

# 全冠与部分冠轴流涡轮流动的数值模拟

毛 宁<sup>1</sup>, 张冬阳<sup>1</sup>, 王 雷<sup>2</sup>, 何 平<sup>1</sup>

(1 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190; 2. 中航工业沈阳发动机设计研究所, 辽宁 沈阳 110015)

**摘 要:** 采用数值模拟方法对某 1.5 级轴流带冠涡轮的流场进行了研究, 分析了全冠、部分冠以及改进的部分冠密封的流场及总体参数。研究结果表明, 相对于全冠密封, 未改进的部分冠密封降低了涡轮的效率, 而改进的部分冠使效率提高到与全冠基本相等。由于叶冠容腔泄漏流周向速度与主流速度不同, 导致 90% 以上叶展出口气流角小于主流的出口气流角, 与未改部分冠相比, 改进的部分冠减小了这种气流角差别和掺混损失。未改部分冠前部存在压力面向吸力面的横向流动, 这种流动造成很大的损失, 而改进的部分冠密封减弱了这种横向流动。

**关 键 词:** 涡轮; 叶冠; 部分冠; 泄漏流动

中图分类号: TK472 文献标识码: A

## 引 言

现代涡轮将转子叶片设计成顶部带冠结构, 同时在叶冠上添加篦齿以减少轴向的泄漏流, 进而减少损失。这种密封结构的引入提高了涡轮效率, 同时也使得流动更为复杂。为了了解其流动机理, 很多学者就这一问题进行了研究。1976 年 Denton 和 Johnson 等人采用实验的方法对叶冠容腔流和涡轮主流道的耦合流场进行了研究, 探索了叶冠泄漏流和主流的混合特点<sup>[1]</sup>。Denton 等人曾指出叶冠容腔内的泄漏流动是造成带冠涡轮气动损失的主要因素<sup>[2]</sup>。Rosic 等人对于高压蒸汽带冠涡轮内的叶冠容腔流的研究表明泄漏流的做功损失和泄漏流与主流的掺混损失占到容腔流损失的主要部分<sup>[3]</sup>。瑞士联邦工学院的 Porreca 对两级轴流涡轮动叶的某部分冠进行了实验研究和数值模拟<sup>[4]</sup>, 研究发现部分冠的叶顶泄漏流可以减弱二次流的强度。李伟等人对全冠密封和简单的部分冠密封进行了数值计算<sup>[5]</sup>, 发现全冠相对于部分冠损失更小。普惠公司的 Rene Paquet 等人于 2006 年提出了一种新的部分

冠结构<sup>[6]</sup>, 在该结构中对叶冠前后伸出段进行了削减, 但是保留了动叶前缘和尾缘顶部的伸出段。R. Seleski 对这种部分冠结构进行了应力分析<sup>[7]</sup>, 结果显示该部分冠的应力相比原始的全冠结构最大降低 7% 左右, 这说明该部分冠具有很大的优势。在上述部分冠结构的启发下, 本研究对某燃气涡轮的第一级动叶叶冠容腔几何结构进行改进, 并采用数值模拟方法对全冠、部分冠和改进的部分冠进行了研究。

## 1 研究模型

本研究对象是某燃气涡轮的第一级动、静叶和第二级静叶, 该 1.5 级涡轮的气动参数如表 1 所示。该涡轮叶冠齿顶热态间隙距离是 0.6 mm, 间隙距离为动叶高度的 1.5%。对该涡轮的 3 排叶片主通道以及叶冠容腔进行了耦合计算, 3 排叶片的耦合计算有利于对动静交界面以及静动交界面近机匣处的流场进行研究, 有效地分析叶冠容腔对主流的影响。图 1 给出了该带冠涡轮的计算域。

表 1 某 1.5 级涡轮的气动和结构参数  
Tab. 1 Aerodynamic and structural parameters  
of a 1.5-stage turbine

	参数
压比	2.26
转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	24 470
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	4.56
动叶雷诺数	$2 \times 10^5$
叶片数	28/55/36

主要对全冠结构( FS )、部分冠结构( PS )和改进的部分冠( Modified PS 或 MPS )进行了数值模拟, 3 种结构如图 2 所示。其中, 改进型部分冠采用适应

