

DOI: 10.7652/xjtuxb201305003

# 涡轮轮缘密封封严效率的数值研究

高庆, 陶加银, 宋立明, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

**摘要:** 采用三维 RANS 方程组和 SST 湍流模型研究了涡轮轮缘密封的封严效率。以实验用模型透平航空发动机涡轮轮缘密封为对象, 计算了轮缘密封封严效率, 计算结果与实验结果吻合良好, 从而验证了数值方法的可靠性。在 8 种冷却气流流量下, 研究了 3 种不同动静叶轴向距离和轮缘密封轴向位置的封严效率的变化特性, 结果表明: 在所研究的轮缘密封结构下, 随着动静叶轴向距离的增大, 主流入侵流量降低, 封严效率升高; 动静叶轴向距离一定时, 轮缘密封轴向位置越靠近静叶, 则主流入侵流量越大, 封严效率越低。

**关键词:** 涡轮; 轮缘密封; 封严效率; 数值模拟

**中图分类号:** TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0012-06

## Numerical Investigation on the Sealing Efficiency of the Turbine Rim Seal

GAO Qing, TAO Jiayin, SONG Liming, LI Jun

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The sealing efficiency of an aeroengine turbine rim seal was numerically investigated using the three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the SST turbulent model. The sealing efficiency of the rim seal of a one turbine stage model was calculated. The numerical results of the sealing efficiency of the rim seal at different cooling flow rates agree well with experimental data. The effects of the axial distance between the stator and rotor blade, and the rim seal axial positions on the sealing efficiency were explored at eight cooling flow rates. The numerical results show that the main flow ingress from the rim seal decreases and the sealing efficiency increases with an increase in the axial distance between the stator and rotor blade row at the fixed cooling flow rate. In addition, the main flow ingress increases and the sealing efficiency drops at the fixed stator and rotor blade distance when the position of the rim seal approaches the stator blade.

**Keywords:** turbine; rim seal; sealing efficiency; numerical simulation

涡轮盘是航空涡轮中重要的承力部件, 高温燃气在叶片通道中膨胀做功, 经涡轮盘将力矩传递到涡轮转轴。涡轮盘高速工作过程中, 当没有外部供气时, 转动盘附近的流体在泵效应的作用下沿转盘径向向外流动, 在轮缘密封间隙的另一侧, 静止盘附近的流体沿径向向内流动, 以保证盘腔系统的质量

守恒, 这就是燃气入侵现象<sup>[1]</sup>。

轮缘密封的设计就是为了减少高温燃气的入侵量, 从而减少冷却气所需流量, 使整机效率得以提高。目前, 轮缘密封的封严效率研究主要采用实验测量及数值模拟的方法进行。在实验方面: Zhou 等采用 CO<sub>2</sub> 作为示踪气体, 研究了不同盘腔长宽比下

收稿日期: 2012-11-01。 作者简介: 高庆(1988—), 男, 博士生; 李军(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2013-03-15

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130315.1137.002.html>

轴向有重叠度的轮缘密封流动状态,并采用粒子成像测速(PIV)测试技术测量了轮缘密封间隙处的流场形态<sup>[2]</sup>;Balasubramanian 等在一级半涡轮盘腔实验台上对轮缘密封的封严效率及其影响因素的研究中发现,在冷却气流量一定时,转速和主流流量越大,燃气入侵现象越明显<sup>[3]</sup>;Schuler 等研究了简单轴向和轴向有重叠度的轮缘密封在不同冷却气流量下燃气入侵对透平级气动性能的影响<sup>[4]</sup>;Sangan 等测量了 4 种单间隙密封和 2 种双间隙轮缘密封的封严特性<sup>[5]</sup>。在数值计算方面:Dunn 等采用 Spalart-Allmaras 和 Realizable  $k-\omega$  湍流模型对轮缘密封的封严特性进行了研究<sup>[6]</sup>;Mahoney 等采用周期性模型和大涡模拟的方法对开有斜槽的轮缘密封的封严特性进行了研究<sup>[7]</sup>;周昆原等采用不包含动叶及静叶的盘腔模型对旋转诱导的燃气入侵现象进行了研究<sup>[8]</sup>。

