

文章编号:1000-8055(2013)12-2717-08

涡轮叶冠换热特性实验与数值模拟

喻 雷, 常海萍, 胡正权

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 利用数值模拟及实验方法对涡轮叶冠间隙流场换热特性进行了研究, 分析静止状态下叶尖泄漏雷诺数、前后孔出流比、叶尖间隙等参数对叶冠的表面传热系数的影响。结果表明: 叶冠转速的变化对表面传热系数影响较小; 随着泄漏流雷诺数的增加, 叶冠的平均表面传热系数增大; 平均表面传热系数随前、后孔出流比增大而增大, 其中前孔出流比的影响较为明显; 叶尖间隙减小, 平均表面传热系数增大, 并且随叶尖间隙的减小, 增长越来越快。将计算与实验结果进行了比较, 吻合良好, 误差小于 10%。

关 键 词: 叶冠; 数值模拟; 雷诺数; 出流比; 表面传热系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment and numerical simulation of heat transfer characteristics in turbine shroud

YU Lei, CHANG Hai-ping, HU Zheng-quan

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Numerical simulation and experimental methods were used to study the heat transfer characteristics of tip clearance flow in turbine shroud cavity. The impact of tip clearance flow Reynolds, outflow ratio of the front and rear holes and tip clearance on the heat transfer characteristics were simulated. Results show that the shroud rotational speed has little effect on heat transfer coefficient; the shroud heat transfer coefficient increases with the increase of leakage flow Reynolds number; heat transfer coefficient also increases with the increase of the outflow ratio of the front and rear holes, and the impact of the ratio of the front holes is larger; heat transfer coefficient increases with decrease of the tip clearance and the mean heat coefficient, increases faster with the decrease of tip clearance. The results show excellent agreement with the measurements and simulations, the error is less than 10%.

Key words: shroud; numerical simulation; Reynolds number; outflow ratio; heat transfer coefficient

涡轮叶片叶尖泄漏流不参与膨胀做功过程, 具有较高的温度与压力, 从而会降低涡轮效率并增加叶尖的热负荷。叶尖的设计要综合考虑气动性能、热负荷、冷却方式等诸多因素。为了了解叶尖区域气动与传热特性, 国内外学者进行了大量

的研究。较早开展叶尖泄漏流动研究的有 Came^[1]。随后, Mayle 等^[2-6]对开式叶尖的压力分布、损失系数以及换热等方面进行了详细的研究。

叶尖带冠作为控制间隙流动、降低泄漏损失的一种有效方法, 在低压涡轮中得到了广泛应用。

收稿日期: 2012-11-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.012.html>

作者简介: 喻雷(1985—), 男, 湖南长沙人, 博士生, 主要从事航空发动机流动与冷却方面的研究。

Denton 等^[7-8]对带冠叶片的泄漏损失进行了研究,并通过理论推导,获得了带冠叶片间隙流动动能损失方程. Pfau 等^[9-10]研究了叶冠进口腔及出口腔等几何结构对涡轮性能的影响. Nirmalan 等^[11]通过实验和数值分析方法研究了不同叶尖间隙和冷却流量下叶冠表面的换热效率和压力分布. 随着计算机技术发展,数值模拟也越来越多的运用在叶尖的设计研究当中. Chyu 等^[12-16]通过数值计算研究了叶尖几何形状、叶尖间隙、端壁相对运动、雷诺数等对叶尖泄露流动的影响.

对于涡轮叶冠,国内外的相关研究大多集中在泄漏流动损失以及几何结构对损失的影响方面,而关于叶冠换热的研究,公开发表的文献较少,特别是叶冠腔内带有冷却气流的情况. 本文对带冷却气流的涡轮叶片叶冠换热特性进行实验研究与数值模拟,分析间隙高度、主流雷诺数、前后孔出流比对叶冠表面传热系数的影响,为涡轮叶冠设计提供参考.

1 数值计算方法及实验装置

1.1 计算模型及方法

在发动机中,叶冠位于涡轮叶片叶尖部位,每个叶冠相互连接形成一环形整体,具有周期性,所以本次研究取一个叶冠周期进行数值模拟(如图 1 所示),长度为 65 mm. 计算域由计算模型和叶冠表面流场共同确定,取矩形流体区域(图 2). 计算区域采用结构化网格,近壁面网格加密.

