

# 超微涡轮动叶栅叶顶间隙对流场影响的数值模拟

胡建军<sup>1</sup>, 徐进良<sup>2</sup>, 曹海亮<sup>3</sup>, 孙喜山<sup>1</sup>

(1. 燕山大学 建筑工程与力学学院, 河北 秦皇岛 066004 2 中国科学院 广州能源研究所, 广东 广州 510640

3. 郑州大学 化学工程学院, 河南 郑州 450001)

**摘 要:** 通过数值求解基于雷诺时均的三维定常粘性 N-S 方程, 结合 RNG k- $\epsilon$  湍流模型和非平衡壁面函数, 对一种超微型向心涡轮动叶栅内的流动情况进行了数值模拟。揭示了具有极低展弦比动叶栅叶顶间隙对流场参数分布和气动损失的影响, 为超微涡轮的设计和改进了提供了理论依据。模拟结果表明, 叶顶间隙的大小对通道内马赫数分布有重要影响, 其中顶部间隙射流所引发的泄漏涡与主流的掺混是主流马赫数降低的重要原因; 叶顶间隙的存在使得总压损失系数均匀化, 即近壁区和主流区的总压损失都较高; 动叶栅在叶展方向上的载荷分布均匀, 弦向载荷主要由接近尾缘的弧段承担; 模拟中还解析出三维的尾迹涡, 这主要是动叶栅尾缘过厚所导致, 应进行叶型改进。

**关 键 词:** 超微型涡轮; 叶顶间隙; 动叶栅; 数值模拟

中图分类号: TK472 文献标识码: A

## 引 言

机械系统的微型化是当前科技发展的新潮流, 微型机器人、微执行器 (Micro Actuator)、军用单兵系统以及微型飞行器 (Micro Air Vehicle MAV) 的发展对小尺度下能量的供给提出了更高要求。作为一种有代表性的解决方案, 功率为百瓦量级, 外观尺寸为厘米级的超微型燃气涡轮 (Ultra-micro Gas Turbine UMGT) 动力系统成为当前国际上的研究热点<sup>[1]</sup>, 由于向心式涡轮较轴流式涡轮整体更为紧凑, 因此得到国内外研究者的青睐, 成为目前超微涡轮的主流形式<sup>[2-4]</sup>。

超微型涡轮整体尺度的减小伴生一系列尺度化效应 (scaling effects)。主要表现在微燃烧室比表面增大, 散热损失严重, 一些研究者开发出瑞士圈型 (Swiss roll) 和 “C” 型等新型燃烧室以提高热能的利用效率<sup>[5-6]</sup>; 硅基的超微涡轮转速可以达到百万量

级<sup>[1]</sup>, 金属材质的也可以达到几十万量级<sup>[3]</sup>, 传统的旋转轴支撑方式已经不再适用, 气体轴承提供了可能的解决途径<sup>[7]</sup>, 但其需要一套独立的供气系统, 微型化仍是难题; 轴端漏气损失较宏观涡轮明显加剧, 同时, 受整体尺寸限制, 轴端可以利用的密封空间非常有限, 本课题组针对此问题进行了密封方案的数值分析, 表明根据运行压比的不同选择合适的密封方式, 与不设密封相比泄漏量最多可减少 27.1%<sup>[8]</sup>; 另外, 超微涡轮的叶栅高度极低, 一般在毫米和亚毫米量级, 叶顶间隙与叶栅高度的比值较大, 叶尖处燃气的泄漏以及泄漏流对主流参数的影响较宏观叶栅更为严重, 其独特的流场特性和气动损失规律还有待揭示。

由于叶栅气流通道极为狭窄, 流动参数难以直接测量, 因此本研究采用数值模拟的研究方法。以往叶栅流动模拟主要是针对工业和航空领域广泛采用的宏观尺度轴流式燃气涡轮<sup>[9-12]</sup>, 对向心式或径流式涡轮研究还较少<sup>[13-14]</sup>, 而针对具有极低展弦比的超微型向心式燃气涡轮 (radial inflow ultra-micro gas turbine RUMGT) 叶栅流动的数值研究还未见报道。本研究以课题组自行设计的超微向心涡轮为研究对象, 该系统冷态实验的涡轮转速最高达 62 000 rpm 输出线电压 17.2 V 在以氢气为燃料的热态实验中, 获得了 1.35 W 的电功率以及 1.12% 热电转化效率<sup>[4]</sup>。通过数值求解三维定常粘性雷诺时均 N-S 方程, 结合混合平面方法 (mixing plane method), 获得了动叶栅内部的流场, 对比了无叶顶间隙时 (理想情况) 与存在叶顶间隙时流场参数变化情况, 分析了叶栅通道内流动损失的发生情况以及叶栅载荷的分布情况, 为叶栅的优化改造提供了理论依据。