收稿日期: 2010-08-24; 修订日期: 2010-11-23

基金项目: 中航工业集团航空发动机预研项目基金资助( 20103470)

作者简介: 毛 宁( 1986- ) 男, 山东泰安人, 中国科学院工程热物理研究所硕士研究生。

性设计,动叶前缘是原始的叶冠前部伸出段,而流道中间部分被曲线裁剪掉。图中的A1、A2、A3、C1、C2是观察流场的剖面位置。

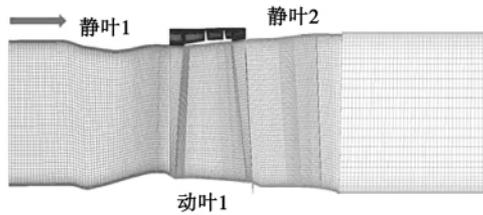


图1 某1.5级涡轮的计算域

Fig. 1 Calculation domain of a 1.5-stage turbine

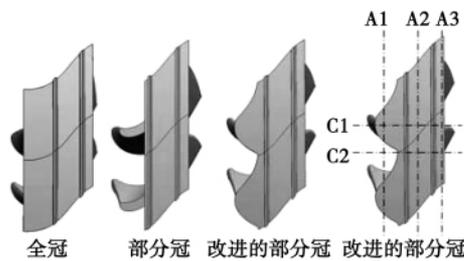


图2 不同叶冠结构俯视图

Fig. 2 Plan view of the structures of different shrouds

表2给出了3种冠的质量,两种部分冠结构都有效的减轻了叶冠质量。模型的叶冠材料采用高温合金钢K403,密度是 $8\ 100\text{ kg/m}^3$ 。采用部分冠后叶冠质量分别减轻了26%和10%,从而有利于减小叶冠在高速旋转中产生的应力。

表2 3种叶冠的质量

Tab.2 Masses of three types of shroud

	全冠	部分冠	改进的部分冠
质量/kg	$1.74 \times 10^{-3}$	$1.29 \times 10^{-3}$	$1.57 \times 10^{-3}$

## 2 数值计算方法

采用CFX求解,湍流模型选择剪切应力输运(SST)模型。采用ICEM生成六面体结构化网格,并划分为多块结构以适应流道的形状,动静叶的流道采用H型网格,叶片近壁面采用O型网格。壁面第一层网格的高度设为 $2 \times 10^{-6}\text{ m}$ , $y^+ < 2$ 。动叶区域的网格分为叶冠容腔和动叶主流道两部分进行分别划分,两部分的网格在CFX-Pre中以交界面(interface)的形式组合在一起。第一级静叶是82万网格,第一级动叶全冠结构是120万网格,部分冠结构

是150万网格,其中主通道100万,叶冠容腔50万,齿顶间隙沿展向划分为39个网格点,第二级静叶74万网格。网格的最小正交角度为 $27^\circ$ ,最大长宽比为200,最大体积变化率为11.7。

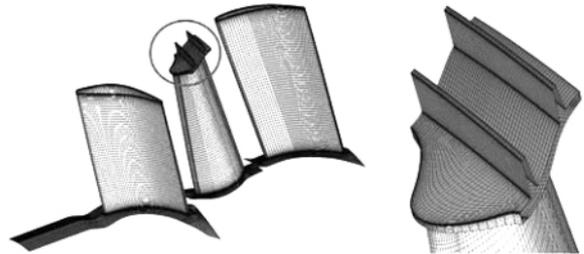


图3 计算网格

Fig. 3 Calculation grid

计算边界条件为进口总压494 kPa,总温1 025 K,出口静压180 kPa,机匣和轮毂为固壁,壁面采用无滑移绝热壁面,计算工质采用实际气体,计算的残差收敛到 $10^{-4}$ 。