上述数值研究主要针对流动参数对轮缘密封的封严效率的影响,而关于几何参数对轮缘密封的封严效率影响的数值研究比较少,因此本文以实验研究的具有静叶和动叶的典型轮缘密封结构为对象,采用商用软件 ANSYS-CFX 数值计算了考虑主流流动影响下的轮缘密封在 8 种不同冷却气流量工况下的封严效率。在验证数值方法可靠性的基础上,研究了动静叶轴向距离和轮缘密封轴向位置对封严效率的影响,给出了轮缘密封间隙与盘腔内的流场结构。

1 计算模型及数值方法

1.1 数值计算模型

图 1 为具有一级模型透平级的轮缘密封几何结构<sup>[5]</sup>,表 1 为轮缘密封和涡轮盘腔结构的主要几何参数。轮缘密封间隙比  $G_{c,ax} = S_{c,ax}/b = 0.010\ 5$ ,

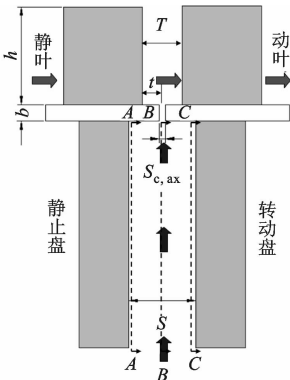


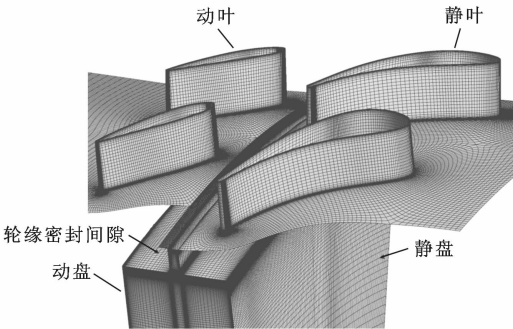
图 1 轮缘密封几何结构

$S_{c,ax}$  为密封间隙,  $b$  为轮缘端壁面半径;盘腔间隙比  $G=S/b=0.105$ ,  $S$  为动静盘腔间隙。冷却结构为中心进气冷却结构。图 2 为包括主流透平级流道、轮缘密封间隙和涡轮盘腔的计算域网格。主流透平级流道采用 H-O-H 结构化网格,动静叶片表面采用 O 型贴体网格,叶片进出口延伸处及涡轮盘腔为 H 型结构化网格,在轮缘密封间隙处、叶片表面及前缘尾缘处进行加密处理,以保证求解精度。

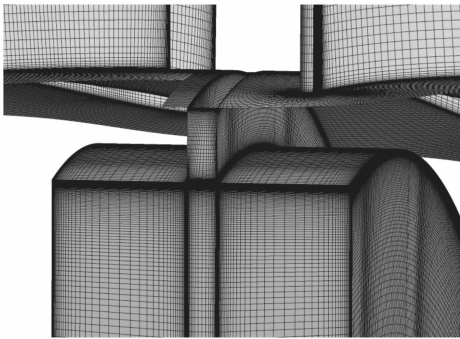
表 1 轮缘密封主要结构参数

| $b/$<br>mm | $h/$<br>mm | $S_{c,ax}/$<br>mm | $S/$<br>mm | $N_1$ | $N_2$ | $T/$<br>mm | $t/$<br>mm |
|------------|------------|-------------------|------------|-------|-------|------------|------------|
| 190        | 10         | 2                 | 20         | 2     | 41    | 8~16       | 3~7        |

注:  $T$  为动静叶轴向距离;  $t$  为密封轴向位置距静叶尾缘距离;  $N_1$  为全周静叶个数;  $N_2$  为全周动叶个数;  $h$  为叶高。



(a) 计算域网格



(b) 轮缘密封间隙处网格

图 2 轮缘密封模型计算网格

1.2 数值方法

采用商用软件 ANSYS-CFX 求解 RANS 方程时选取了 SST 湍流模型,对流项采用高精度离散格式(具有二阶精度),固壁面选择无滑移绝热壁面,近壁面处网格加密,以保证  $y^+ < 1$ 。静叶设置为静止计算域,动叶设置为旋转计算域,动静叶交接面连接方法为冻结转子法。根据实验工况<sup>[5]</sup>,计算工质采用空气,计算中主流进口给定进口速度  $v=23.4\text{ m/s}$ ,