收稿日期: 2009-07-09 修订日期: 2010-01-13

基金项目: 国家自然科学基金国际合作基金资助项目 (50721140651); 国家自然科学基金杰出青年基金资助项目 (50825603)

作者简介: 胡建军 (1982-), 男, 黑龙江虎林人, 燕山大学讲师。

## 1 物理模型

图 1 为所研究的超微涡轮实物, 图 2 为旋转动叶栅与配合面的配合间隙。叶栅的主要控制参数如表 1 所示<sup>[4]</sup>。为考察动叶栅顶部间隙大小对流场的影响情况, 动叶栅高度取  $h=1.3\ 1.2\ 1.0\ \text{mm}$ ; 对应顶部间隙  $\delta=0.0\ 0.1\ 0.3\ \text{mm}$ ; 动叶栅转速取典型实验值  $40\ 000\ \text{r/min}$ 。

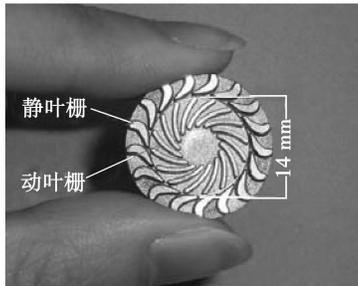


图 1 超微涡轮动静叶实物图

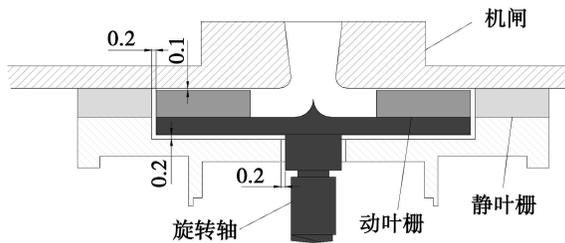


图 2 旋转配合面典型间隙说明图

表 1 叶栅主要控制参数

静叶栅控制参数		动叶栅控制参数	
弦长 /mm	3.70	弦长 /mm	5.03
径向弦长 /mm	2.80	径向弦长 /mm	4.20
安装角 /( $^{\circ}$ )	36	安装角 /( $^{\circ}$ )	26
几何进气角 /( $^{\circ}$ )	25	几何进气角 /( $^{\circ}$ )	45
叶型折转角 /( $^{\circ}$ )	73	叶型折转角 /( $^{\circ}$ )	40
叶高 /mm	1.3	叶高 /mm	1.3 1.2 1.0

## 2 计算模型

### 2.1 建模及网格划分

基于混合平面方法耦合动、静叶栅流动, 以模拟实际的动叶栅入口边界条件。建模尺寸为零件实际尺寸, 计算域取一个叶片 + 邻近两个流道内的全部三维空间, 如图 3 所示。静叶栅计算域入口未考虑

入口导叶对流场的影响; 由于动叶栅尾缘出口处设置了起导流作用的锥形突起, 此处虽有气流汇聚, 但互相影响较小, 因此计算域出口边界取介于动叶栅尾缘和锥形突起之间的  $1/8$  圆周。

网格划分采用 GAMBIT 软件, 采用非结构化的混合网格离散求解域。主流区采用非结构三角形网格, 在近壁面区采用加密的边界层网格。为解析出顶部间隙流动的细节, 动叶顶部到机匣间网格层数不少于 10 层, 计算模型近壁面网格的  $y^+$  的最大值为 27。计算网格总数约 63 万 (具体网格数与顶部间隙大小有关)。图 4 为静叶栅尾缘和动叶栅叶顶网格局部放大图。

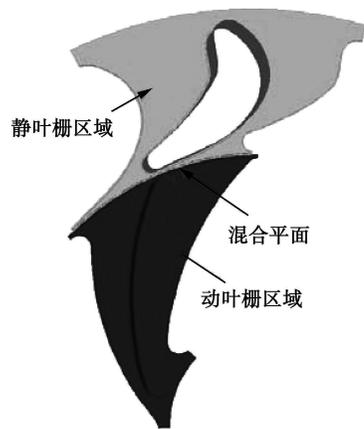
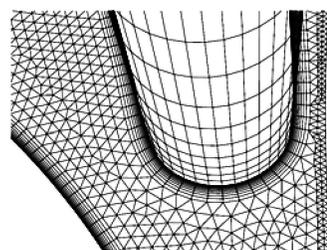
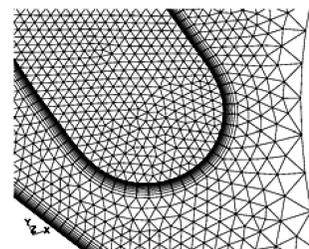