为了验证所用的CFD程序和SST湍流模型的准确性,对某涡轮环形叶栅和某航空发动机直通型篦齿密封的流场进行了计算<sup>[8~10]</sup>,并与实验结果进行了对比,具体的几何数据和实验数据见参考文献。图4为该环形叶栅不同叶展位置轮毂(6.7%叶展)、50%叶展和机匣(93.9%叶展)的压力面和吸力面静压的数值计算结果与实验结果对比,可以看出在压力面的各截面位置,数值计算结果和实验结果符合的非常好;在吸力面的各截面位置,数值计算结果与实验结果趋势一致,数值存在细微差别,但基本相同。图5所示为篦齿盘齿间压力实验与数值计算对比,可以看出篦齿后半部分的数值计算和实验结果符合的非常好;在前半部分,数值计算结果和实验结果存在一定的误差,但是误差基本控制在5%以内。因此,应用CFD程序和湍流模型可以计算1.5级带冠燃气涡轮。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 总体气动参数和总压分析

表3是全冠、部分冠和改进的部分冠的等熵效率和叶冠容腔泄漏流流量。从表中可以看出,将全冠改为部分冠后,其叶冠泄漏量基本保持不变,但是部分冠的效率相对于全冠降低了1%,而改进的部分冠提高了部分冠的性能,使涡轮效率提高到与全冠结构基本一致。

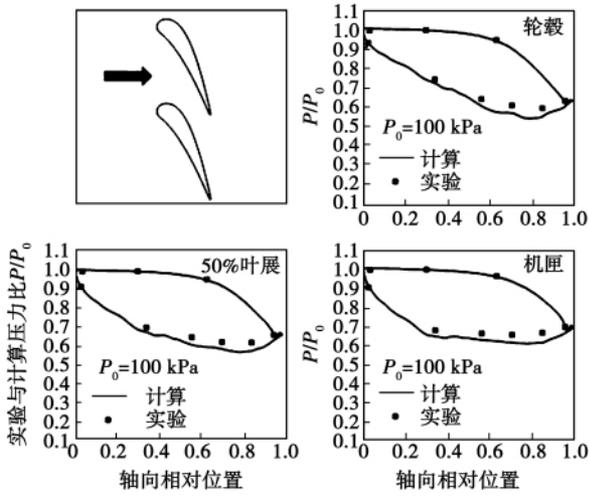


图 4 环形叶栅不同叶展的压力面和吸力面相对静压的实验与数值计算对比

Fig. 4 Comparison of the hydrostatic pressure test results of the pressure surface and suction one of an annular cascade at different blade spans with the numerical calculation results

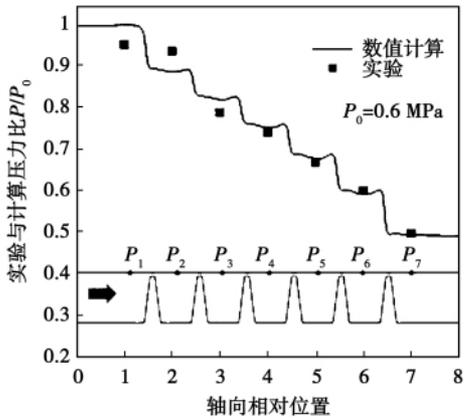


图 5 篦齿盘齿间相对静压的实验与数值计算对比  
Fig. 5 Comparison of the pressure test results with the numerical calculation results between a comb tooth and a disk tooth

表 3 涡轮等熵效率和叶冠容腔泄漏量

Tab. 3 Isentropic efficiency and leakage flow rate of a blade shroud cavity of a turbine

	全冠	部分冠	改进的部分冠
泄漏量/kg	0.147	0.146	0.148
等熵效率/%	83.2	82.2	83.1

图 6 是叶冠表面的静压分布,可以看出全冠第一齿后的压力要远小于齿前的压力,并且分布均匀,

与齿前的明显的高压区形成对比。部分冠由于动叶前缘没有叶冠伸出段,主流区域的流体直接进入叶冠容腔,形成了很强的冲击,并在两个齿的中间部分形成了不均匀的高压区域;而改进的部分冠由于主流对叶冠容腔冲击压力的减轻,两齿中部的静压分布相对于部分冠更加均匀。