主流出口给定平均静压  $p_{\text{out}}=101\text{ kPa}$ , 冷却气流进口给定质量流量  $m=2.036\sim23.946\text{ g/s}$ , 进口总温为  $300\text{ K}$ , 转速为  $2\,000\text{ r/min}$ 。当连续方程、动量方程、能量方程、湍流方程的均方根残差小于  $10^{-6}$  时计算收敛。

实验中采用浓度法确定轮缘密封的封严效率及最小封严冷却气流量<sup>[5]</sup>, 基于浓度定义的轮缘密封的封严效率

$$\epsilon_c = \frac{c_s - c_a}{c_0 - c_a} \tag{1}$$

式中:  $c_s$ 、 $c_a$ 、 $c_0$  分别为测量参考点、主流进口和冷却气流进口的示踪气体浓度。

数值计算中可以用质量效率来考核轮缘密封的封严效率, 根据质量守恒定理, 在轮缘密封间隙处流出流进的流体满足

$$m_o = m_e - m_i \tag{2}$$

式中:  $m_e$ 、 $m_i$  分别是轮缘密封间隙处流出和流进气体的质量流量;  $m_o$  是冷却气流的质量流量。所以, 质量封严效率<sup>[5]</sup>

$$\epsilon_c = \frac{m_o}{m_e} = 1 - \frac{m_i}{m_e} \tag{3}$$

当轮缘密封间隙处流出的流量与冷却气体流量相等时, 表明轮缘密封间隙处于完全封严状态, 没有主流气流入侵, 封严效率为 1。通过对径向速度的绝对值在轮缘密封间隙处的积分可以得到

$$m_e + m_i = \int_A \rho |V_r| dA \tag{4}$$

$$m_o = m_e - m_i = \int_A \rho V_r dA \tag{5}$$

由式(4)、式(5)可以求出轮缘密封间隙处流出的质量流量  $m_e$  和流进的质量流量  $m_i$ , 再由式(3)可以得到轮缘密封的质量封严效率。

1.3 数值方法可靠性验证

为了验证网格无关性, 在式(6)的质量流量系数  $C_w=986$ 、式(7)的轴向雷诺数  $Re_w=2.86\times10^5$  和转速  $n=2\,000\text{ r/min}$  下, 采用 4 套网格来计算轮缘密封的封严效率, 网格数分为 80 万、120 万、220 万、360 万。  $C_w$  和  $Re_w$  的定义如下

$$C_w = m/\mu b \tag{6}$$

$$Re_w = \rho W b/\mu \tag{7}$$

式中:  $m$  为质量流量;  $W$  为主流速度。

封严效率值与网格节点数的关系如表 2 所示。从表 2 可以发现, 当网格数大于 120 万时, 封严效率的误差在 1% 以内, 所以 120 万网格数已满足网格无关性要求。因此, 本文计算中网格数定为 120 万

~140 万。图 3 为 8 种不同冷却流量工况下, 轮缘密封封严效率的计算值与实验值<sup>[5]</sup> 对比, 可见二者吻合良好, 从而验证了数值方法的可靠性和准确性。

表 2 封严效率值与网格节点数的关系

| 节点数/万 | 封严效率  |       |
|-------|-------|-------|
|       | 计算值   | 实验值   |
| 80    | 0.305 | 0.285 |
| 120   | 0.296 |       |
| 220   | 0.293 |       |
| 360   | 0.292 |       |

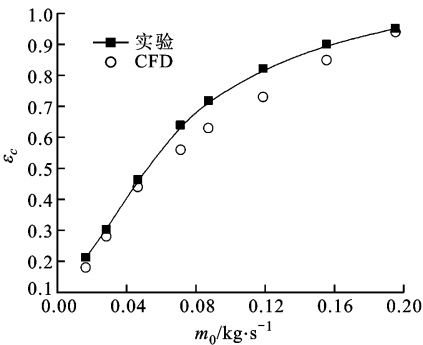


图 3 不同冷却流量下的轮缘密封封严效率

采用压力系数表征静叶下游端壁处的压力随周向的变化, 即

$$C_p = \frac{(p_a - \bar{p}_a)}{(0.5\rho\Omega^2b^2)} \tag{8}$$

式中:  $p_a$  为观测点静压;  $\bar{p}_a$  为观测点对应端壁位置静压的周向平均值;  $\Omega$  为轮盘转速;  $\rho$  为密度;  $b$  为轮缘端面半径。

图 4 为静叶尾缘下游端壁处  $C_p$  随周向角度  $\Theta = \frac{(\theta - \theta_0)}{(\theta_1 - \theta_0)}$  的变化。由于静叶的存在, 主流流道的压力不再均匀, 呈现出周期性正弦分布规律, 压力峰值、谷值处的数值结果与实验结果<sup>[5]</sup> 吻合良好, 表明所用数值方法可以准确模拟轮缘密封的流动参数。

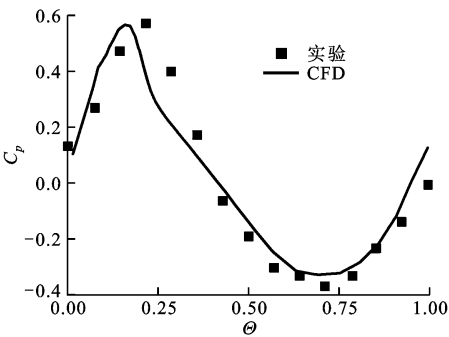


图 4 静叶尾缘下游端壁处  $C_p$  随周向角度的变化

2 结果分析

2.1 轮缘密封及涡轮盘腔的流场

对轮缘密封及涡轮盘腔内流场在工况  $C_w = 986$ 、 $Re_w = 2.86 \times 10^5$  和  $n = 2\,000\text{ r/min}$  下进行了分析。图 5 为动静叶及端壁面静压分布。从图 5 可以看出,由于静叶的存在,所以主流气流通过静叶膨

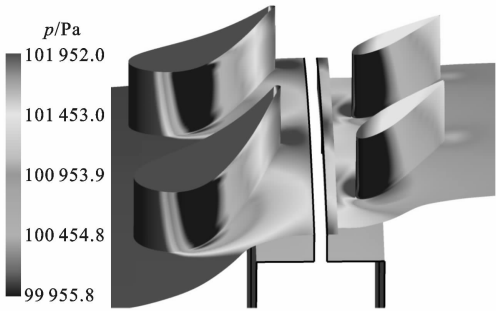
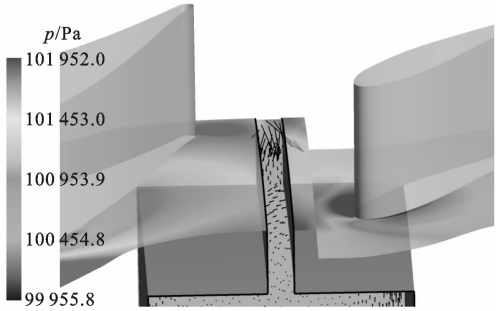
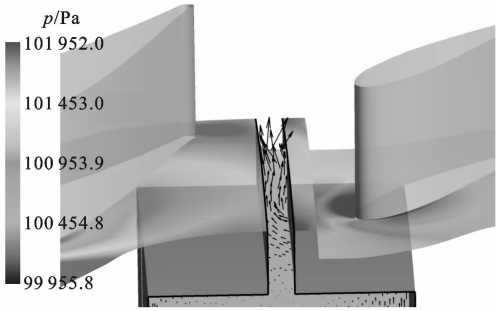


图 5 动、静叶及端壁面静压分布

胀后,轮缘密封进口处的压力分布不再均匀,沿周向呈现出周期性分布,并存在高压流动区域及低压流动区域。沿周向分别在高压区及低压区选取特征截面进行流场结构分析,结果如图 6 所示。从图 6 可以看出:在高压流动区域,主流通道压力高于涡轮盘腔压力,在压差的作用下,主流气流通过轮缘密封间隙进入涡轮盘腔,并在轮缘密封间隙处发生了主流



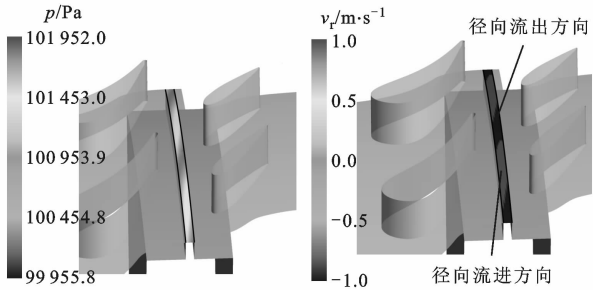
(a) 周向高压区域主流入侵流场结构



(b) 周向低压区域冷却气流出流场结构

图 6 轮缘密封间隙的流场结构

入侵;在低压流动区域,主流通道压力较低,涡轮盘腔冷却气流通过轮缘密封间隙处进入主流通道,并与主流进行掺混。图 7 为轮缘密封间隙处静压及径向速度分布。通过对比图 7a 和图 7b,证明了主流入侵发生在高压流动区域。综上所述,主流通道中静叶的存在使得轮缘密封进口处压力呈高压及低压间隔周期性分布,在轮缘密封间隙处,主流入侵发生在高压区域,而冷却气流通过低压区域汇入主流通道,这进一步验证了文献[9]的燃气入侵现象。



(a) 静压 (b) 径向速度

图 7 轮缘密封间隙处静压及径向速度分布

图 8 为涡轮盘腔上部接近轮缘密封间隙处的子午面流场结构。在涡轮盘腔内部,转盘旋转产生的泵效应会导致冷却气流沿着转盘径向流出涡轮盘

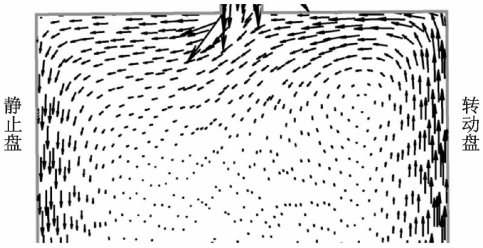


图 8 涡轮盘腔上部接近轮缘密封间隙处的子午面流场结构

腔,进入密封间隙,而在密封间隙的另一侧,从密封间隙进入涡轮盘腔的主流气流将沿着静止盘向盘腔内流动。图 9 分别为 A、B、C 3 个特征截面处涡轮盘腔内周向流场结构,截面位置如图 1 所示,其中 A 截面距静盘 0.1 mm, B 截面位于动静盘中心位置, C 截面距动盘 0.1 mm。从图 9 可以看出,在涡轮盘腔内部,气流主要沿周向流动,靠近静止盘处受气流(A 截面)黏性的作用,速度较小,靠近动盘处的气流(B 截面)受转盘的旋转带动,周向速度比较大。图 10 为径向位置  $r/b$  分别为 0.4、0.6、0.8 时涡轮盘腔内周向速度(切向速度)沿轴向的分布。从图 10 可以看出,涡轮盘腔内在转动盘和静止盘的附近的气流各自形成了独立的边界层,同一半径下,边界层