图 3 三维计算模型



(a) 静叶栅尾缘网格放大图



(b) 动叶栅叶顶网格局部放大图

图 4 静叶栅尾缘和动叶栅叶顶网格局部放大图

### 2.2 湍流模型和边界条件

尽管超微涡轮整体尺度较小,但在实验测量参数下计算雷诺数已经超出 2000 因此内部流动按湍流计算,湍流模型选择基于重整化群方法的 RNG  $k-\epsilon$  模型,其考虑了平均流动中的旋转流情况,可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度大的旋转流动<sup>[19]</sup>。

采用热空气来代替高温燃气,密度满足理想气体状态方程  $P=\rho R T$  由于 Sutherland 定律在高速可压缩流动中与实际情形吻合较好,因此被用来计算粘度变化,计算域边界条件和湍流度给定如表 2 所示,其中静叶栅计算入口压力取值为  $1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$  动叶栅计算出口压力取值为标准大气压 101 325 Pa 动、静叶栅交界面处压力不指定,通过混合平面法耦合后自适应。

流动区域为亚毫米量级,不需要考虑微尺度效应,连续介质假设仍然成立。壁面取无滑移边界条件,速度分布采用非平衡壁面函数来处理。叶栅的周向边界采用周期性边界条件。

表 2 计算域边界条件及湍流度

边界条件	静叶栅流域	动叶栅流域
进口	压力入口	压力入口
出口	压力出口	压力出口
入口湍流强度 /%	1	2
出口回流湍流强度 /%	2	4
流动介质温度 /K	900	900

### 3 计算结果及分析

模拟采用 Fluen 软件并开启并行计算功能,采用有限体积法离散控制方程,用二阶迎风格式离散对流项,一阶迎风格式离散扩散项,数值求解的方法基于 SMPLE 算法,采用分离式求解器。由于涡轮尺寸小,参数随空间坐标变化频繁,将动量方程、能量方程、压力插值方程的松弛因子调整为 0.01,湍动能、湍流耗散率方程的松弛因子调整为 0.1,以保证计算收敛及稳定。

#### 3.1 叶顶间隙大小对马赫数分布及顶部泄漏流的影响

定义叶展方向截面距机闸的距离为  $l$  图 5 为不同顶部间隙  $\delta$  下,距机闸不同距离  $\theta$  截面上的绝对马赫数分布情况。在无叶顶间隙下(理想情形),如图 5 中 (a1)~(a3) 所示,靠近机闸处的截面由于受到壁面的粘性作用,马赫数等值线被拉扯,随着截

面逐渐远离壁面接近主流,马赫数等值线分布逐渐规整,相同位置处的马赫数也在逐渐增大,到  $\theta=0.15 \text{ mm}$  截面上的马赫数分布已经与  $\theta=0.65 \text{ mm}$  中截面上的马赫数分布相差不多,说明尽管动叶栅叶片高度仅有 1.3 mm,壁面影响区范围仍然很小。

在  $\delta=0.1 \text{ mm}$  顶部间隙下,如图 5 中 (b1)~(b3) 所示,间隙中截面的马赫数等值线横穿越叶顶间隙,说明从前缘处开始,在压力面 (P S) 侧与吸力面 (S S) 侧压差作用下,泄漏流 (leakage flow) 开始发生并贯穿整个叶弦长度。泄漏流从压力面顶端流入,从吸力面顶端以射流的方式流出,间隙射流的卷吸作用使得在射流下方必然存在一个泄漏涡 (leakage vortex)。在图 5 (b1) 中,在吸力面中下游开始出现泄漏涡的雏形,到图 5 (b2) 中,正好截取到了已完全发展成型的泄漏涡涡核 (vortex core),泄漏涡与主流的掺混和自由剪切破坏了马赫数分布的规整性,也降低了主流的马赫数,但到图 5 (b3) 中,中截面上的马赫数分布又开始变的规整,说明泄漏流的影响区未及主流中央。