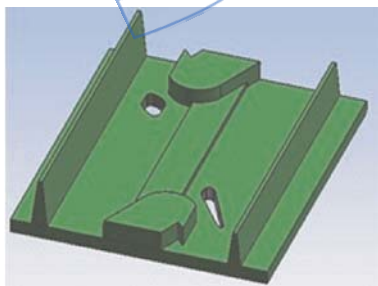


图 1 计算模型

Fig. 1 Computational model

数值计算边界条件与实验工况相同,计算中采用等热流传热方式,由等热流面向流体的热流密度与实验时热流密度相同. 泄漏流及前后孔冷却流进口按照“质量进口”处理,进口流量根据工况而变化. 出口按“自由出流”处理,参考压力设为环境大气压力.

湍流模型采用的是 Realizable $k-\epsilon$ 模型,近壁

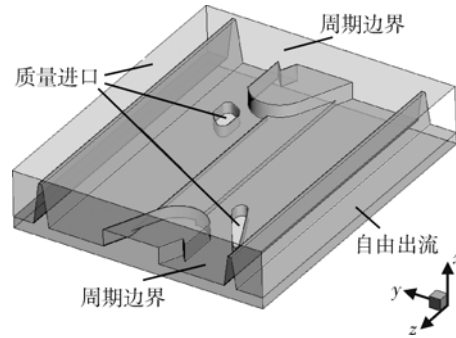


图 2 计算域及边界条件

Fig. 2 Computational domain and boundary conditions

处理为增强壁面处理方式,数值计算采用压力耦合方程组的半隐式方法,对流项使用 2 阶迎风格式,判断收敛的准则为各方程残差收敛的精度小于 10^{-6} .

1.2 实验系统及方法

为确定实验方案,先通过数值计算对不同转速下叶冠模型的换热情况进行了研究.

图 3 为不同转速下的叶冠间隙流场中截面速度云图. 转速变化对间隙内流动的影响主要体现在后突肩之后,叶冠腔内的流动状态较为相似.

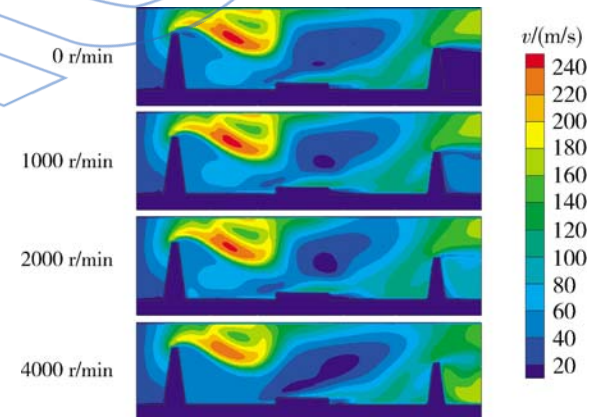


图 3 不同转速下的叶冠间隙流场中截面速度云图

Fig. 3 Velocity contour of cross-section in shroud clearance flow field with different rotational speeds

图 4 为不同转速下的平均表面传热系数变化曲线,可以看出随着转速增加,平均表面传热系数有所减小,但变化较小.

通过以上数值模拟分析可知,对于本次研究的叶冠模型,转速的变化对叶冠间隙流场的影响较小,随转速增大,平均表面传热系数会降低,但变化不大. 另外,Mayle 与 Metzger^[2]认为压力驱动的泄漏流是增加叶尖热负荷的主要因素,但机匣的相对

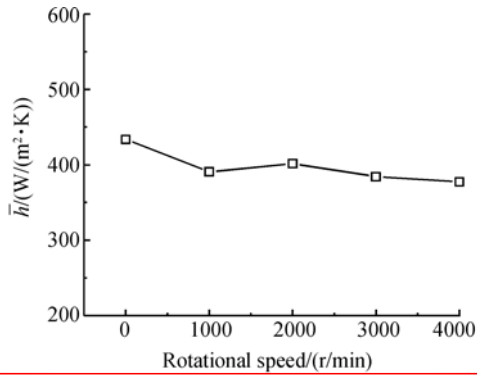


图 4 平均表面传热系数随转速变化曲线
Fig. 4 Variation of \bar{h} with rotational speed

运动对换热的影响非常小. Chyu 等^[12]研究了二维叶尖腔内的换热, 认为大的叶尖间隙会增加叶尖的换热, 同时也发现机匣相对运动对换热的影响很小. Xiao 与 Amano^[17]认为旋转因素对泄漏流的影响很小. Morphis 等^[18]的研究表明: 端壁的相对运动对叶尖压力分布影响不大.