之外的气流以恒定的周向速度作旋转运动,即存在着旋流核心,盘腔内的流动形态呈现出典型的Batchelor 流型,并且随着  $r$  的增加,周向速度逐渐增大。

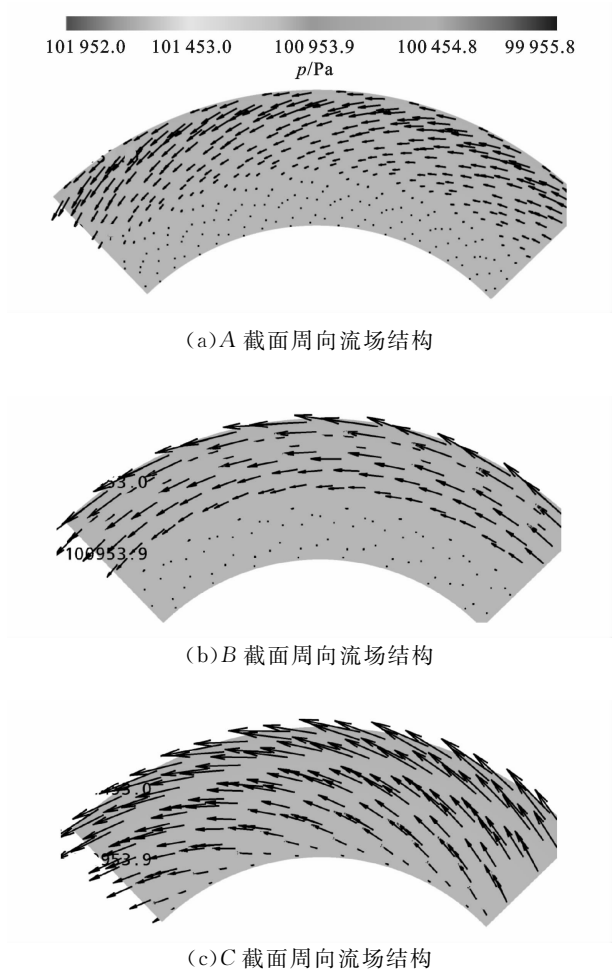


图 9 3 个特征截面处涡轮盘腔内周向流场结构

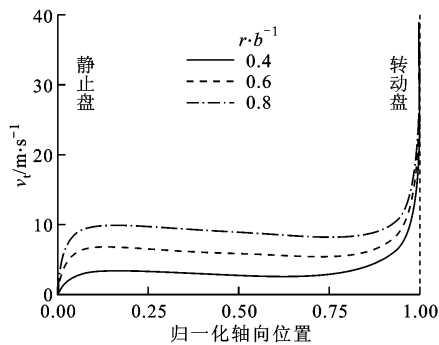


图 10 不同  $r$  下切向速度沿轴向的分布

2.2 动静叶轴向距离对封严效率的影响

为了研究动静叶轴向距离  $T$  对轮缘密封封严效率的影响,选取了具有 3 种  $T$  的轮缘密封结构进行了数值研究。图 11 为  $T$  分别为 8、12、16 mm (33%、50%、66% 的静叶弦长) 时轮缘密封的封严效

率随冷却气流量的变化。从图 11 可以看出:随着冷却气流量的增加,封严效率提高;同一冷却气流量工况下,随着  $T$  的增加,封严效率提高,因此轮缘密封封严所需的最小冷却气流量减小; $T$  从 8 mm 增加到 16 mm 时,封严效率增加的最大幅值为 39%。图 12 为  $C_w=1\ 624$  时,3 种  $T$  的轮缘密封结构下密封进口端壁面处压力系数随周向角度的变化。从图 12 可以看出,随着  $T$  的增加,静叶出口处主流气流的膨胀空间增大,气流膨胀导致轮缘密封进口处压力降低,主流与涡轮盘腔的压差减小,进入涡轮盘腔的主流流量降低,封严效率提高。因此,实际工程应用中可适当增加  $T$  来减小主流气流的入侵。

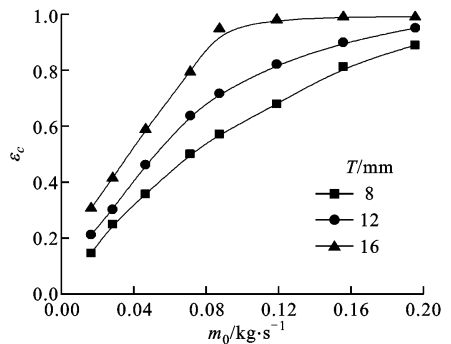


图 11 3 种  $T$  下轮缘密封的封严效率随冷却气流量的变化

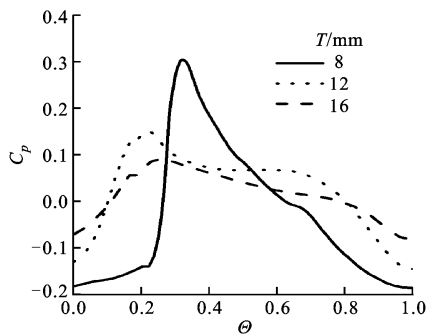


图 12 3 种  $T$  下密封进口端壁面处压力系数随周向角度的变化

2.3 轮缘密封轴向位置对封严效率的影响

$T=12$  mm 时,8 种冷却气流量工况下轮缘密封轴向位置距静叶尾缘距离  $t=3,5,7$  mm 的封严效率变化特性如图 13 所示。从图 13 可以看出,同一冷却气流量工况下, $t$  越小,即轮缘密封轴向位置越靠近静叶尾缘,封严效率就越低,当  $t$  从 7 mm 变化到 3 mm 时,轮缘密封封严效率最大降幅可达 5%。这是因为轮缘密封的轴向位置越靠近静叶尾缘,受到尾缘脱流涡的影响,轮缘密封进口处的主流流动湍流掺混作用越强,进入盘腔的主流流量增加,

从而使得封严效率降低。

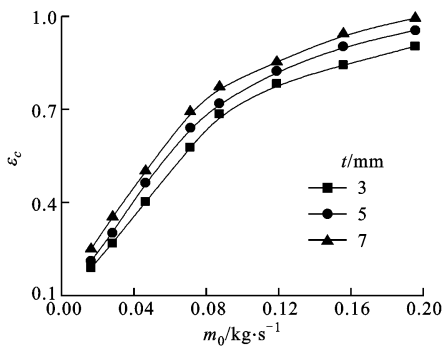


图13 3种 $t$ 下的封严效率

### 3 结 论

本文采用包含动静叶的三维周期涡轮盘腔轮缘密封计算模型、三维RANS方程和SST湍流模型,对轮缘密封的封严效率进行了数值研究,分析了8种不同冷却气流量工况下, $T$ 和 $t$ 对封严效率的影响规律,得出如下结论。

(1)包含动静叶的三维周期轮缘密封模型的计算结果与实验结果吻合良好,从而验证了数值方法的可靠性,同时数值模拟给出了轮缘密封间隙处及涡轮盘腔内的流动细节。

(2)相同冷却气流量工况下,轮缘密封的封严效率随着 $T$ 的增加而提高,当 $T$ 从8 mm增加到16 mm时,封严效率增加的最大幅度可达39%。

(3)在 $T$ 不变、冷却气流量相同的工况下, $t$ 对封严效率有一定的影响,随着 $t$ 的增大,封严效率提高。

#### 参考文献:

- [1] 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.
- [2] ZHOU D, ROY R, WANG C, et al. Main gas ingestion in a turbine stage for three rim cavity configurations [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031023.
- [3] BALASUBRAMANIAN J, JUNNARKAR N, ZHOU D, et al. Experiments on aft-disk cavity ingestion in a model 1.5-stage axial-flow turbine, GT2011-45895 [R]. New York, USA: ASME, 2011.
- [4] SSCHULER P, DULLENKOPF K, BAUER H, et al. Investigation of the influence of different rim seal geometries in a low-pressure turbine, GT2011-45682

[R]. New York, USA: ASME, 2011.

- [5] SANGAN C M. Measurement of ingress through gas turbine rim seals [D]. Bath, UK: University of Bath, 2011.
- [6] Dunn D M, Zhou D W, Squires K D, et al. Flow field in a single-stage model air turbine rotor-stator cavity with pre-swirled purge flow, GT2010-22869 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [7] O'MAHONEY T S D, HILLS N J, CHEW J W, et al. Large-eddy simulation of rim seal ingestion, GT2010-22962 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [8] 周昆原,罗翔,徐国强.旋转诱导燃气入侵的数值模拟[J].航空动力学报,2011,26(12):2704-2709. ZHOU Kunyuan, LUO Xiang, XU Guoqiang. Numerical simulation of rotational-induced ingress through turbine rim seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2704-2709.
- [9] OWEN J M, KUNYUAN Z, OWEN J, et al. Prediction of Ingress through turbine rim seals: part I Externally induced ingress [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 134(2): 031012.

#### [本刊相关文献链接]

- 晏鑫,李军,丰镇平.迷宫密封传热特性的数值研究.2012,46(11):1-5.
- 高广新,袁竹林,周阿朋,等.二甲醚发动机燃料供给系统偶件间隙泄漏测量.2012,46(11):112-16.
- 李志刚,李军,丰镇平.袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动预测模型.2012,46(5):13-18.
- 陈成军,杨国庆,常东方,等.面向结合面密封性能要求的装配连接工艺设计.2012,46(3):75-83.
- 杨旭,屈宗长,吴裕远,等.同步回转式混输泵端面的相对运动及摩擦分析.2011,45(9):90-93.
- 邱波,李军.刷式密封传热特性研究.2011,45(9):94-100.
- 陈春新,邱波,李军,等.刷式密封迟滞特性的数值研究.2011,45(5):36-41.
- 辛电波,冯健美,许艳靖,等.自润滑活塞环的热胀失效研究.2011,45(5):90-93.
- 李志刚,郎骥,李军,等.迷宫密封泄漏特性的试验研究.2011,45(3):48-52.
- 徐立群,王志恒,席光.迷宫密封泄漏对小流量离心叶轮气动性能影响的研究.2010,44(11):23-27.
- 陈春新,李军,丰镇平.刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究.2010,44(7):23-27.
- 李志刚,李军,丰镇平.迷宫密封泄漏特性影响因素的研究.2010,44(3):16-20.

(编辑 苗凌)