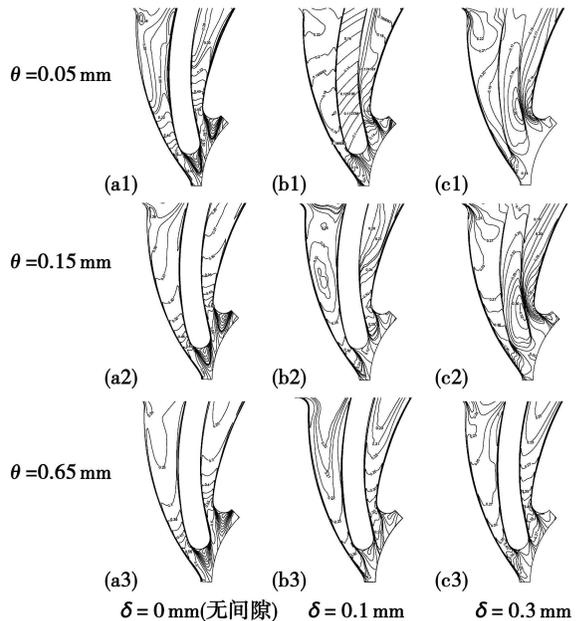


图 5 距机闸不同距离截面处绝对马赫数等值线图

从图 5 中 (a1)~(a3) 可知,在  $\delta=0.3 \text{ mm}$  叶顶间隙下,泄漏流仍然从动叶栅前缘就已经开始,但在接近喉部的压力面侧顶部泄漏流的马赫数最高,此处泄漏也最为严重,主要是因为此位置压力面侧与吸力面侧的压差最大,而从本质上讲,泄漏流正是被这种压差所驱动的。横向对比图 5 (a3)~(a3) 得到,随着间隙的增大,泄漏流的影响越来越大,到

0.3 mm 间隙时, 泄漏流影响已经到达主流中央。

### 3.2 叶顶间隙大小对总压损失系数的影响

总压损失系数  $\xi$  反映了通道内流动损失的大小, 其定义为:

$$\xi = (P_{\text{total}} - P_{\text{local}}) / \frac{1}{2} \rho_{\text{out}} \bar{U}_{\text{out}}^2$$

式中:  $P_{\text{total}}$ —进口总压;  $P_{\text{local}}$ —当地总压;  $\rho_{\text{out}}$ —出口平均密度;  $\bar{U}_{\text{out}}$ —出口平均速度。