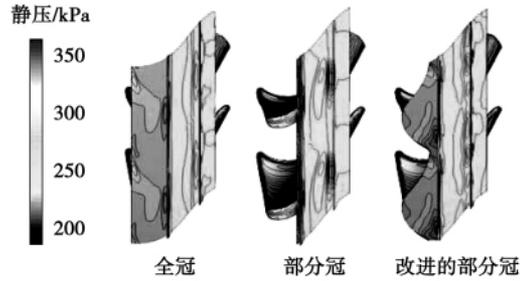
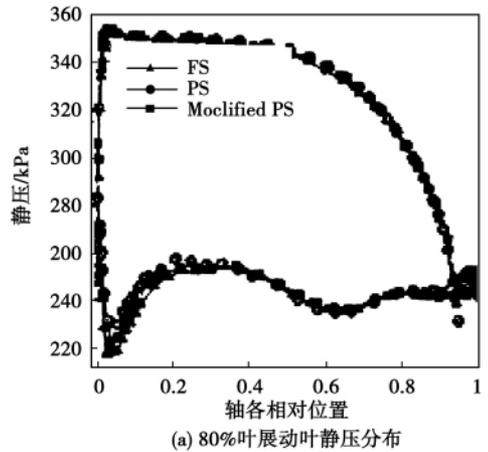
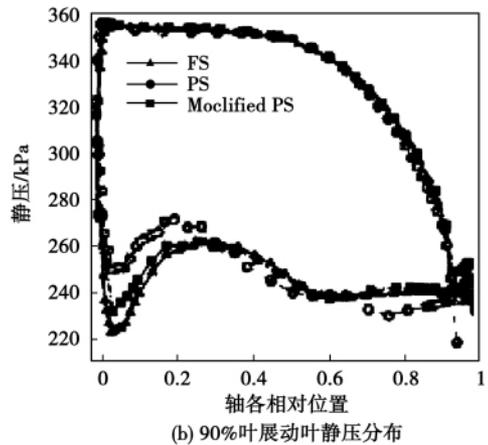


图 6 叶冠表面静压

Fig. 6 Hydrostatic pressure on the surface of a blade shroud



(a) 80%叶展动叶静压分布



(b) 90%叶展动叶静压分布

图 7 动叶表面静压

Fig. 7 Hydrostatic pressure on the surface of a rotating blade

图 7 为动叶压力面和吸力面静压沿轴向的分布,图 7(a) 为 80% 叶展位置的动叶吸力面和压力面的静压分布,图 7(b) 为 90% 叶展位置的动叶吸力面和压力面的静压分布。由于部分冠存在由压力面向吸力面的横向窜流,在图 7(b) 前缘位置部分冠的吸力面静压大于全冠,最大处约为 20 kPa。改进的部分冠吸力面静压相对于部分冠更接近全冠,说明改进后使得部分冠的载荷增大,做功能力提高。

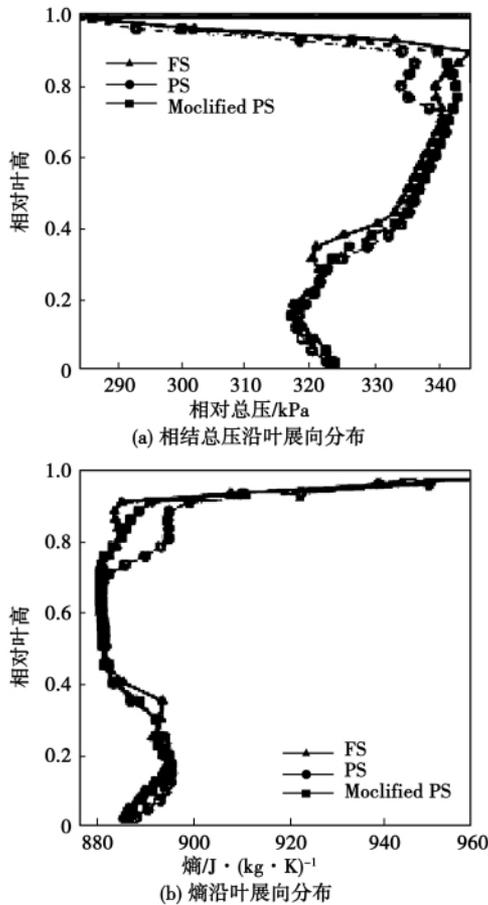


图 8 动叶出口相对总压和熵

Fig. 8 Relative total pressure and entropy at the outlet of a rotating blade

图 8 为动叶出口的相对总压和熵沿展向的分布。从图中可见在 80% 到 90% 叶展位置部分冠的相对总压低于全冠的相对总压,而熵高于全冠,表明部分冠在该区域的做功损失大于全冠。对部分冠进行改进后,相对总压得到了提高,熵降低到接近全冠的大小。图 9 是相对总压在动叶出口截面的分布云图,从图中可见部分冠使得 80% 叶展处的总压损失区域增大;而通过改进,该总压损失区域减小,说明改进的部分冠对于损失有一定的抑制作用,使损失大小降低到全冠的水平。

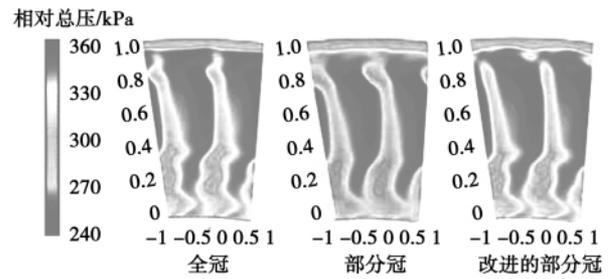


图 9 动叶出口相对总压

Fig. 9 Relative total pressure at the outlet of a rotating blade

### 3.2 3 种叶冠结构内部流动分析

图 10 是垂直于周向的 C1、C2 截面流线投影图,可以看出 C2 位置叶冠容腔进口处的流线方向是流向主流方向。部分冠的流线垂直于主流方向,对主流有很大的冲击和掺混损失;而改进的部分冠的流线方向与主流方向的夹角减小,对主流的冲击减小,掺混损失减小。C1 位置叶冠容腔入口处流线则指向容腔内。

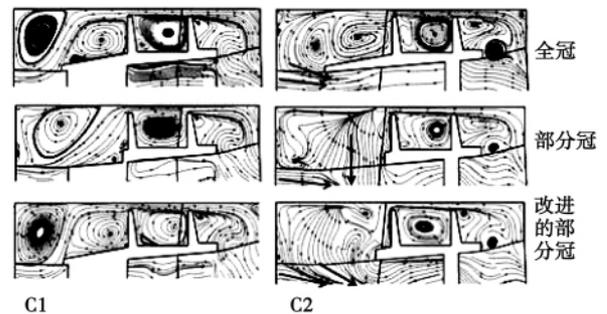


图 10 C1、C2 截面的流线投影

Fig. 10 Projection of the streamlines of the C1 and C2 section

图 11(a) 是周向平均的动叶出口相对气流角沿展向的分布,图 11(b) 是图 11(a) 所标注区域。图 12 是叶栅内流动的速度示意图,其中  $V_m$  是主流速度,  $V_L$  是泄漏流速度,  $V_S$  是近机匣区域的流动速度。从图 11(a) 可以看出 90% 叶展以上区域的气流角小于主流的气流角,而该区域是泄漏流区域,这说明泄漏流混入主流会减小动叶出口气流角。图 11(b) 可以看出部分冠动叶出口近机匣气流角小于全冠结构的出口气流角,而对部分冠改进后,出口气流角增大,比全冠结构略大。这说明改进的部分冠使得叶冠容腔泄漏流与主流的出口气流角差别减小,从而减弱了掺混损失,使出口的总压损失得以减小。

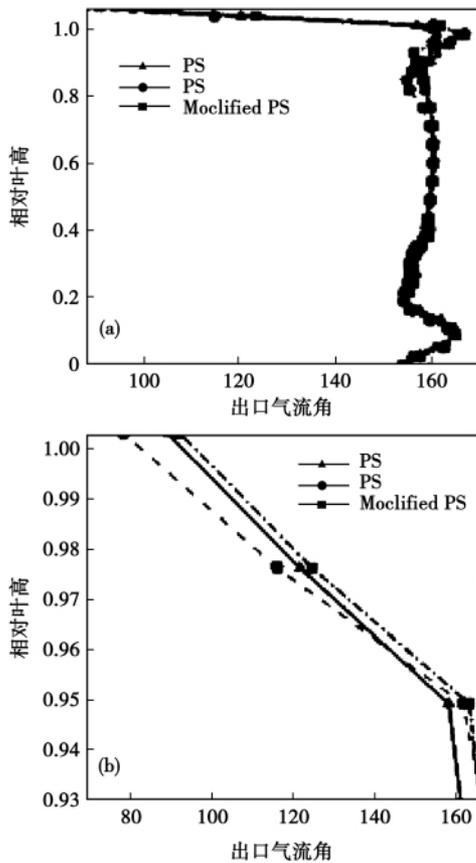


图 11 动叶出口相对气流角沿展向分布

Fig. 11 Distribution of the relative gas flow angle at the outlet of a rotating blade along the span direction

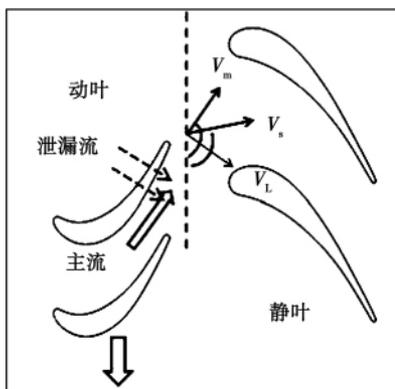


图 12 速度示意图

Fig. 12 Schematic drawing of velocities

图 13 是垂直于周向的 C1、C2 截面的径向速度分布云图。如图所示,部分冠在 C1 位置向叶冠内的射流强度大于全冠密封,改进部分冠后射流强度减弱。部分冠的出口泄漏流的径向速度为负的区域较大,对主流的侵入很深,影响更大,改进后负区域减小。C2 位置部分冠的叶冠容腔进口为负的径向

速度区域要大于全冠的相应区域,可以看出横向泄漏流强度很大;改进的部分冠由于叶冠前的伸出段而减弱了横向泄漏流,图中所示为负的径向速度区域减小。

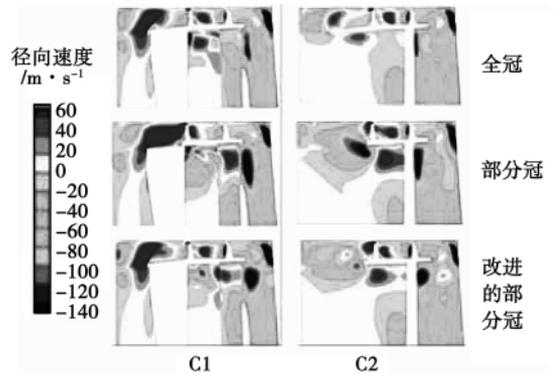


图 13 径向速度分布

Fig. 13 Distribution of radial velocities

综合图 10 和图 13 可以看出,3 种叶冠容腔进口位置均存在两种方向相反的径向流动,一个在前缘位置,从主流流向叶冠容腔;另一个在流道中部位置,由叶冠容腔流向主流。这种现象是由于周向压力场的不均匀性造成的,部分冠由于周向压力场的不均匀性最强,所以部分冠的径向流动强度最大,对主流的影响也最大,造成了很大的径向流动和主流的掺混损失;而改进的部分冠减弱了径向流动的强度,从而减少了掺混损失。

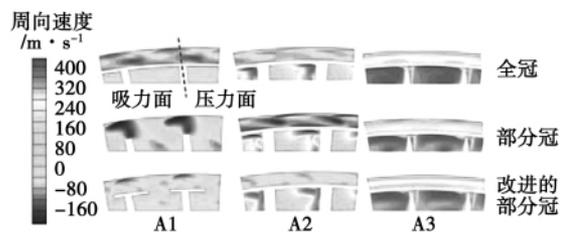


图 14 周向速度分布

Fig. 14 Distribution of circumferential velocities

图 14 是垂直于轴向的不同截面的周向速度分布云图,部分冠由于前缘顶部没有叶冠前部伸出段而形成了很强的横向流动,改进后周向速度降低,横向流动有所减弱。全冠结构在叶冠顶也有一定的横向流动,方向是动叶旋转的方向,而改进的部分冠的横向流动比全冠还要弱。在两齿的空腔部分(A2),沿旋转方向的横向流动减弱,但是部分冠的强度仍然要高于全冠和改进型。在叶冠容腔出口部分(A3),部分冠容腔的周向速度与主流的周向速度的

差别相对于全冠要大一些,改进型部分冠与全冠基本相同。

图 15 是垂直于轴向不同位置截面的径向速度分布云图,从 A1 截面可以看出部分冠的压力面的径向速度很大,有很强的向机匣的流动,而在吸力面部分,径向速度为负,向轮毂方向流动,这也表明该处有横向泄漏流动,改进型部分冠在压力面的径向速度减小,流动区域也减小,吸力面的径向流动区域也减小,说明改进后极大的减弱了横向流动。

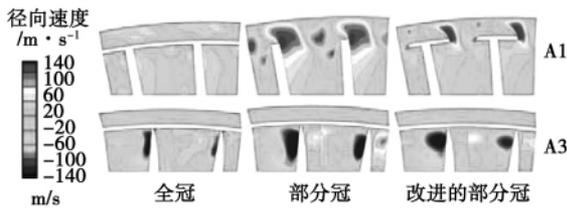


图 15 径向速度分布

Fig. 15 Distribution of radial velocities

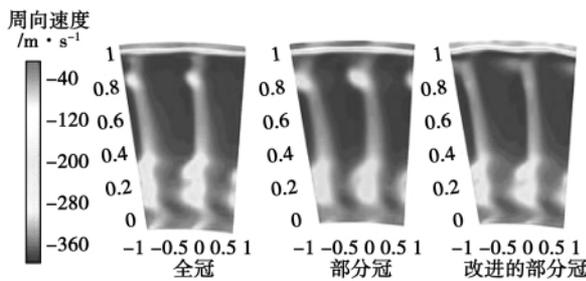


图 16 动叶出口相对周向速度

Fig. 16 Relative circumferential velocity at the outlet of a rotating blade

图 16 是相对周向速度在动叶出口的分布,可明显看到在叶根区域和 80% 叶展附近的叶顶区存在的通道涡。三种不同叶冠不仅影响叶冠内的气流周向速度,而且明显影响叶顶通道涡。相比于全冠叶栅,部分冠叶栅总体上增强了叶顶通道涡,而改进部分冠不仅缩小了叶冠内气流与主流的周向速度差距,而且流过叶冠容腔的气流与主流的作用明显削弱了叶顶通道涡,展示了改进部分冠的良好应用潜力。

### 4 结 论

通过对某 1.5 级带冠涡轮的数值模拟,得到以下结论:

(1) 改进的部分冠减小了 10% 的叶冠的质量,

而且与全冠密封相比,气动性能没有降低,涡轮等焓效率与全冠基本相等。

(2) 在动叶出口 80% ~ 90% 叶展位置,相对于原始的部分冠密封,改进的部分冠提高了动叶出口相对总压,减小了与全冠密封的相对总压差,减弱了由部分冠所产生的总压损失。

(3) 在 90% 叶展以上区域,与原始部分冠密封相比,改进的部分冠使得动叶出口气流角增大,该区域的出口气流流向更接近主流区域的流向,从而减小了该区域泄漏流与主流的掺混损失。

(4) 3 种叶冠容腔进口位置均存在两种方向相反的径向运动,一个在前缘位置,从主流流向叶冠容腔;另一个在流道中部位置,由叶冠容腔流向主流。这种现象是由于周向压力场的不均匀性造成的。改进的部分冠由于减弱了这种径向流动的强度,从而减少了掺混损失,提高了涡轮效率。

### 参考文献:

[1] Denton J D, Johnson C G. An experimental study of the tip leakage flow around shrouded turbine blades [R]. CEGB Report No. R/M/N848, 1976.

[2] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 621 - 656.

[3] Rosic B, Denton J D. Control of shroud leakage loss by reducing circumferential mixing [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2008, 130: 1 - 7.

[4] Porreca L, Behr T, Schlienger J. Fluid dynamics and performance of partially and fully shrouded axial turbines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 123: 668 - 678.