根据前面数值计算结果以及众多文献结论的支持, 并考虑到换热实验的可行性, 所以本次实验研究在静止实验台上进行, 并对真实叶冠模型进行了合理的简化: 叶冠本身曲率对本次研究的间隙流动与换热影响很小, 因此在实验中将叶冠实验件设计为直板形(如图 5)并取三个周期进行研究. 叶冠突肩与机匣一起形成叶冠腔, 可以有效地减小叶尖泄露, 降低损失. 中间两个孔为冷却气流孔, 冷却流从孔中排出后在叶冠腔内形成复杂的流动, 与泄漏流一起共同影响叶冠腔内的流动与叶冠表面的换热.

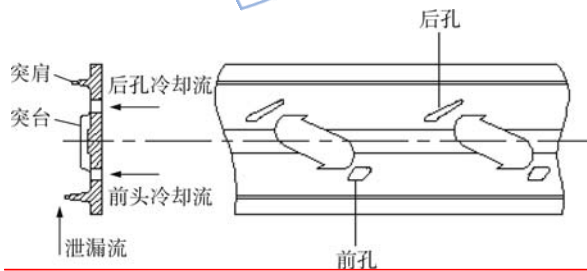


图 5 模型平面图
Fig. 5 Experimental model

实验系统如图 6 所示, 实验气流由压气机提供. 三股气流按图中箭头方向流入实验设备, 流经实验件时分别模拟叶冠表面的间隙流及由叶片顶端流出的两股冷却流. 通过调节盖板的上下可以控制叶尖间隙, 流量可通过阀门进行调节然后用流量计(精度等级为 $\pm 1\%$, 量程比为 10 : 1)测量, 压力测量采用 U 型管压力计(精度等级为

$\pm 2.5\%$, 量程为 1~2 000 Pa). 温度测量使用 T 型热电偶(精度等级: $\pm 0.75\%$, 测温范围: $-40 \sim +350\text{ }^\circ\text{C}$), 热电偶信号通过 NI (national instruments) 数据采集系统进行采集并传入计算机进行处理. 实验前对测量装置进行了校核标定.

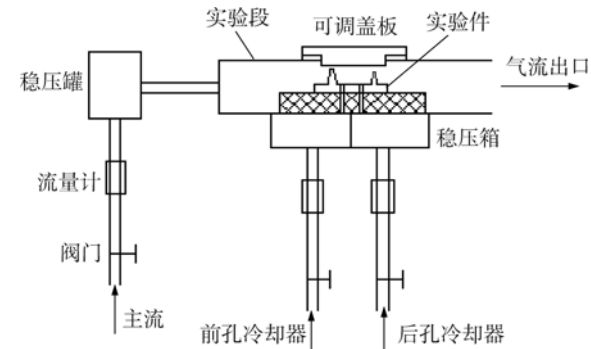


图 6 实验系统图
Fig. 6 Schematic of test system

实验采用热膜法研究叶冠的平均表面传热系数, 加热膜的材料为高热阻率的铁铬铝合金, 叶冠实验件材料为高表面传热系数的紫铜. 实验时将加热膜用导热绝缘胶贴在实验件下表面, 整个实验件位于绝热性能良好的胶木保温层之上.

2 参数定义与实验工况

影响叶冠换热的主要参数定义如下:

泄漏流雷诺数

$$Re = \frac{\rho_m u_m d}{\mu} \quad (1)$$

前孔出流比

$$M_f = \frac{\rho_f u_f}{\rho_m u_m} \quad (2)$$

后孔出流比

$$M_r = \frac{\rho_r u_r}{\rho_m u_m} \quad (3)$$

式中 ρ_m 为泄漏流空气密度, u_m 为泄漏流流速, d 为泄漏流通当量直径, μ 为空气的动力黏度. ρ_f 为前孔气流空气密度, u_f 为前孔气流流速. ρ_r 为后孔气流空气密度, u_r 为后孔气流流速.

叶尖间隙为 τ/H . 其中 τ 表示叶尖间距, 即实验件前突肩与盖板之间的距离, H 表示实验件前突肩的高度(如图 7 所示).

平均表面传热系数

$$\bar{h} = q/\Delta T = q/(T_w - T_q) \quad (4)$$

式中 q 为热流密度, T_w 为叶冠表面平均换热温

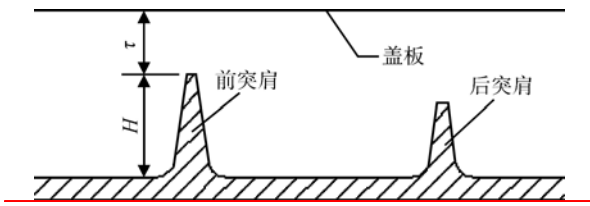


图 7 叶尖间隙示意图

Fig. 7 Schematic of tip clearance

度, T_q 气体平均换热温度.

实验模型几何结构参数和实验工况如表 1、表 2 所示.

表 1 模型几何结构参数

Table 1 Geometrical structural parameters of experimental model

进口当量直径/mm	前后孔当量直径/mm	叶尖间距 (τ/H)/%	前突肩高度/mm	后突肩高度/mm
21.6	7	11, 22, 44	9	6.6

表 2 实验工况表

Table 2 Experimental conditions

泄漏流雷诺数 Re	前孔出流比 M_f	后孔出流比 M_r	进出口压比
600~3000	9.9~37.1	6.6~23.1	1.05

3 实验及计算结果分析

实验测量了叶冠的平均表面传热系数. 数值计算主要分析间隙流场结构以及表面传热系数分布.

3.1 泄漏流雷诺数对换热的影响

图 8 为实验平均表面传热系数随泄漏流雷诺数 Re 的变化曲线图, 由曲线可看出平均表面传热系数随泄漏流雷诺数 Re 增大而增大. 表面传热系数的大小反映了实验件壁面与流体的换热强弱. 泄漏流流过叶冠实验件时, 主要存在以下强化换热的情况. 首先泄漏流通过前突肩时通道突缩, 部分流体会冲击到前突肩上并在突肩前形成分离涡. 然后主流跨过前突肩进入叶冠腔后, 由于通道突扩也会形成涡流区. 同样, 后突肩附近的情况也相似. 另外, 在叶冠腔内, 泄漏流会与两股冷却流掺混形成复杂流动并重新附着在叶冠表面. Re 增大也即是泄漏流流速增大、流量增加. 所以 Re 增大后, 对突肩的冲击加剧, 并且会与前后孔掺混更

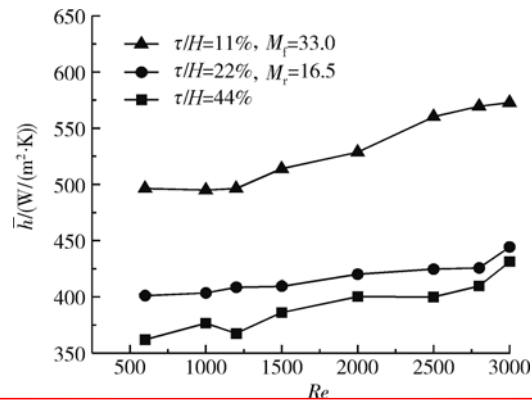


图 8 平均表面传热系数随 Re 变化曲线

Fig. 8 Variation of \bar{h} with Reynolds number

剧烈, 从而强化叶冠表面的换热, 使平均表面传热系数增大.

本次实验泄漏流模拟的是叶尖间隙流, 在真实航空发动机中, 间隙流是高温气体会使叶尖区域产生很高的温度. 由此可见, 应尽量减少间隙流.

图 9 显示了 $M_f=33.0, M_r=16.5, \tau/H=44\%$, 泄漏流雷诺数分别为 1000 和 3000 时计算模型中截面的速度云图, 从图中可以看到泄漏流流过叶冠间隙时产生分离涡的位置以及泄漏流分离后重新贴附叶冠表面的位置. 随着泄漏流雷诺数增大, 泄漏流以更大的速度冲击前突肩, 跨越突肩后重新贴附壁面的位置也更靠前, 同时对叶冠表面的冲击也更为剧烈. 并且随着泄漏流雷诺数增大, 叶冠腔内突肩附近涡流区域减小.

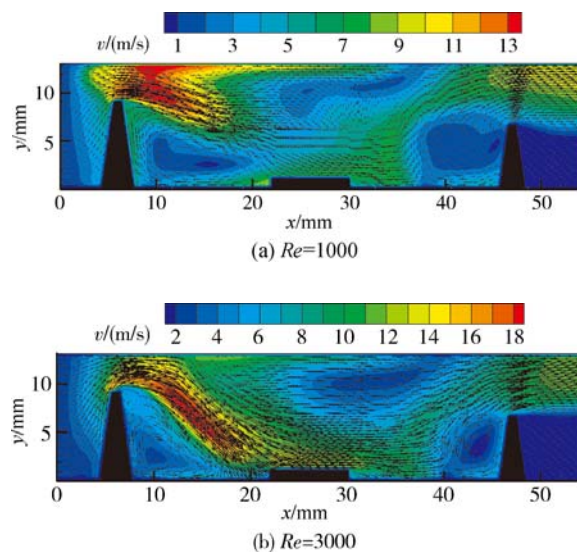


图 9 叶冠间隙流场中截面速度云图

Fig. 9 Velocity contour of cross-section in shroud clearance flow field

图 10 为前后孔出流比及叶尖间隙相同, Re 分别为 1000 和 3000 时计算模型表面传热系数 h 对比图. 图中显示当泄漏流雷诺数增大时, 表面传热系数整体增大, 特别是前突肩附近. 沿泄漏流流动方向叶冠的表面传热系数逐渐降低, 前突肩的表面传热系数远大于后突肩的表面传热系数. 由以上分析可知, 当真实发动机中泄漏流为高温热流体时, 会使叶冠前部尤其是前突肩区域产生较高的温度, 特别是泄漏流量较大时.

图 11 为平均表面传热系数随 Re 变化曲线,

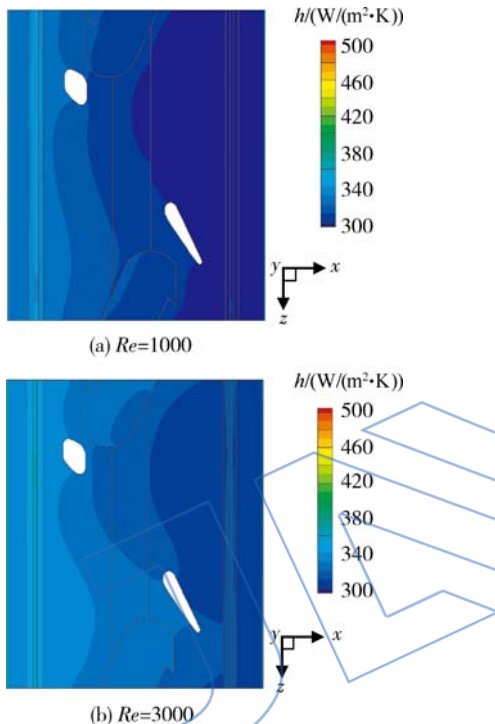


图 10 不同泄漏流雷诺数下叶冠的表面传热系数云图
Fig. 10 Contours of shroud h with different leakage Reynolds numbers

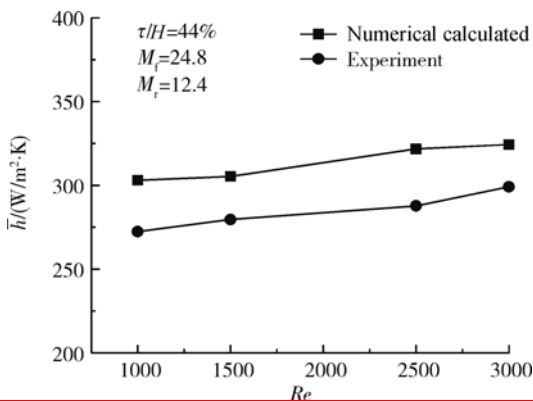


图 11 实验与数值计算平均表面传热系数变化曲线
Fig. 11 Experiment and numerical calculation of \bar{h} curve

泄漏流量增加平均表面传热系数增大. 但在较小的前后孔出流比和较大的叶尖间隙下, 平均表面传热系数随 Re 变化较为缓慢. 实验和数值计算结果比较吻合, 误差小于 10%.

3.2 前后孔出流比对流动传热的影响

实验平均表面传热系数随前孔出流比 M_f 的变化曲线如图 12 所示. 由图中曲线可以看出平均表面传热系数随 M_f 增大而增大, 并且增长幅度较大. 前孔流在冲击盖板后会向周围扩散并与主流掺混后重新冲刷到叶冠表面, 从而增强换热. 同样, M_f 增大即前孔流量增加、气流速度增大. 这将使前孔流更加剧烈的冲击盖板, 而后气流向周围扩散, 冲刷范围变大, 使前孔冷却流从实验件带走更多热量. 同时前孔流速的增大和冲击盖板强度的增强, 涡流的强度也会加强, 使气流的掺混剧烈, 这些都会加强气流与叶冠实验件的换热, 增强换热效果.

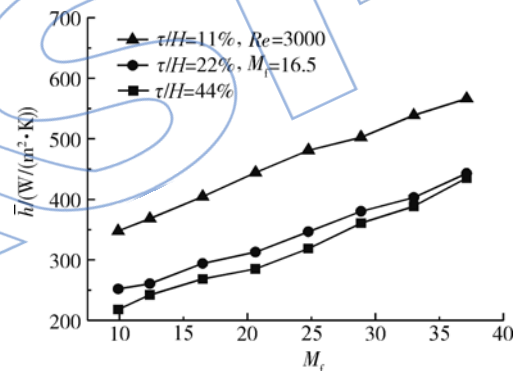


图 12 平均表面传热系数随前孔出流比变化曲线
Fig. 12 Variation of \bar{h} with outflow ratio of the front hole

本次实验, 前孔流模拟的是叶尖冷却流, 前孔流量增大会使试验件获得更好的换热效果. 因此真实航空发动机中, 在保证整体性能的前提下可以加大前孔冷却流流量, 从而更好地降低叶尖区域的温度.