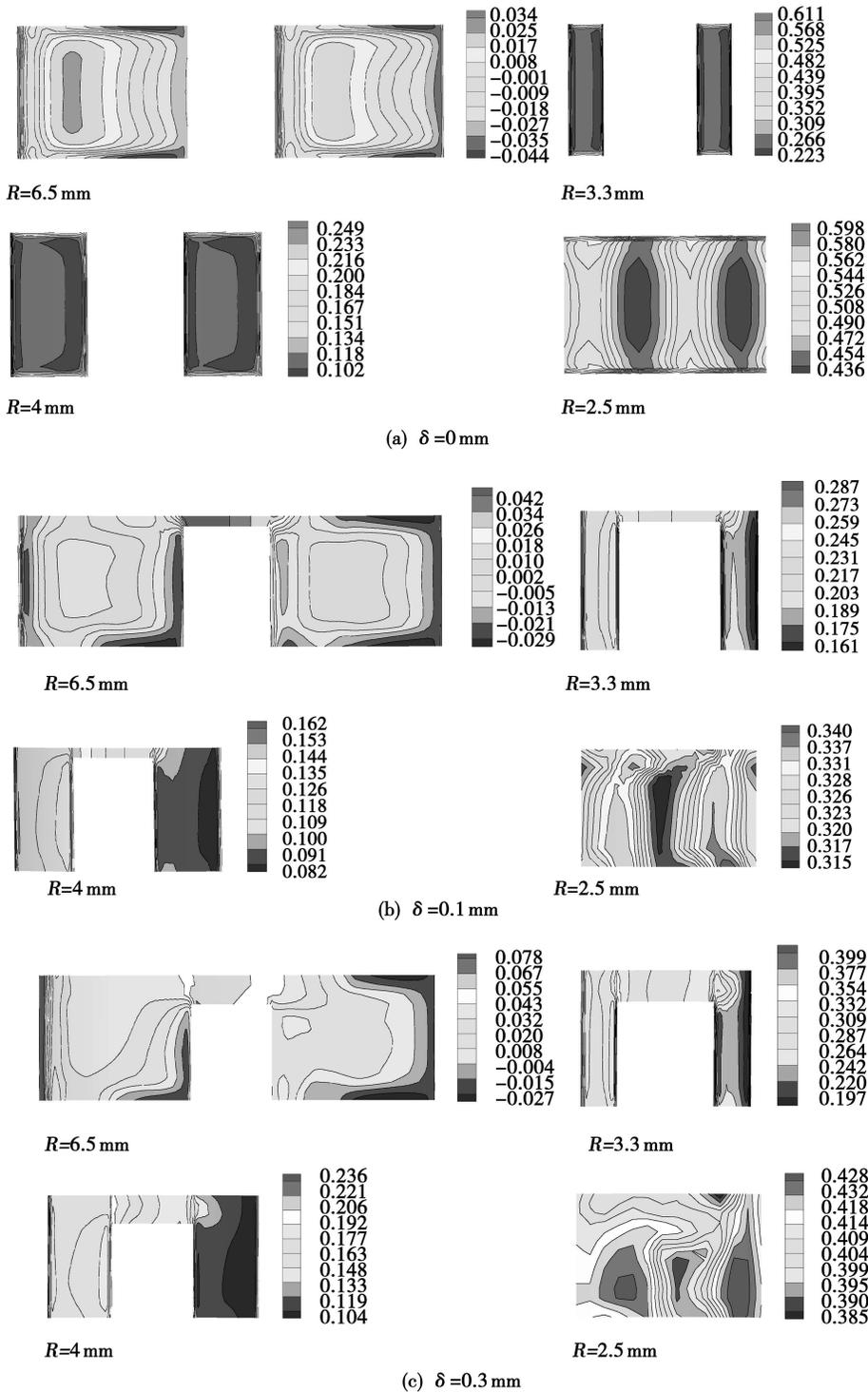


图 6 有无叶顶间隙下, 径向各截面总压损失系数云图

图 6 (a)、(b)、(c) 对比了叶顶间隙  $\delta = 0$  (无叶顶间隙)、0.1、0.3 mm 下, 总压损失系数在径向的

发展情况。定义  $R$  为所截截面距动叶栅旋转轴的距离。在无叶顶间隙时, 总压损失系数等值线分布

非常规整,在入口段  $R=6.5\text{ mm}$ 截面处,总压损失系数很小,最大值不超过  $0.04$ 。随着流动向下游发展,等值线开始向四周壁面收缩,总压损失系数的开始显著增加,到接近喉部的  $R=3.3\text{ mm}$ 截面处,其最小值都已经达到  $0.223$ 。说明总压损失不仅仅发生在近壁区,主流区损失也较大。这主要是因为所研究的动叶栅为反动式叶栅,流道呈收敛型,气流在流动过程中仍然不断得到加速,高速流体与流道壁面的强烈剪切,动能被耗散,表现在近壁面总压损失系数增加;另一方面,高速流体在强烈偏转时会有二次流发生,低能二次流与主流的掺混,实质是将壁面的粘性作用传递给主流,造成了主流区总压损失系数也较大。到出口截面,总压损失系数分布进一步均匀化,有两个局部高总压损失区,对应两个尾迹涡(wake vortex)的位置,尾迹涡的迹线图如图 7 所示,这说明动叶栅的尾缘过厚,应进行动叶栅型线的改进,以减少尾迹损失。



图 7 动叶栅尾缘尾迹涡迹线图

图 6(b), (c)分别为  $\delta=0.1$  和  $0.3\text{ mm}$ 下,动叶栅径向截面总压分布系数的分布情况。从图中我们发现,总压损失系数等值线分布的规整性随顶部间隙的增大而变差,如图中  $R=2.5\text{ mm}$ 截面的马赫数分布云图。间隙的存在使得总压损失的分布均匀化,在无叶顶间隙时,  $R=3.3\text{ mm}$ 截面处总压损失系数的最大差值为  $0.388$ 而在  $0.1$ 和  $0.3\text{ mm}$ 间隙时,相同截面的最大差值仅为  $0.126$ 和  $0.1$ 。总压损失不仅仅出现在近壁区、主流区还有顶部间隙区。近壁区的损失仍主要来源于壁面的粘性耗散;而主流区的损失除通道二次流外,还有叶顶间隙射流卷吸作用引发的泄漏流与主流的掺混;顶部间隙区损失主要来源于入口损失、间隙上下壁面粘性损失以及出口射流损失,这表现在图中顶部间隙的入口处以及出口处分别存在一个等值线密集区。

后的总压损失系数沿径向的变化情况。不管是否存在叶顶间隙,平均总压损失系数在喉部以前增长较慢,而且两者的数值也较为接近,这主要是因为泄漏流的强度在这部分还较弱,以喉部为分界点,两者都开始急速的增长,但有叶顶间隙的总压损失系数增长更快,由前面马赫数分布情况分析可知,这主要是由于喉部以及喉部下游泄漏流马赫数大为增加,所引发的泄漏流强度也大为增加,与主流的掺混作用更为强烈。

