. Higher density ratio could generate larger film cooling coverage. Rotation is bad for film cooling effectiveness. Meanwhile, the film trajectory deflects centripetally a little due to the horseshoe vortex and rotating effect.

Key words: film cooling; turbine blade; rotating; cooling effectiveness; density ratio

作为航空发动机热端部件的有效冷却方式之一, 气膜冷却是保证较高的涡轮进口温度的重要技术. 因此, 为了适应现代航空发动机的要求, 为

了提高航空发动机的整体性能, 有必要对气膜冷却技术开展相关的深入研究.

1971 年, Goldstein^[1]系统地阐述了气膜冷却

收稿日期: 2009-11-02; 修订日期: 2010-03-08

作者简介: 李国庆(1981-), 男, 河北灵寿人, 博士生, 主要从事涡轮叶片旋转气膜冷却研究.

的两个评价指标:冷却效率和传热系数. Takeishi 等^[2]运用传热传质的方法在低速静止叶栅和旋转叶片上进行了气膜冷却效率实验. Dring 等^[3]在一个低速大尺寸的第一级高压涡轮模型上研究了转子叶片的气膜冷却. Garg^[4]用三维 N-S 程序计算了旋转气膜冷却涡轮叶片的冷却效率和传热系数. Yang 等^[5]采用数值模拟的方法研究了 1.5 级涡轮的气膜冷却效率和传热系数. 国内方面,李国庆等^[6]研究了某小型燃气轮机旋转状态下复合角对叶片表面气膜冷却效果的影响,结果表明,压力面上,复合角有利于提高气膜冷却效果,而吸力面上复合角的作用不大. 李国庆等^[7]研究了 1.5 级涡轮叶片旋转状态下的气膜冷却效率,比较了吹风比、密度比对气膜冷却特性的影响.

当前有关气膜冷却的研究集中在静止状态,旋转方面的研究,由于其固有的难度,则相对较少. 本文对整级涡轮叶片旋转气膜冷却的实验研究,国内尚不多见. 为了更清楚的认识旋转状态下的气膜冷却特性,本文着重研究吹风比、密度比和旋转数对叶片吸力面单孔气膜冷却的影响.

1 实验介绍

1.1 实验台结构

实验在北京航空航天大学航空发动机气动热力科技重点实验室新建的低速、全环 1.5 级涡轮叶片气膜冷却循环热风洞上完成. 实验台主体结构如图 1 所示,图中带箭头实线代表主流管路,带

箭头虚线代表射流管路.

实验台主流气路为循环闭式风洞. 主流由功率为 55 kW 的压气机提供. 主流气体通过压气机前面布置的加热器进行加热,经压气机加压后流过分流罩和整流格栅,之后进入实验段. 实验段为 1.5 级涡轮,包括进口导叶、工作动叶和出口静叶,每级均匀布置 18 个叶片. 叶型是由某型高压涡轮叶片放大数倍得到. 动叶弦长 124.3 mm,叶高 99 mm. 叶片安装在直径为 600 mm 轮毂上,外部机匣直径 800 mm. 实验段总长 470 mm. 经过加热和加压的主流气体进入实验段,推动涡轮转子转动做功,轴功通过功率为 22 kW 的测功机吸收. 实验段前后均布置有温度和压力测点.

测试叶片由环氧树脂制成(图 2),安装在涡轮转子上. 叶片采用空心结构,内部开有冷气腔. 在叶片外表面和冷气腔之间装有导热系数为 0.012 W/(m·K) 的阿斯本绝热材料. 测试叶片表面喷涂有低温宽幅液晶,其相邻叶片上装有 CCD(charge coupled device)相机,通过稳态实验法实时记录叶片表面的温度场变化. 气膜孔开在吸力面展向中部,直径 $D=4$ mm,气膜出流方向与叶片外表面切线方向所成的射流角为 $\alpha=36^\circ$,气膜孔出口中心位置的旋转半径为 $r=350$ mm. 旋转信号由旋转信号传输系统采集并输送到计算机.

气膜射流由压气机提供,通过空心轴内布置的管路直接通入测试叶片. 冷却气体经过过滤、稳

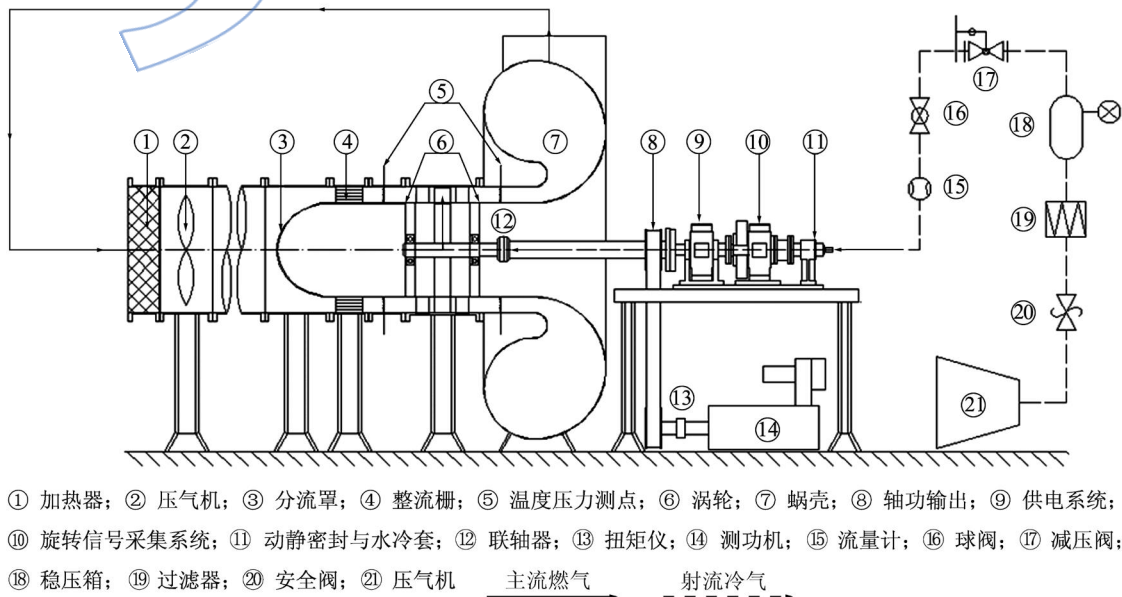


图 1 1.5 级涡轮叶片气膜冷却实验台

Fig. 1 Experimental facility of a 1.5-stage turbine

压和冷却等一系列过程进入实验台.射流流量通过浮子流量计测得.射流温度由布置在叶片冷气腔内的 T 型热电偶测得.

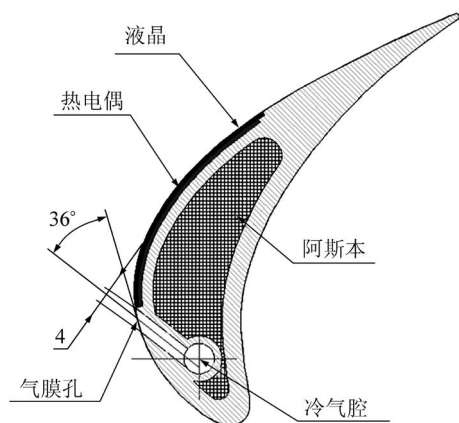


图2 测试叶片

Fig.2 Tested blade

1.2 实验参数

定义基于涡轮动叶弦长的主流雷诺数 $Re_g = \rho_g v_g l / \mu$, 旋转数 $R_t = \Omega r / v_g$, 吹风比 $M = \rho v_c / \rho_g v_g$, 射流主流密度比 $R_d = \rho / \rho_g$. 其中 l 为涡轮动叶弦长; Ω 为旋转角速度; ρ , v_c , ρ_g 和 v_g 分别为射流和主流的密度和速度. 本实验中主流雷诺数 $Re_g = 8 \times 10^4$, 实验转速分别为 630, 700 r/min 和 737 r/min, 对应旋转数 R_t 分别为 2.092, 2.324 和 2.448, 吹风比 M 取 0.3~3.0, 射流分别采用空气和 CO_2 , 相应的射流主流密度比 D_r 为 1.03 和 1.57. 定义吸力面平均冷却效率 $\eta = (T_g - T_{aw}) / (T_g - T_c)$, T_{aw} 为叶片表面绝热温度, 由液晶测得; T_g 和 T_c 分别为主流和射流平均温度, 均由 T 型热电偶测得, 其中 $T_g = 313$ K, $T_c = 303$ K.

2 结果与分析

实验前, 通过布置在叶片表面的 T 型热电偶, 对液晶进行了标定, 得到温度值与液晶灰度值关系曲线如图 3.

2.1 吹风比

图 4 给出了吸力面表面温度场的分布. 图中 S 为气膜孔下游沿流线方向距气膜孔的表面弧长, H 为展向长度. 以空气射流为例. 可以看出, 同一旋转数下, 当 $M = 0.3$ 时, 冷却气膜只能覆盖气膜孔下游 $2.5D$; $M = 1.0$ 时, 不论从覆盖长度还是覆盖宽度上, 均达到最佳值; 随着吹风比的继续增大, 气膜覆盖面积明显减小, $M = 2.0$ 时, 气

膜覆盖区域几乎消失. 对于 CO_2 射流, 情况类似.

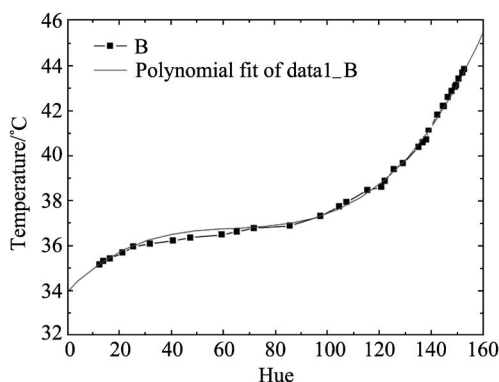


图3 吸力面液晶标定曲线

Fig.3 Calibration of liquid crystal

图 5 给出了旋转数为 2.092 时, 采用空气和 CO_2 两种不同冷却工质, 吸力面上冷却效率随吹风比的变化情况. 本文中, 冷却效率为沿气膜覆盖区域中心线两侧 $1D$ 范围各点所得平均值, 这样便于比较整个气膜覆盖区域的冷却情况.

由图中可以看出, 吹风比从 0.3 增大到 1.0 时, 冷却效率最大值变化不大, 但是有效覆盖区域呈增长趋势. 当 $M > 1.0$ 时, 随着吹风比的增大, 冷却效率下降, 气膜覆盖面积也逐渐减小. 以 $\eta = 0.4$ 来衡量. $M = 0.3$ 时, $\eta \geq 0.4$ 的区域可以达到 $1.3D$; $M = 1.0$ 时, $\eta \geq 0.4$ 的区域可以达到 $2D$; $M = 1.7$ 时, $\eta \geq 0.4$ 的区域又降到 $1D$; 而 $M = 2.0$ 时, η 最大只有 0.3, 并且射流很快脱离壁面. 可以看出, 随着吹风比的增大, 冷却效率和气膜覆盖面积先增大后减小, 存在一个最佳吹风比, 此时气膜冷却效率较高, 有效覆盖面积也最大. 旋转数为 2.324 和 2.448 时情况类似.

图 6 给出了涡轮叶片表面的压力分布^[8]. 吸力面上, 压力沿流向下降低于出口的压力, 而后又增长, 恢复到出口压力, 流动处于逆压梯度下, 出气边附近的流动极易产生分离现象, 因此吹风比较大时, 气膜孔远下游处射流脱离, 冷却效果较差.

2.2 密度比

图 7 为吹风比 $M = 1.0$ 时, 不同旋转数、不同冷却工质时冷却效率的变化分布. 从图中可以看出, 无论是空气射流, 还是 CO_2 射流, 冷却效率变化相差不大.

比较图 4, $M = 1.0$ 时, CO_2 射流和空气射流的均可以覆盖气膜孔下游 $4.5D$, 但是沿叶高方向, CO_2 射流的轨迹要比空气射流宽 $1D$, 其他吹

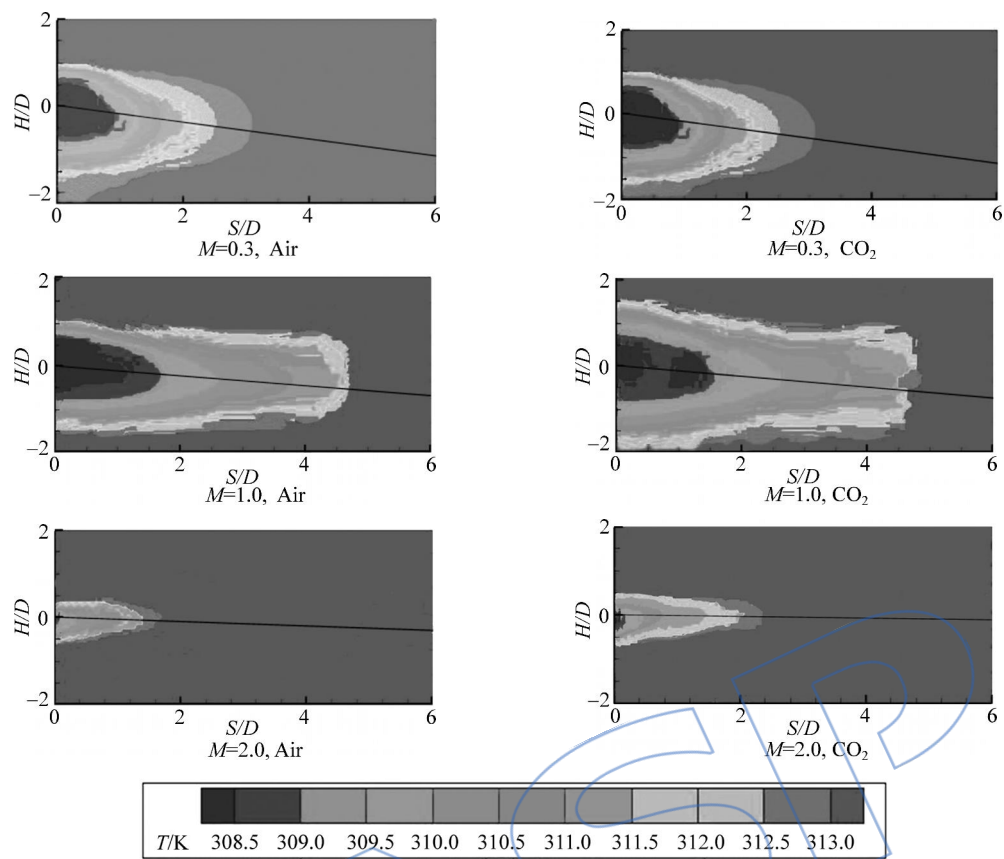


图 4 $R_t = 2.092$, 吸力面表面温度随吹风比变化云图
Fig. 4 Temperature distributions at $R_t = 2.092$

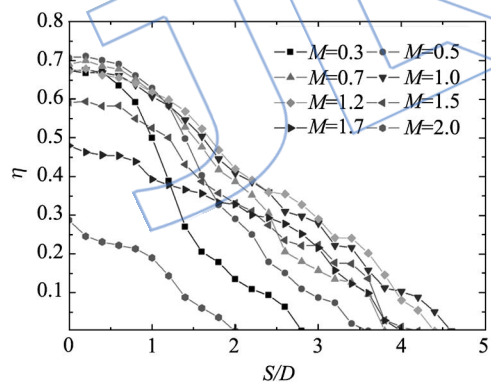


图 5 $R_t = 2.092$, η 随吹风比变化规律
Fig. 5 Effectiveness distributions at $R_t = 2.092$

风比时, CO_2 射流的气膜覆盖面积也都明显大于空气射流. 这是因为, 采用 CO_2 射流, 冷气密度较大, 相同射流流量下, 射流速度降低, 因此与空气射流相比, 采用 CO_2 作冷却工质有利于射流更好的附壁, 气膜覆盖面积均要比空气射流大.

2.3 旋转效应

定义气膜偏转斜率 k , 表征气膜覆盖区域中心线偏离水平流线方向的程度. 图 4 和图 8 给出的温度分布云图均做出了气膜覆盖区域的中心

线. 表 1 和表 2 分别给出了 k 随吹风比和旋转数的变化, 负号表示指向低半径. 可以看出, 吸力面上, 气膜有向低半径偏转的趋势. 比较 k 的绝对值发现, 随着吹风比增大, 气膜的偏转程度减弱; 随着旋转数的增大, 气膜的偏转程度并无显著变化. 这与 Dring^[3] 等人给出的结论一致.

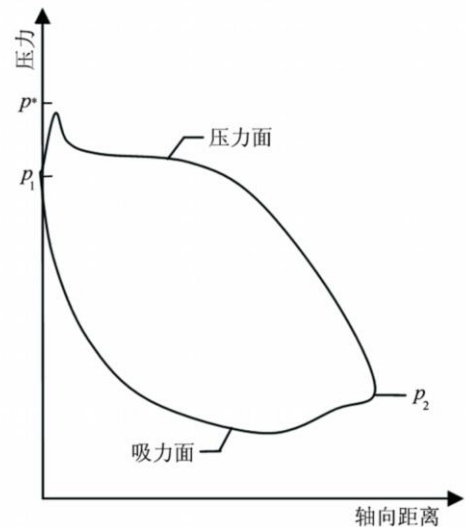


图 6 涡轮叶片表面压力分布
Fig. 6 Pressure distributions on blade surface

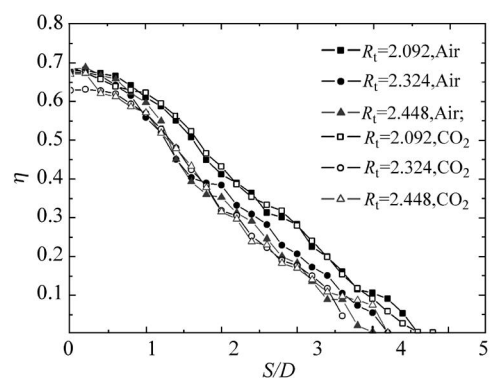


图 7 $M = 1.0$,不同 R_t 、不同 R_d 时的 η 分布
Fig. 7 Effectiveness distributions at $M = 1.0$

从涡轮叶片通道流动结构来对上述现象进行分析.气流流过叶片前缘时,经滞止分流形成马蹄涡.在吸力面通道涡与马蹄涡形成反转涡对^[9].受反转涡对的影响,气膜向低半径偏转.从旋转附加力角度分析,吸力面上,气膜流出后受两个力作用:离心浮升力 $\rho\Delta T\Omega^2 z$ 和哥氏力 $2\rho\Omega v$,两个力

表 1 $R_t = 2.092$,k 随吹风比变化规律

Table 1 Distribution of k at $R_t = 2.092$

M	k_{air}	k_{CO_2}
0.3	- 0.183	- 0.178
1.0	- 0.104	- 0.101
2.0	- 0.036	- 0.032

表 2 $M = 1.0$,k 随旋转数变化规律

Table 2 Distribution of k at $M = 1.0$

R_t	k_{air}	k_{CO_2}
2.092	- 0.098	- 0.097
2.324	- 0.102	- 0.101
2.448	- 0.105	- 0.104

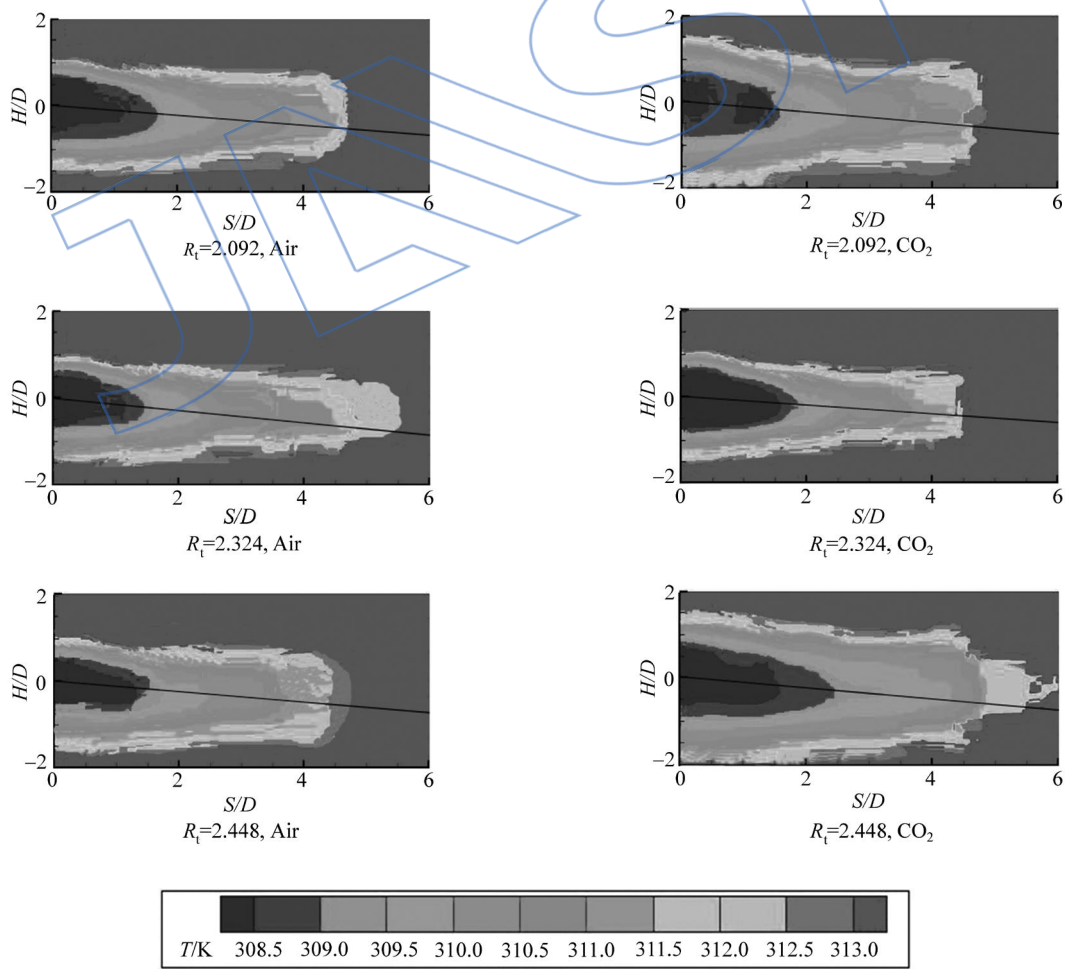


图 8 $M = 1.0$,叶片表面温度随旋转数变化云图
Fig. 8 Temperature distributions at $M = 1.0$

均指向高半径。吹风比较小时,射流速度较小,离心浮升力和哥氏力均较小,气膜受反转涡的作用更明显,因此向低半径偏转程度稍微大一些。随着吹风比增大,射流速度增加,离心浮升力和哥氏力以及惯性力的作用越来越明显,因此气膜向低半径的偏转程度有所减弱。整体上,吸力面受旋转附加力和反转涡对的共同作用,气膜朝向低半径偏转,但是偏转程度并不十分明显。

图 9 比较了 $M = 1.0$ 时不同旋转数下采用空气射流得到的气膜冷却效率,并与文献[10-12]中给出的静止状态下的气膜冷却效率进行了对比。结果表明,在气膜孔出口位置,旋转状态气膜冷却效率与 Pedersen 等^[10]给出的平板模型静止状态气膜冷却效率均维持在 0.68~0.72 之间,而 Takeishi 等^[11]和 Schwarz^[12]给出的静止状态叶片表面的气膜冷却效率要偏低;从气膜孔下游 $S = 1.5D$ 处开始,旋转状态气膜冷却效率与静止状态气膜冷却效率相比逐渐降低,并且越往下游降低的幅度越大,当 $S > 4.5D$ 后,旋转状态气膜冷却效率降为零。比较不同旋转数下的气膜冷却效率发现,在气膜孔出口位置,3 个不同旋转数下的冷却效率均为 0.68;在气膜孔下游,随着旋转数的增加,气膜冷却效率降低。以 $S = 2D$ 为例, $R_t = 2.092$ 时, $\eta = 0.41$;当 R_t 增大到 2.448 时, η 降为 0.35,降低了 14.6%。因此旋转不利于提高气膜冷却效率。这是由于旋转使气膜偏离了原有的流向和展向位置造成的。由前面分析发现,旋转状态下,气膜并不是沿着流线往下游发展,而是往低半径方向偏转,即气膜发生了径向位移,这不利于气膜的附壁,因此冷却效率有所降低。

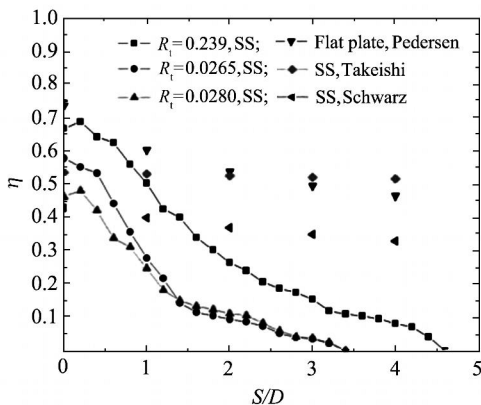


图 9 $M = 1.0$ 时气膜冷却效率比较

Fig. 9 Comparisons of film cooling effectiveness at $M = 1.0$

3 结 论

旋转状态下,涡轮叶片吸力面气膜冷却主要存在以下几点特性:①同一旋转数下,气膜冷却效率随吹风比的增大而先升高后降低,存在一个最佳吹风比使气膜冷却效率和覆盖面积最大。②增大密度比有利于增大气膜有效覆盖面积。③旋转降低了气膜冷却效率。受旋转附加力和反转涡的共同作用,气膜向低半径偏转但并不十分明显。

参考文献:

- [1] Goldstein R J. Advance in heat transfer: Vol. 7 - Film cooling[M]. New York and London: Academic Press, 1971: 321-380.
- [2] 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.
- [3] Dring R P, Blair M F, Joslyn H D. An experimental investigation of film cooling on a turbine rotor blade[R]. ASME Paper No. 79-GT-32, 1979.
- [4] Garg V K. Adiabatic effectiveness and heat transfer coefficient on a film-cooled rotating blade[J]. Numerical Heat Transfer, 1997, 32(8): 811-830.
- [5] Yang H T, Chen H C, Han J Q, et al. Numerical study of film cooled rotor leading edge with tip clearance in 1-1/2 turbine stage[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51: 3066-3081.
- [6] 李国庆, 邓宏武, 侯晖霞. 旋转状态下复合角对气膜冷却效果的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 308-313.
LI Guoqing, DENG Hongwu, XIA Huixia. Numerical investigation on film cooling effectiveness of rotating blade with multihole[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 308-313. (in Chinese)
- [7] LI Guoqing, DENG Hongwu, XIAO Jun. Film cooling effectiveness on a rotating turbine [C]// The 50th JSASS Conference on Aerospace Propulsion and Power, Miyazaki, Japan: JSASS, 2010.
- [8] 曹玉璋, 陶智, 徐国强, 等. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [9] Aunapu N V, Volino R J, Flack K A, et al. Secondary flow measurements in a turbine passage with endwall flow modification[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 651-657.
- [10] Pedersen D R, Eckert E R G, Goldstein R J. Film cooling with large density difference between the mainstream and the secondary fluid measured by the heat transfer analogy[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1977, 99: 651-658.
- [11] Takeishi K, Matsuura M, Aoki S, et al. An experimental study of heat transfer and film cooling on low aspect ratio turbine nozzles [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112: 488-496.
- [12] Schwarz S G. Film cooling of curved surfaces[D]. Minneapolis, MN: University of Minnesota, 1986.