图 13 为实验平均表面传热系数随后孔出流比 M_r 的变化曲线图. 由图中曲线可看出平均表面传热系数随 M_r 增大而增大, 但增长较为平缓. M_r 增大也即是后孔流量增加, 后孔会从试验件带走更多热量, 因而换热增强、平均表面传热系数增大; 同时, M_r 增大即后孔流速增大, 换热气流掺混加剧, 这也势必会加强气流与叶冠实验件的换热, 增强换热效果. 与前孔流一样, 增大后孔流也会强化换热, 所以发动机中可以适当的增大后孔冷却流流量.

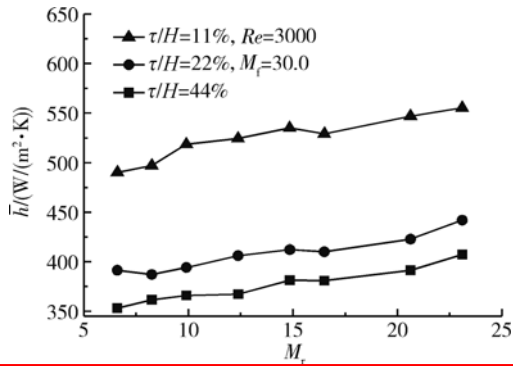


图 13 平均表面传热系数随后孔出流比变化曲线
Fig. 13 Variation of \bar{h} with outflow ratio of the rear hole

图 14、图 15 所示为不同前孔出流比及后孔出流比下叶冠的表面传热系数云图。前孔出流比和后孔出流比增大都会使表面传热系数增加，前孔出流比对表面传热系数的影响更为明显，这与实验结果一致。从图中还可看出，前孔出流比增加，模型整体的表面传热系数都会明显增加，而后孔出流比增加时仅对模型后半部分影响较大，这说明前孔冷却流的冷却效果可以影响整个叶冠表面，而后孔冷却效果仅在叶冠后部。

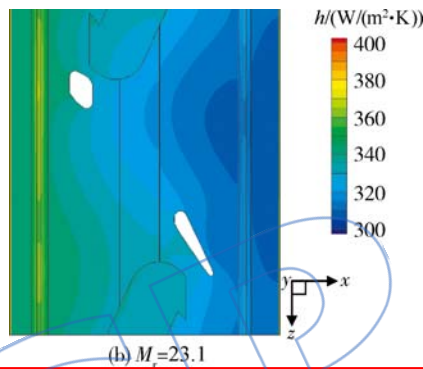
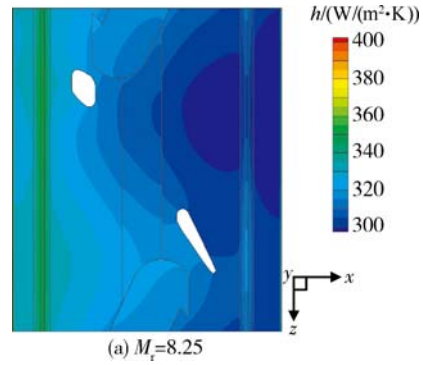


图 15 不同后孔出流比下叶冠的表面传热系数云图
($Re=3000, M_f=33.0$)
Fig. 15 Contours h of shroud with different outflow ratios of the rear hole
($Re=3000, M_f=33.0$)

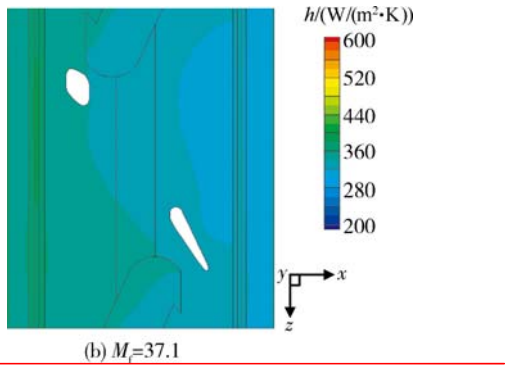
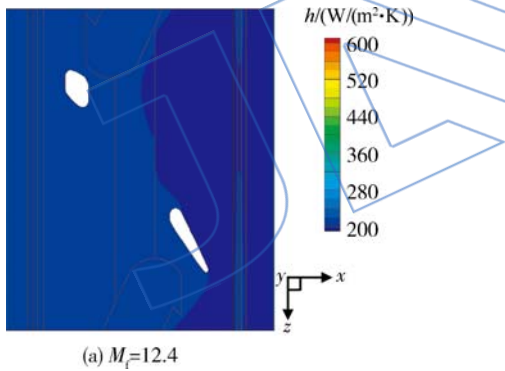


图 14 不同前孔出流比下叶冠的表面传热系数云图
($Re=3000, M_r=16.5$)
Fig. 14 Contours of h of shroud with different outflow ratios of the front hole
($Re=3000, M_r=16.5$)

3.3 叶尖间隙对流动换热的影响

图 16 为实验平均表面传热系数随叶尖间隙变化曲线，从图中可以看到当 Re, M_f, M_r 相同时，叶尖间隙 τ/H 越小，叶冠的平均表面传热系数越大并且平均表面传热系数随叶尖间隙增长越来越快，这种趋势从图 8、图 12、图 13 也能看到。这是

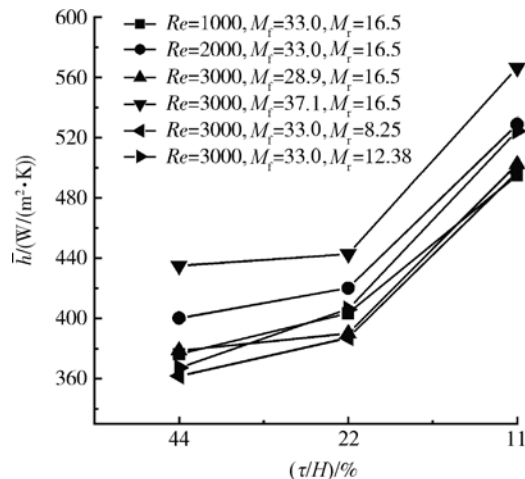


图 16 平均表面传热系数随叶尖间隙变化曲线
Fig. 16 Variation of \bar{h} with the tip clearance

因为间隙减小, 泄漏流将更剧烈地冲击到突肩上并在跨越突肩时收缩与扩张程度增大, 导致突肩前后涡流区增大, 从而使换热增强. 其次, 通道减小会使前后孔流与泄漏流掺混更剧烈, 流体更容易贴附到实验件表面, 于是增强换热. 另外当 Re 不变时, 由公式(1)可知叶尖间隙减小时, 当量直径 d 也相对减小, 泄漏流空气密度 ρ 和空气的动力黏度 μ 不变, 泄漏流流速 u_m 会相对增大, 从而换热加强.

图 17 为流动参数相同, 叶尖间隙不同的情况下叶冠的表面传热系数云图, 叶尖间隙越小, 表面

传热系数越高.

4 结 论

通过实验与数值计算, 得到了泄漏流雷诺数、前后孔出流比及叶尖间隙对叶冠换热特性的影响规律, 结果表明:

- 1) 随着泄漏流雷诺数增大, 叶冠的平均表面传热系数增大.
- 2) 平均表面传热系数随前后孔出流比增大而增大, 其中前孔出流比的影响较为显著.
- 3) 叶尖间隙 τ/H 减小, 平均表面传热系数增大, 并且表面传热系数随间隙减小增长加快.

参考文献:

[1] Came P M. Tip clearance losses in turbines; a review of experimental data and prediction methods [R]. NGTE/NT 1969-754, 1969.

[2] Mayle R E, Metzger D E. Heat transfer at the tip of an unshrouded turbine blade [C] // Proceedings of the Seventh International Heat Transfer Conference, Munich, West Germany; Hemisphere Publications, 1982; 87-92.

[3] Bindon J P. Pressure distributions in the tip clearance region of an unshrouded axial turbine as affecting the problem of tip burnout [R]. ASME Paper 87-GT-230, 1987.

[4] Ameri A A, Steinthorsson E, Rigby D L. Effect of squealer tip on rotor heat transfer and efficiency [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 120(4): 753-759.

[5] Bunker R S, Bailey J C. Effect of squealer cavity depth and oxidation on turbine blade tip heat transfer [R]. ASME Paper 2001-GT-155, 2001.

[6] Kwak J S, Ahn J, Han J C, et al. Heat transfer coefficients on the squealer tip and near-tip regions of a gas turbine blade with single or double squealer [R]. ASME Paper 2003-GT-38907, 2003.

[7] Denton J D, Johnson C G. An experimental study of the tip leakage flow around shrouded turbine blades [R]. Central Electricity Generating Board (CEGB) Report R/M/N848, 1976.

[8] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines [R]. ASME Paper 93-GT-435, 1993.

[9] Pfau A, Kalfas A I, Abhari R S. Making use of labyrinth interaction flow. [R] ASME Paper 2004-GT-53797, 2004.

[10] Rosic B, Denton J D, Curtis E M. The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance; an experimental and computational study: Part I shroud geometry [R]. ASME Paper 2007-GT-27769, 2007.

[11] Nirmalan N V, Bailey J C, Braaten M E. Experimental and computational investigation of heat transfer effectiveness and pressure distribution of a shrouded blade tip section [R]. ASME Paper 2004-GT-53279.

[12] Chyu M K, Moon H K, Metzger D E. Heat transfer in the tip region of grooved turbine blades [J]. Journal of Turbo-

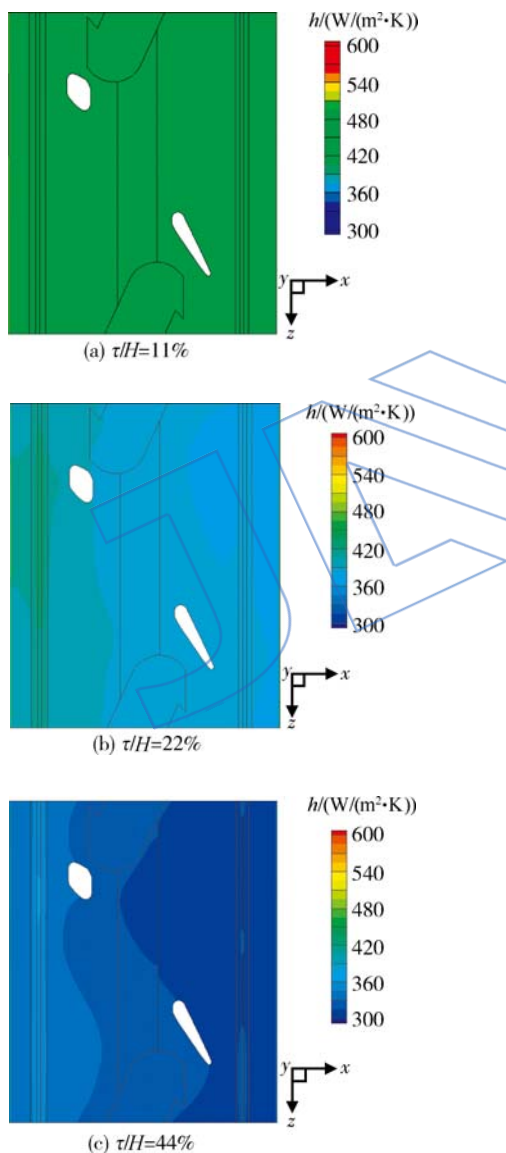


图 17 不同叶尖间隙下叶冠的表面传热系数云图 ($Re=3000, M_i=33.0, M_t=16.5$)

Fig. 17 Contours of h of shroud with different tip clearances

($Re=3000, M_i=33.0, M_t=16.5$)

- machinery, 1989, 111(2): 131-138.
- [13] Ameri A A, Bunker R S. Heat transfer and flow on the first stage blade tip of a power generation gas turbine; Part 2 simulation results [R]. Indianapolis: International Gas Turbine Conference, 1999.
- [14] Tallman J, Lakshminarayana B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics; Part I effect of tip clearance height [R]. ASME Paper 2000-GT-0514, 2000.
- [15] Tallman J, Lakshminarayana B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics; Part II effect of outer casing relative motion [R]. ASME Paper 2000-GT-0516, 2000.
- [16] 李伟, 乔渭阳, 许开富, 等. 雷诺数对涡轮叶尖流场影响的数值研究[J]. 推进技术, 2007, 28(4): 388-393.
- LI Wei, QIAO Weiyang, XU Kaifu, et al. Numerical simulation for effects of Reynolds numbers on tip leakage flows in turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2007, 28(4): 388-393. (in Chinese)
- [17] Xiao Y, Amano R S. Study of losses in a leakage flow through the passage of a shrouded turbine blades with swirl velocity[R]. New Orleans: International Gas Turbine Conference, 2001.
- [18] Morphis G, Bindon J P. The effects of relative motion, blade edge radius and gap size on the blade tip pressure distribution in an annular turbine cascade[R]. ASME Paper 88-GT-256, 1988.

JALSP