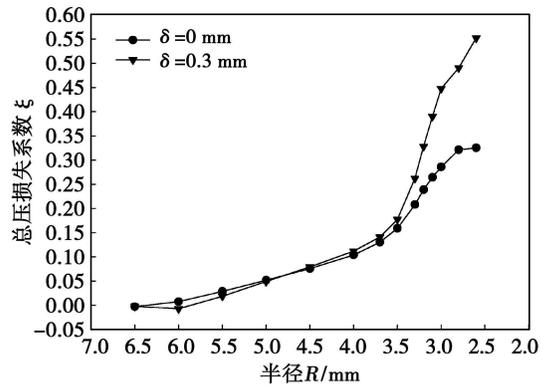


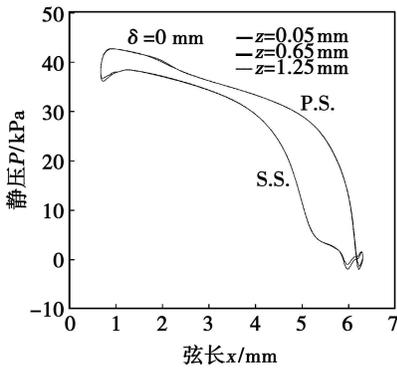
图 8 平均总压损失系数沿径向的变化

### 3.3 动叶栅叶片表面的静压载荷分布情况

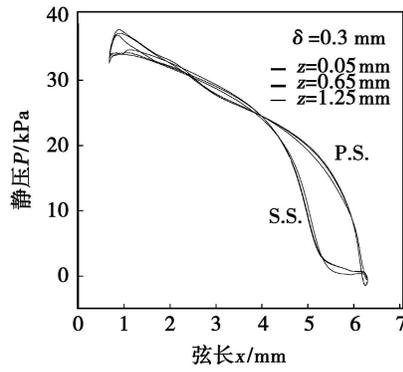
图 9中 (a), (b)对比了  $\delta=0$ 和  $0.3\text{ mm}$ 情况下,叶片表面静压载荷的分布情况。不管有无叶顶间隙,沿弦长方向,流道逐渐收敛,气流不断加速,压力面与吸力面的静压都不断降低,但两者静压差却逐渐增大,即主要载荷主要由接近尾缘段的叶弧来承担。不同叶高处的静压分布曲线彼此重合度非常高,说明载荷是由叶片的上、中、下部均匀承担。间隙的存在并未显著影响吸力面的静压分布情况,但对压力面影响较大,受泄漏流的影响,压力面的静压整体有较大幅度下降,总的效果是两者的差值减小,表现在涡轮的出力降低。值得注意的是,在尾缘附近压力面的静压有一个较明显的上升,这主要是尾迹涡造成的。

图 9中 (b), (c)给出了入口总压一定时,在  $\delta=0$ 和  $0.3\text{ mm}$ 情况下,涡轮级叶栅整体的静压分布云图。对比发现,无叶顶间隙时,动叶栅内静压在接近尾缘处剧烈变化,总体呈现出先缓后急的特点;而存在叶顶间隙时,动叶栅内静压云图较无间隙时过渡较为平缓,静压沿流道方向的下降较均匀,这与静压分布曲线的趋势是一致的。

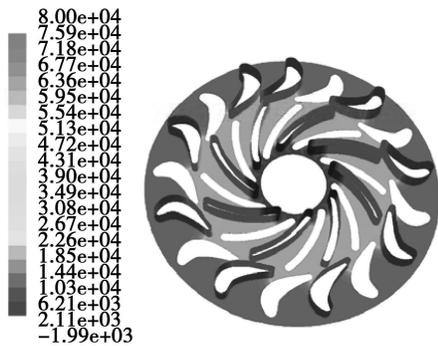
图 8给出了  $\delta=0$ 和  $\delta=0.3\text{ mm}$ 时,经质量平均



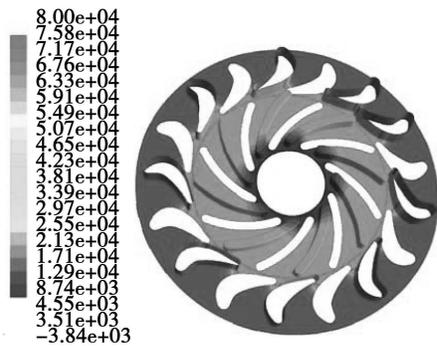
(a1)  $\delta = 0$  mm时, 单个叶片静压分布曲线



(a2)  $\delta = 0.3$  mm时, 单个叶片静压分布曲线



(b1)  $\delta = 0$  mm时, 整体静压分布云图



(b2)  $\delta = 0.3$  mm时, 整体静压分布云图

图 9 有无叶顶间隙下, 叶片表面静压分布情况

### 4 结 论

本研究对极低展弦比超微涡轮动叶栅内的流动进行数值分析, 得到了丰富的流场信息。主要考察了叶顶间隙的大小对各种流场参数和流动损失情况的影响, 分析了动叶栅的载荷分布特征, 得到以下结论:

(1) 从马赫数等值线分布看, 无叶顶间隙时, 壁面影响区的范围较小; 随着叶顶间隙的增大, 到  $\delta = 0.3$  mm时, 泄漏射流所诱发的泄漏涡影响区已经达到主流中央, 泄漏涡与主流的掺混导致主流马赫数显著降低; 泄漏流从动叶栅的前缘就已经发生, 但在喉部和喉部下游附近的叶顶间隙泄漏流的马赫数最高, 泄漏也最严重;

(2) 总压损失不仅仅发生在所有近壁区, 主流区的总压损失也较大, 而叶顶间隙的存在会使得径向各截面的总压损失系数分布进一步均匀化; 总压损失系数在喉部以前增长缓慢, 在接近喉部后开始急速增长;

(3) 动叶栅在弦向的载荷主要由接近尾缘段的叶弧承担, 在叶展方向的载荷分布均匀, 这是由其展

弦比极低的特点所决定的; 随着叶顶间隙的增大, 压力面与吸力面静压载荷差会减小, 表现在涡轮的出力会降低;

(4) 出口截面局部高总压损失区对应的正是尾迹涡的位置, 以迹线的形式解析出了动叶栅尾迹涡, 这说明动叶栅尾缘较厚, 应进行叶型改进, 以减少尾迹损失。

### 参考文献:

- [1] EPSIEN A H, SENTURIA S D. Macro power from micro machinery [ J ]. Science, 1997, 276: 1211.
- [2] MEHRA A, ZHANG X, AYÓN A A, et al. A six-wafer combustion system for a silicon micro gas turbine engine [ J ]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2000, 9 (4): 517-527.
- [3] ISMURA K, MURAYAMAM, TERAMOTO S, et al. Experimental verification of the feasibility of a 100 W class micro-scale gas turbine at impeller diameter 10 mm // Nobuhide Kasagi. Proc. 5th Int Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS2005) [ C ]. Tokyo: The University of Tokyo, 2005: 25-28.
- [4] 徐进良, 胡建军, 曹海亮. 微燃烧透平发电系统的研制及性能测试 [ J ]. 中国机械工程, 2008, 19 (12): 1399-1405.
- [5] TSAI B J, WANG Y L. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine [ J ]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 216-223.

[ 6 ] CAO H L, XU J L. Thermal performance of a micro-combustor for micro-gas turbine system [ J ]. Energy conversion and management 2007 48( 5): 1569-1578

[ 7 ] PEKOS E S, ORR D J, JACOBSON S A, et al. Design and Analysis of microfabricated high speed gas journal bearings [ R ]. AIAA Paper 97-1966, 1997.

[ 8 ] 胡建军, 徐进良. 超微燃气透平非接触式轴封方案三维 CFD 数值分析 [ J ]. 动力工程, 2009 29( 2): 123-128

[ 9 ] YARASMI, SJOLANDER S A. Prediction of tip leakage losses in axial turbines [ J ]. ASME Journal of Turbomachinery 1992 114 204-210

[ 10 ] 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 [ J ]. ASME Journal of Turbomachinery 2001 123 314-323

[ 11 ] 王仲奇, 冯国泰, 王松涛, 等. 透平叶片中的二次流旋涡结构的研究 [ J ]. 工程热物理学报, 2002 23( 5): 553-556

[ 12 ] 谭智勇, 林 枫, 黄全军. 涡轮级叶栅三维湍流流动的数值模拟 [ J ]. 热能动力工程, 2005 20( 3): 324-326

[ 13 ] DAMBACH B, HODSON H P, HUNTSMAN J. An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine [ J ]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999 121 644-650

[ 14 ] 温 泉, 梁德旺. 微小型向心涡轮转子的流动特性分析 [ J ]. 内燃机学报, 2004 22( 3): 265-272

[ 15 ] FLUENT User sGuide [ S ]. Version 6.2. Fluent Inc., Lebanon NH, Centerra Resource Park 2005.

新技术、新工艺

## 核动力商船的历史及其展望

《Marine Engineers Review》2009年7-8月号对核动力商船应用情况作了简要的回顾,并对今后应用的前景作了展望。

第一艘核动力商船是在1959年下水的美国的 Savannah。该船于1961年12月建成,于1962年8月进行初次航行,长181 m,宽24 m,排水量为13 599 t。动力装置由一座74 MW Babcock& Wilcox的反应堆和2台 De Lava汽轮机组成,驱动一个螺旋桨,最大速度24节,正常使用航速21节,在一次装上32个燃料棒的情况下,续航力为300 000海里,载重量为8 500 t并能搭载60个旅客,船员124人。