[5] 李 伟, 乔渭阳, 许开富. 涡轮叶尖迷宫式密封对泄漏流影响的数值模拟 [J]. 推进技术, 2009, 30(1): 88 - 94.  
LI Wei, QIAO Wei-yang, XU Kai-fu. Numerical simulation of the influence of the blade tip labyrinth seal of a turbine on the leakage flow field [J]. Propulsion Technique, 2009, 30(1): 88 - 94.

[6] Paquet R. Shrouded turbine blades with locally increased contact faces [P]. United States: US 7001152B2, 2006 - 2 - 21.

[7] Seleski R. Gas turbine efficiency improvements through shroud modifications [R]. Jupiter, Florida: Power Systems Mfg. LLC.

[8] Goldman L J, Seasholtz R G. Laser anemometer measurements and computations in an annular cascade of high turning core turbine vanes [R]. NASA TP-3252, Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, 1992.

[9] Goldman L J, McLellan K L. Cold-air annular-cascade investigation of aerodynamic performance of core-engine -cooled turbine vanes [R]. NASA TM X-3224, Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, 1975.

[10] 纪国剑, 吉洪湖. 直通篦齿封严结构压损规律和临界特性的研究 [J]. 航空动力学报, 2009, 23(3): 415 - 420.  
JI Guo-jian, JI Hong-hu. Study of the law governing the pressure loss of a once-through comb tooth seal structure and its critical characteristics [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 23(3): 415 - 420.

微细通道 CO<sub>2</sub> 流动沸腾换热临界热流密度研究 = **Study of the Critical Heat Flux Density of Boiling Heat Exchange During the Flow of CO<sub>2</sub> in Microchannels** [刊 汉] ZHANG Liang, LIU Jian-hua, AN Shou-qi ( College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), JIN Chao ( Luoqing Oxygen Preparation Sub-factory, Baoshan Iron and Steel Corporation, Shanghai, China, Post Code: 200949) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012 27( 1) . -1 ~ 6

The critical heat flux ( CHF) density during the flow of CO<sub>2</sub> in microchannels in the process of boiling heat exchange has an important influence on the heat exchange coefficient. On the basis of the test data in the literatures currently published in domestics, the authors have conducted an analysis of the influence of the mass flow rate, saturated temperature and tube diameter etc. on the critical heat flux density and performed an error analysis between the data obtained by using the theoretical model and the test ones. It has been found that the Bowring prediction correlation formula has a relatively high precision in predicting the inner critical heat flux density of tubes with a diameter of less than 3 mm. Within an error range of 30%, the prediction precision can reach 70%. However, Wojtan prediction correlation formula has a relatively small mean absolute error. The direction of the future study in the boiling heat exchange by CO<sub>2</sub> flowing inside microchannels has been put forward by the authors. **Key words:** microchannel, critical heat flux density, flow-based boiling heat exchange, carbon dioxide

全冠与部分冠轴流涡轮流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Flow in a Fully-and-partially-shrouded Axial Flow Turbine** [刊 汉] MAO Ning, ZHANG Dong-yang, HE Ping ( Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), WANG Lei ( Shenyang Engine Design Research Institute, China Aviation Industry Corporation, Shenyang, China, Post Code: 110015) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012 27( 1) . -7 ~ 12

By using a numerical simulation method, studied was the flow field in a 1.5-stage axial flow shrouded turbine with the flow field sealed by using a full-shroud, partial-shroud and improved partial-shroud and its overall parameters being analyzed. The calculation results show that relative to the fully-shrouded seal, the partially-shrouded seal not yet improved may lower the efficiency of a turbine while the improved partial shroud can enhance such an efficiency to one basically identical to that of the full shroud. A difference in the circumferential velocity of the leakage flow in the blade shroud cavity and the main stream will lead to a smaller gas flow angle at the outlet than the main stream one in more than 90% span of the blade. Compared with the partial shroud not yet improved, the improved partial shroud can reduce such a difference in the gas flow angle and the mixing and dilution losses. There exists a transversal flow from the pressure surface to the suction one in the front of the partial shroud, which can result in a very big loss. The seal by using the improved partial shroud, however, can weaken such a transversal flow. **Key words:** turbine, blade shroud, partial shroud, leakage flow