与同样尺寸的常规动力商船比较, Savannah的载货量仅为它们的1/4~1/5而船员却是它们的3倍,并且旅客空间从未有效使用过,再加上额外的培训船员的费用等因素,该核动力货船是不经济的。

世界上第二艘核动力商船是德国的 Otto Hahn。它由一座38 MW反应堆驱动,于1970年投入航行一直到1979年,航行期间它访问了22个国家的33个港口。后来, Otto Hahn被改造成由常规的柴油机驱动并作为集装箱船营运。

第三和第四艘核动力商船是日本 Mutsu公司于1970年建造的,这些船也未达到预期的效果,并于1992年退出使用。

1988年投入航行的俄罗斯的破冰集装箱船 Sevmořpu是唯一取得成功的一艘由核动力驱动的商船。

在只更换了一次反应堆燃料棒的情况下, Sevmořpu已完成了302 000海里的航程。在同样的航程下,常规动力的破冰船却要使用超过100 000 燃油。此外,在安全地处理核废物的前提下,核动力商船对环境的影响是最小的。

展望未来,考虑到矿物燃料(燃油和天然气)的贮量和价格,并考虑到核动力技术的日益完善,核动力商船仍是一个最具有挑战并且也可能是未来最有前途的一个选项。

(吉桂明 摘译)

表面活性剂减阻溶液湍流传热结构研究进展 = Research Advances Concerning the Heat Transfer Turbulent Structure of Drag-reducing Surfactant Solutions [刊, 汉] / PANG Ming-jun, WEI Jin-jia (National Key Laboratory on Multi-Phase Flows in Power Engineering, Xian Jiaotong University, Xian, China, Post Code: 710049), LI Feng-chen (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 127 ~ 133

The drag-reducing surfactants feature a long service life and produce no degradations when compared with various polymer additives, and have been widely used in centralized district heating (cooling) systems. As the surfactants reduce the fluid turbulent friction drag, they will also deteriorate the heat transfer performance of the surfactant solution. To expand their applications in the heat transfer domain and understand the cause of the deterioration in heat transfer performance, some experimental study and theoretical analyses have been conducted of the turbulent heat transfer structures for the surfactant solutions. However, the foregoing is still at an exploratory stage and no final conclusion has been drawn. To facilitate further study, an analysis with a summarizing-up was performed of the recent research on turbulent heat transfer structures and of the achievements made both at home and abroad. Moreover, the problems existing in the current research were also analyzed with personal viewpoints being presented for future studies. Key words: surfactant, flow drag reduction, heat transfer structure, spt

超微涡轮动叶栅叶顶间隙对流场影响的数值模拟 = Numerical Simulation of the Influence of the Blade Tip Clearance on the Flow Field of an Ultramicro Turbine Rotating Cascade [刊, 汉] / HU Jian-jun, SUN Xi-shan (College of Architectural Engineering and Mechanics, Yanshan University, Qinhuangdao, China, Post Code: 066004), XU Jin-liang (Guangzhou Energy Source Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640), CAO Hai-liang (College of Chemical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 134 ~ 140

Through a numerical solution of the Reynolds number time-averaged 3-D steady viscous N-S equation and in conjunction with a RNG  $k-\epsilon$  turbulent flow model and a non-equilibrium wall surface function, numerically simulated was the flow state in the rotating cascade of an ultramicro radial turbine. As a result, the influence of the rotating cascade blade tip clearance with an extremely low aspect ratio on the parameter distribution and aerodynamic losses of the flow field was revealed, providing a theoretical basis for the design and improvement of ultramicro turbines. The simulation results show that the magnitude of the blade tip clearance exercises a major influence on the distribution of Mach number inside the flow passages. Among others, the mixing and dilution of the leakage vortex with main streams caused by the jet flow from the blade tip clearance constitutes the major cause for a decrease in Mach number of the main stream. The existence of the blade tip clearance makes the total pressure loss coefficients homogeneous, i.e., the total pressure losses in both the wall-neighbor region and main stream zone are relatively high. The pad on the rotating cascade along the blade span direction assumes a uniform distribution, and the pad in the chord direction is mainly undertaken by the arc segment close to the trailing edge. During the simulation, a three-dimensional wake vortex was identified through an analysis. This is mainly caused by an excessively thick trailing edge of the rotating cascade, making it necessary to improve the blade profile. Key words: ultramicro turbine, blade tip clearance, rotating cascade, aspect ratio, numerical simulation

边界元法在气冷涡轮叶栅气热耦合计算中的应用 = Application of Boundary Element Method in the Gas-thermal Coupled Calculation of an Air-cooled Turbine Cascade [刊, 汉] / WANG Zhen-feng, HUANG Hong-yun, TANG Hong-fei, HAN Wan-jin (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology