

1-4-2019

## Optimization of Tip Clearance Patterns of Variable-pitch Axial Flow Fan

Xuemin Ye

*Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Education Ministry (North China Electric Power University), Baoding 071003, China;*

Jianguang Cui

*Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Education Ministry (North China Electric Power University), Baoding 071003, China;*

Chunxi Li

*Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Education Ministry (North China Electric Power University), Baoding 071003, China;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the [Artificial Intelligence and Robotics Commons](#), [Computer Engineering Commons](#), [Numerical Analysis and Scientific Computing Commons](#), [Operations Research](#), [Systems Engineering and Industrial Engineering Commons](#), and the [Systems Science Commons](#)

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

## Optimization of Tip Clearance Patterns of Variable-pitch Axial Flow Fan

### Abstract

**Abstract:** The performance of the axial fan can be improved by optimization of blade tip pattern effectively. *For a variable pitch axial flow fan of OB-84 type, the performance of the fan with uniform tip clearance and non-uniform tip clearance are simulated by using Fluent. The impacts of tip patterns on leakage flow field and loss distribution in the tip clearance are examined. The results reveal that when average tip clearance keeps constant, the total pressure rise and efficiency of the fan with convergent tip clearance patterns are higher than those of uniform tip clearance, and the domain of higher efficiency is expanded. With the increase of convergent level, the improvement of performance tends to be appreciable. Convergent tip clearance changes the distribution of vorticity field, resulting in the reduction of leakage losses of blade tip and the promotion of work capability in the middle and upper part of blade. When the divergent tip clearance patterns are employed, the work capability of blade is declined, leading to slightly decreased fan performance compared to the uniform blade tip. The convergent tip clearance pattern is considered as a preferred mean to improve fan performance in practical applications.*

### Keywords

axial flow fan, tip clearance patterns, aerodynamic performance, leakage flow, internal dynamics

### Recommended Citation

Ye Xuemin, Cui Jianguang, Li Chunxi. Optimization of Tip Clearance Patterns of Variable-pitch Axial Flow Fan[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(10): 3939-3948.

# 动叶可调轴流风机叶顶间隙形态的优化研究

叶学民, 崔建光, 李春曦

(电站设备状态监测与控制教育部重点实验室(华北电力大学), 河北 保定 071003)

**摘要:** 优化叶顶间隙形态可有效改善轴流风机的性能。以 OB-84 型动叶可调轴流风机为对象, 采用 Fluent 模拟了均匀间隙及非均匀间隙下的风机性能, 探讨了不同间隙形态对间隙内泄漏流场及损失分布的影响。研究表明: 在平均叶顶间隙不变的前提下, 采用渐缩型间隙的风机全压与效率均高于均匀间隙, 高效区范围扩大, 且渐缩程度越大, 性能提升越显著; 渐缩型间隙改变了间隙内涡量场的分布, 叶顶泄漏损失减少, 叶片中上部做功能力增强。而采用渐扩型间隙后做功能力下降, 风机性能均低于均匀间隙。渐缩型叶顶间隙形态可作为一种提高风机性能的重要手段加以实施。

**关键词:** 轴流风机; 叶顶间隙形态; 气动性能; 泄漏流; 内流特征

中图分类号: TH4; O 355

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2018) 10-3939-10

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201810041

## Optimization of Tip Clearance Patterns of Variable-pitch Axial Flow Fan

Ye Xuemin, Cui Jianguang, Li Chunxi

(Key Lab of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Education Ministry (North China Electric Power University),  
Baoding 071003, China)

**Abstract:** The performance of the axial fan can be improved by optimization of blade tip pattern effectively. For a variable pitch axial flow fan of OB-84 type, the performance of the fan with uniform tip clearance and non-uniform tip clearance are simulated by using Fluent. The impacts of tip patterns on leakage flow field and loss distribution in the tip clearance are examined. The results reveal that when average tip clearance keeps constant, the total pressure rise and efficiency of the fan with convergent tip clearance patterns are higher than those of uniform tip clearance, and the domain of higher efficiency is expanded. With the increase of convergent level, the improvement of performance tends to be appreciable. Convergent tip clearance changes the distribution of vorticity field, resulting in the reduction of leakage losses of blade tip and the promotion of work capability in the middle and upper part of blade. When the divergent tip clearance patterns are employed, the work capability of blade is declined, leading to slightly decreased fan performance compared to the uniform blade tip. The convergent tip clearance pattern is considered as a preferred mean to improve fan performance in practical applications.

**Keywords:** axial flow fan; tip clearance patterns; aerodynamic performance; leakage flow; internal dynamics

## 引言

在叶轮机械中, 为防止旋转叶片与静止机匣间



收稿日期: 2016-08-19 修回日期: 2016-10-09;  
作者简介: 叶学民(1973-), 男, 河北邢台, 博士, 教授, 研究方向为流体机械、流体动力学理论及应用; 崔建光(1991-), 男, 河北承德, 硕士生, 研究方向为流体机械。

发生碰摩, 叶片顶部与机匣间须留有一定间隙。由于叶顶间隙的存在, 不可避免地会产生叶顶泄漏流动, 该泄漏流与主流相互作用形成的泄漏涡将影响整个叶轮机械的内部流场和气动性能, 特别是对效率、噪声和稳定工作范围等有明显影响<sup>[1-3]</sup>。因此, 全面分析叶顶泄漏流动、并通过改变叶顶间隙形态进而改善叶轮机械的气动性能具有重要的现实意义

<http://www.china-simulation.com>

• 3939 •

义和工程参考价值。

目前,通过实验和数值模拟方法对叶顶间隙已进行一系列研究,并主要集中于叶顶与机匣两方面。对于叶顶方面,Young等<sup>[4]</sup>用试验方法研究了单、双侧凹槽及叶顶倒角等多种形态的叶顶对涡轮性能的影响。在此基础上,叶学民等<sup>[5]</sup>针对轴流风机模拟了叶顶开槽长度、型式及开槽部位等因素对风机性能的影响,指出叶顶双凹槽结构具有最优气动性能,风机在设计流量下效率提高1.05个百分点。Kügeler等<sup>[6]</sup>通过对多级压气机模拟发现,叶根倒角也可减小角区失速、提高工作范围。成锋娜等<sup>[7]</sup>对带有突肩叶顶间隙的GE-E<sup>3</sup>涡轮的研究表明,压力侧和吸力侧尾缘开槽均会轻微增加叶顶表面传热系数,但吸力侧尾缘开槽可减小间隙泄漏损失。Shavalikul和Camci<sup>[8]</sup>指出在叶顶压力面附近延伸合适的叶顶平台,可有效减少叶顶泄漏量和气动损失。韩少冰等<sup>[9]</sup>对3种不同长度和起始位置的吸力面小翼叶栅内流场的模拟表明,3种长度的小翼均不同程度上改善了叶栅顶部的流动状况,削弱了泄漏涡强度。周治华等<sup>[10]</sup>对某涡轴发动机高压涡轮的其中一级进行了三维流场计算,发现渐缩型间隙可有效控制间隙内的泄漏流速度,减小间隙内的堵塞,从而提高其总性能。

在机匣处理方面,Yang等<sup>[11]</sup>通过实验发现自循环机匣处理后压气机稳定流动范围明显提高,其原因为叶片负荷降低、低能流体吸附能力和周向气流畸变能力下降。刘建勇等<sup>[12]</sup>设计了分区数不同的非轴对称机匣处理,实验显示,合理结构的非轴对称机匣处理能使压气机稳定裕度扩大13%,峰值效率提高0.8%,"扩稳增效"的原因是处理槽对压气机叶顶流场产生了低频非定常作用信号。Wisler和Beacher<sup>[13]</sup>在低速压气机上测试了不同结构的斜沟槽型机匣处理,实验表明合适的结构形式可提高压气机效率1%~2%,而对失速裕度无不利影响。Hembera等<sup>[14]</sup>设计了4种不同结构尺寸的半圆形

轴向缝,模拟和实验研究表明,轴向缝处理技术不仅可获得扩稳效果,且在设计转速下效率和压比均有所提高。蔡涛等<sup>[15]</sup>研究了机匣壁面加环对某结构简单的轴流风机性能的影响,结果显示,加环后能够有效减弱叶顶间隙涡甚至抑制其产生,风机全压以及效率得到有效提升。Porreca等<sup>[16]</sup>研究了全冠、部分冠与加强部分冠对涡轮气动性能的影响,发现部分冠可减弱泄漏流和二次流的强度,部分冠与全冠结构相比效率提高0.6%。Satish Koyyalamudi和Nagpurwala<sup>[17]</sup>对离心压气机的导流片进行了机匣处理,结果表明,改进后的压气机峰值效率下降0.8%~1%,但失速裕度最大提高18%,阻塞流量提高9.5%。

上述关于叶顶间隙形态的研究主要集中于离心、轴流压气机和涡轮机等,而有关叶顶间隙形态对轴流风机,尤其是动叶可调轴流风机性能影响的研究相对较少。鉴于通过优化叶顶间隙形态可有效提升风机性能,为此,下文以OB-84型动叶可调轴流风机为对象,通过对均匀间隙和渐缩、渐扩型等6种非均匀间隙下的风机性能进行三维数值模拟,比较不同叶顶间隙形态下的内流特征、总压分布和叶轮做功能力,分析渐缩和渐扩型间隙对风机性能影响的内在机理。

## 1 计算模型

### 1.1 物理模型

以OB-84型带后置导叶的动叶可调轴流风机模型为对象,如图1所示。该风机由集流器、动叶、后置导叶和扩散筒组成。该风机动叶采用翼型结构,动叶片数为14,导叶片数为15;叶轮直径 $D$ 为1500 mm,叶顶间隙 $\delta$ 为4.5 mm;风机工作转速为1200 r/min,轮毂比0.6;设计工况点安装角 $32^\circ$ 、对应的设计流量和全压为 $37.14 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 和2348 Pa。

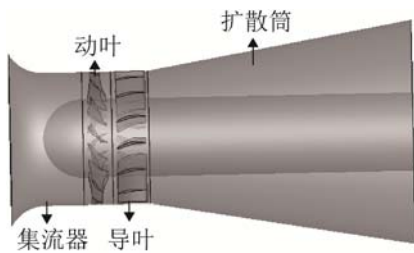


图 1 OB-84 型轴流式风机模型示意图  
Fig. 1 Diagram of axial flow fan of OB-84 type

图 2 为均匀和非均匀叶顶间隙结构示意图, 其中  $\delta_1$  和  $\delta_2$  分别为前缘和尾缘间隙, LE 和 TE 表示叶片前缘与尾缘。为保证与均匀间隙情形比较, 前缘至尾缘的间隙平均值均为 4.5 mm, 选取 6 种非均匀间隙进行分析, 现代的轴流风机相对径向间隙多为 0.8%~1.5%<sup>[18]</sup>, 而文中风机叶顶间隙改变后的最小相对径向间隙为 1%, 满足正常运转要求, 如表 1 所示。其中, 方案 1~3 为渐缩型, 方案 4~6 为渐扩型。

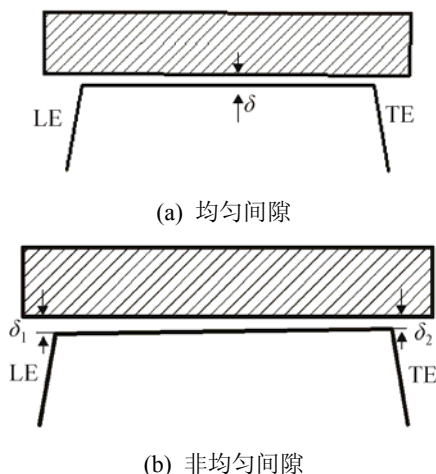


图 2 叶顶间隙形态示意图  
Fig. 2 Diagram of tip clearance patterns

表 1 叶顶间隙尺寸参数  
Tab. 1 Geometry parameters of tip clearance

方案	间隙尺寸 $\delta/\text{mm}$	
	前缘 $\delta_1$	尾缘 $\delta_2$
均匀间隙	4.5	4.5
渐缩型	方案 1	5.0
	方案 2	5.5
	方案 3	6.0
渐扩型	方案 4	4.0
	方案 5	3.5
	方案 6	3.0

### 1.2 数值计算方法与边界条件

控制方程组包括三维定常雷诺时均 N-S 方程和 Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型。Realizable  $k-\epsilon$  模型可有效解决旋转运动、强逆压梯度的边界层流动分离、二次流以及回流等问题<sup>[19]</sup>。计算采用 SEGREGATED 隐式方法, 壁面采用无滑移边界条件, 压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法; 与空间有关的对流项、扩散项和湍流粘性系数均采用二阶迎风格式离散; 忽略重力和壁面粗糙度的影响。

模拟区域包括从集流器到扩散筒的全部内流通道。以集流器进口截面和扩散筒出口截面作为整个计算域的进、出口; 进、出口边界条件分别为 velocity-inlet 和 outflow, 进口湍流动能和湍流耗散率均根据经验公式计算确定。旋转动叶和静止机匣之间的耦合采用多参考坐标系模型, 各区域交界面采用 interface, 参数在交界面上进行传递和耦合计算。当进出口间流量差小于  $10^{-3}$ , 其各方向上的速度及  $k, \epsilon$  等参数偏差均小于  $10^{-4}$  时, 则认为当前计算达到收敛。

### 1.3 网格划分

风机模型的建立及网格生成采用 Gambit 软件。鉴于叶片翼型结构及叶顶区三维流动的复杂性, 选用三角形网格优先对叶顶进行网格划分, 并利用尺寸函数进行加密, 以保证网格质量; 其他区域的网格划分以动叶区网格划分为参考, 采用结构化/非结构化混合网格。为保证计算精度和网格无关性, 选取网格数为 216 万、245 万、286 万和 337 万情形下对原风机性能进行了模拟, 结果显示, 随网格数增加, 全压及效率均逐渐接近样本值, 且网格数 337 万与 286 万的全压和效率偏差分别为 0.085% 和 0.024%, 综合模拟精度和网格数后确定所用总网格数为 286 万。其中, 动叶区为 198 万、集流器、导叶区和扩散筒网格数分别为 30 万、26 万和 32 万。风机网格图如图 3 所示。

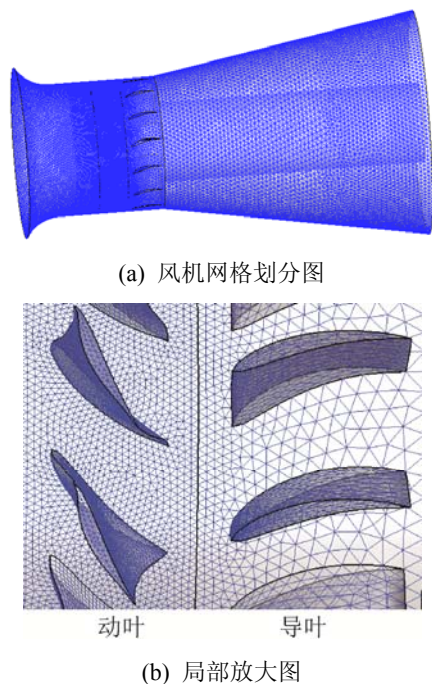


图3 风机网格图  
Fig. 3 Diagram of fan mesh

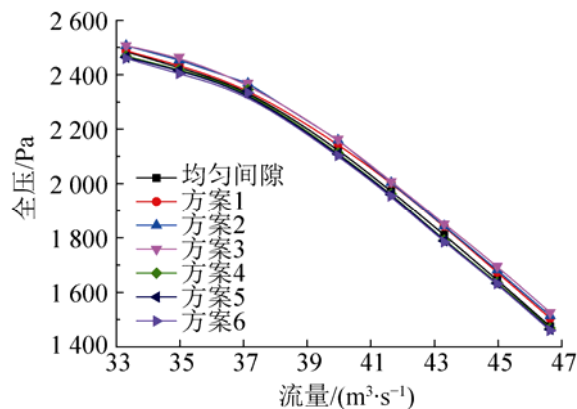
## 2 模拟结果与分析

### 2.1 风机性能曲线

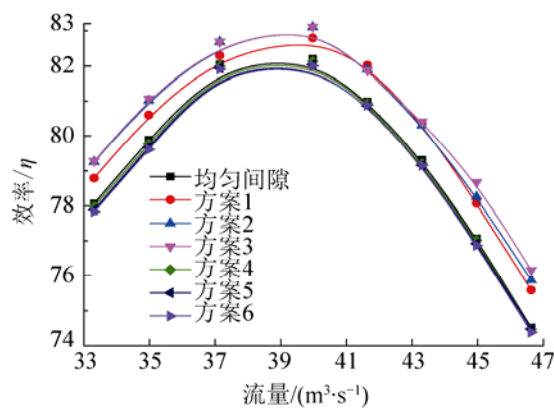
在模拟叶顶间隙形态改变之前,首先对原风机的模拟结果与文献[20]中该风机的性能进行对比,结果显示,在  $33.31\sim 46.63\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$  流量范围内,全压和效率的平均相对误差分别为 3.0%和 1.5%,表明模拟结果可反映该风机的实际性能。

均匀间隙及渐缩、渐扩型等 6 种非均匀间隙的全压及效率曲线如图 4(a)和 4(b)所示。该图表明,与均匀间隙相比,在平均叶顶间隙不变的前提下,采用渐缩型间隙方案 1~3 下的风机全压与效率均高于均匀间隙;前缘间隙越大、尾缘间隙越小性能提高越明显,但随间隙渐缩程度增大,风机性能提高幅度逐渐减小;设计流量下,采用方案 2 和方案 3 下的全压分别增加 20 Pa 和 22 Pa,效率分别提高 0.69%和 0.70%,小流量下增加更为明显,其中方案 2 和方案 3 效率分别提升 1.16%和 1.20%;同时,方案 1~3 对应的高效区( $\eta>81\%$ )变宽,且从全压趋势变化可知,喘振裕度增加,稳定工作范围得以提高。而采用渐扩型间隙方案 4~6 后的全压与效率均

低于均匀间隙,且随间隙渐扩程度增大,风机性能下降越多,其中方案 6 全压和效率分别下降 15 Pa 和 0.14%,模拟结果与文献[10]中所给结果的变化趋势一致。



(a) 全压性能曲线



(b) 效率性能曲线

图4 风机性能曲线

Fig. 4 Performance curves of the axial fan

上述分析表明,在通流面积相同的前提下,渐缩型间隙高效区变宽,对应流量范围扩大,风机稳定工作区提高,在设计流量及左侧效率提升明显,且该措施在实践中操作简单、易于实施。鉴于风机选型时通常参数裕量过大,导致轴流风机多运行在设计流量左侧,因此渐缩型间隙形态可作为一种提高风机性能的手段加以重视。为分析不同叶顶间隙形态下改变风机性能的内在机理,下文开展其内流特征和叶轮做功能力分析。

## 2.2 内流特征

叶顶间隙形态改变后, 必然引起叶顶及附近吸力面与压力面流场的分布。因叶顶间隙存在, 产生的泄漏流将与通道中的主流相互掺混, 在吸力面顶部拐角处形成泄漏涡<sup>[5]</sup>。对于渐缩型间隙, 与方案 3 相比, 方案 2 高效区范围几乎一致, 但叶顶间隙相对较大, 有利于防止动静部件间的碰摩; 而渐扩型间隙方案 6 风机性能下降最为明显, 易于分析其损失机理。为此, 以下针对均匀间隙、方案 2 和方案 6 等 3 种叶顶间隙形态进行分析。

### 2.2.1 叶片表面的涡量分布

涡量是描述旋涡运动的重要特征量, 其大小可反映旋涡强度。图 5 给出了叶顶和吸力面处的涡量分布。图 5(a)表明, 对于均匀间隙情形, 涡量分布从叶片前缘至尾缘呈减小趋势, 且来流能有效依附在吸力面上, 因而涡量相对较小。叶顶处由于主流与泄漏流的交互, 其涡量值远大于吸力面, 且涡量最大值处于吸力面拐角及附近叶顶处。对比图 5(a)可知, 图 5(b)中叶顶处的涡量强度明显增大, 这是因渐缩型间隙带来的叶片前缘泄漏流通面积增大, 引起泄漏流增多, 从而导致主流与泄漏流掺混程度增强, 涡量强度提高, 且叶顶间隙尺寸沿流向逐渐减小, 即叶顶越接近机壳, 致使产生的泄漏涡位置更靠近机壳, 对叶片中上部的不利影响减小。叶顶涡量值增加能有效阻碍泄漏流的通过<sup>[5]</sup>, 因而泄漏流与通道主流掺混产生的损失也随之减少, 且叶片前缘泄漏量的增加少于中部和尾缘泄漏量的减少, 总体上表现为泄漏量减弱, 由此风机性能得以提高, 这与文献[10]得出的前、后缘对总压损失系数影响一致。图 5(c)表明, 对于渐扩型间隙, 涡量强度在叶顶前部增加, 尾缘区域有所减少, 整体变化不大, 泄漏量稍有增加。

通过与图 5(a)比较发现, 图 5(b)与 5(c)中叶片吸力面前缘的中部涡量强度稍有增加, 沿弦长方向吸力面中后部几乎不变, 叶顶前缘点附近涡量强度急剧增大。这是由于叶片前缘点叶高改变, 引起叶

顶处的流动角发生变化所致, 而前缘点涡量强度的增大对吸力面叶顶附近来流起到一定阻碍作用, 也使主流与泄漏流掺混程度减轻。虽方案 6 的来流流速降低, 但由于叶顶尾缘附近涡量强度减小, 而对应的泄漏面积增大, 泄漏流量增加, 整体上风机效率有所降低。

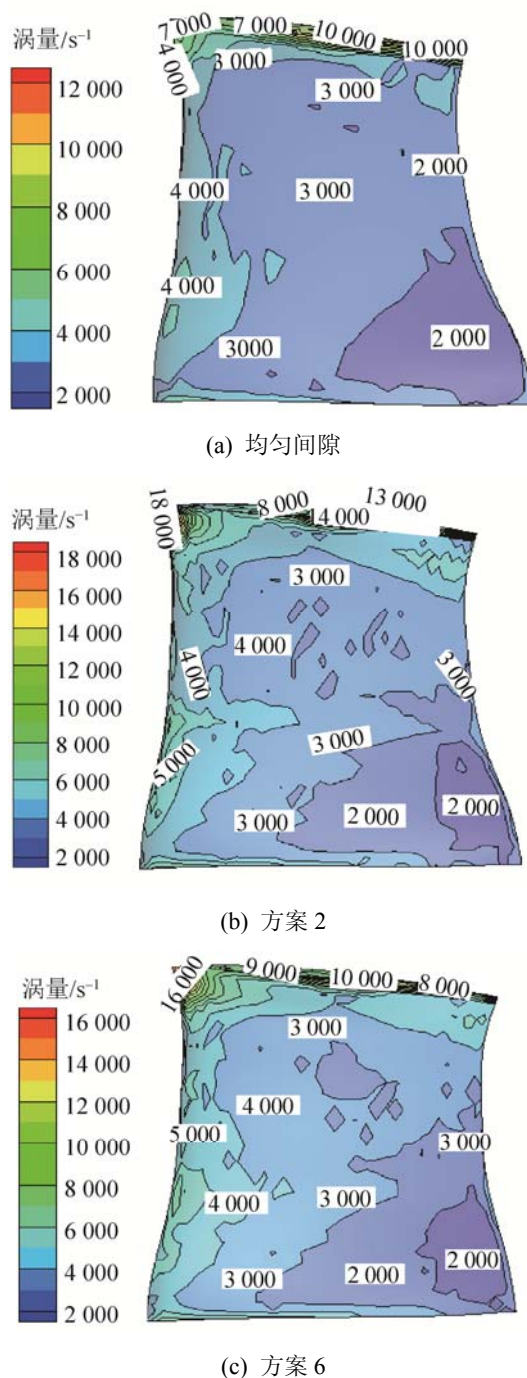


图 5 叶顶与吸力面处的涡量分布  
Fig. 5 Vorticity distribution of blade tip and suction surface

### 2.2.2 动叶区轴向分速度的径向分布

轴向分速度分布可反映动叶流道内的通流能力和流动分离的尾迹区特征,为此,图6给出了动叶出口处的轴向分速度的径向分布,以此分析来流通流能力。纵坐标  $R=(r-r_h)/H$  为相对叶高,其中  $r$  为轮毂到叶顶的任意半径,  $r_h$  和  $H$  分别为轮毂半径和叶高。

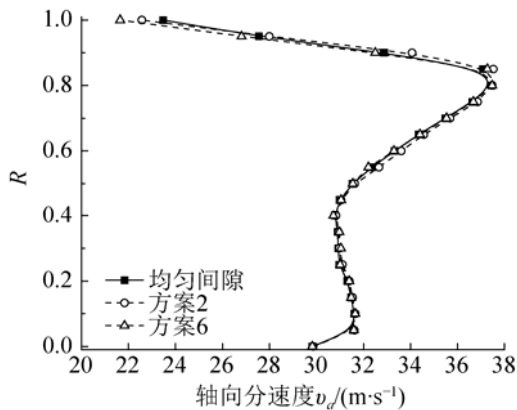


图6 轴向分速度的径向分布

Fig. 6 Radial distribution of axial velocity

由于叶根和叶顶端壁附近的附面层较厚,导致流体流过该区域后的轴向速度较小,而叶顶附近又因泄漏涡存在使得轴向速度进一步减小<sup>[21]</sup>。图6表明,在  $0.05 < R < 0.4$  内,  $v_a$  变化较小,当  $0.4 < R < 0.85$  时  $v_a$  逐渐增大,且在 85% 叶高处  $v_a$  达到最大,表明该区域所获机械能较多、流通能力较强。对比均匀间隙可知,方案2与方案6在  $0 < R < 0.5$  时  $v_a$  基本不变,表明叶顶间隙形态改变对叶片底部至中部基本没有影响,而在  $0.5 < R < 0.9$  内方案2下的  $v_a$  高于均匀间隙,而叶顶附近  $v_a$  低于均匀间隙;这是因叶顶涡量强度增加减弱了泄漏流,且叶顶前缘处涡量的显著增大,减小了吸力面主流流速,使主流与泄漏流的相互作用得到缓解,削弱了泄漏涡强度,进而叶片中上部流通能力得到增强、所获能量增加。而方案6在  $0.5 < R < 0.85$  内  $v_a$  较均匀间隙也有小幅提高,但叶顶附近流速下降明显,这是因叶顶涡量强度较均匀间隙变化不大,对泄漏流的影响较小,而叶顶前缘处涡量强度增加明显,导致叶顶

附近  $v_a$  减小,整体上流通能力下降,所获能量减少,因而风机效率略有下降,即呈现如图4(b)中所示的效率曲线变化。

为更直观地反映叶顶间隙形态改变对叶顶附近速度场的影响,图7给出了90%叶高截面的轴向分速度分布。

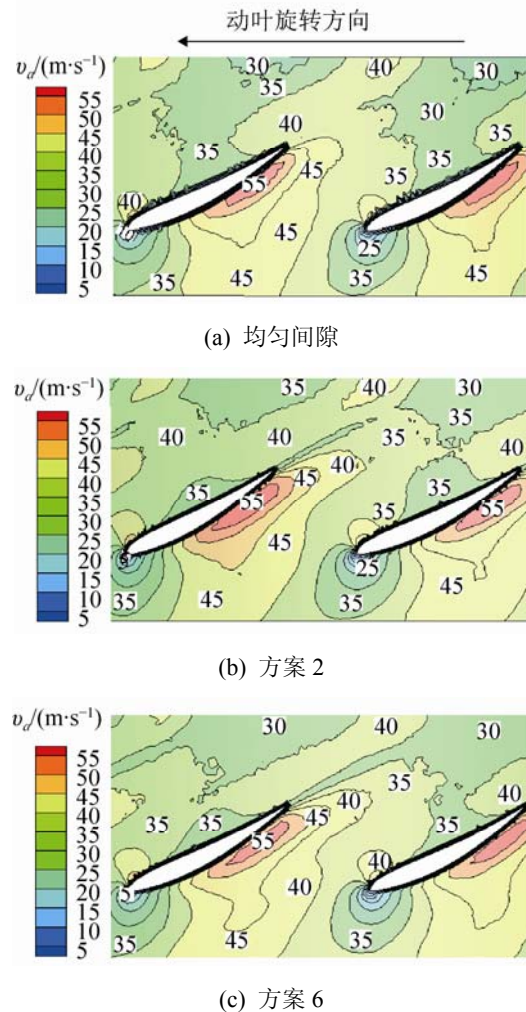


图7 动叶90%叶高轴向分速度分布

Fig. 7 Velocity distribution of axial velocity at the 90% height of rotating blades

观察图7(a)可知,叶片前缘形成C形轴向分速度分布,来流受翼型阻力作用轴向分速度降低,形成一低速区,吸力面沿与动叶旋转相反方向形成横向压力梯度。由机翼理论<sup>[22]</sup>可知,流经吸力面的速度高于压力面,且在吸力面尾缘形成一高速区。与图7(a)对比可知,图7(b)与图7(c)中动叶入口处

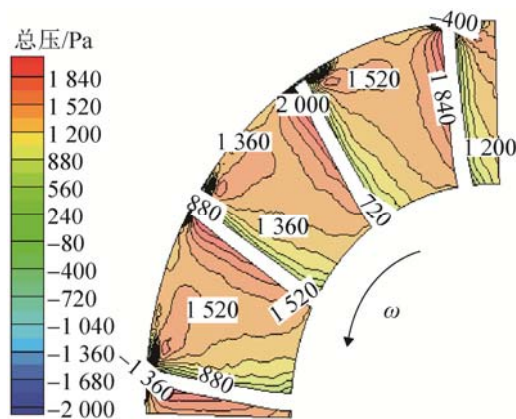


的 $v_a$ 基本不变, 但前缘点附近 $v_a$ 降低, 根据速度三角形可知, 来流不能有效依附在吸力面表面, 产生流动分离, 从而导致涡量增大, 与图5保持一致, 同时, 图7(b)高速区范围扩大, 叶片尾缘至动叶出口区域的 $v_a$ 整体略有提高; 而图7(c)高速区范围则缩小, 在叶片尾缘处, 因压力面与吸力面气流不能有效重合, 产生了狭窄的低速区, 该低速区与压力面速度较低区域相交, 导致出口附近流速降低, 而叶片尾缘至动叶出口区域轴向分速度整体有所减小, 上述结果与图6中的轴向分速度分布基本一致。

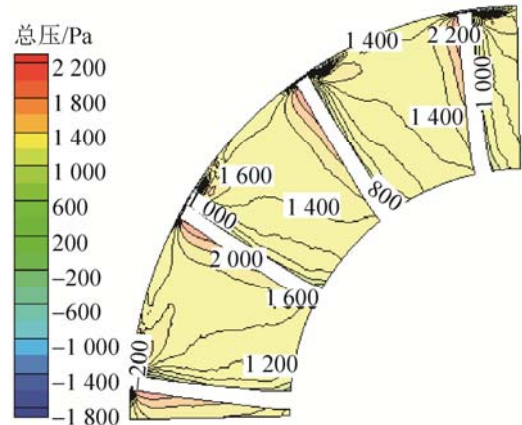
### 2.2.3 动叶区中间流面总压分布

为进一步探讨叶顶间隙形态改变后叶片做功能力的变化, 取设计流量下动叶区中间流面的总压分布进行分析, 如图8所示, 旋转方向如图所示。

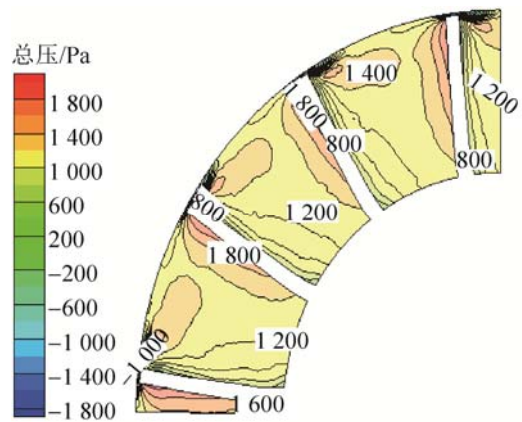
由图8(a)可知, 因叶片压力面做功, 使得压力面的全压明显高于吸力面, 且沿动叶旋转方向总压从压力面至吸力面逐渐降低; 沿叶高方向压力面全压逐渐升高, 而吸力面变化较小, 这是因为气流绕经叶栅时, 产生了由吸力面指向相邻叶片压力面的离心力, 且沿叶高方向离心力逐渐增大, 为抵消离心力的影响, 将叶片设计成扭叶片后, 沿叶高方向产生压力面指向吸力面的横向压力梯度, 这样二者达到平衡<sup>[18]</sup>。吸力面叶顶附近存在一负压区, 因叶片压力面与吸力面间压差较大, 位于压力面侧的流体经叶顶间隙流向吸力面侧, 导致叶顶间隙内的泄漏流动, 该泄漏流与通道主流相互作用产生较大的泄漏损失。



(a) 均匀间隙



(b) 方案2



(c) 方案6

图8 中间流面总压图

Fig. 8 Contours of total pressure in the middle flow surface

采用方案2后, 图8(b)中的总压整体变化趋势与均匀间隙情形一致, 但总压普遍升高, 且叶片中部和中上部处, 压力面与吸力面的总压差分别由均匀间隙的960 Pa和1120 Pa增至1000 Pa和1200 Pa, 使叶片该部位做功能力增强, 而叶根处没有变化; 采用方案6后的总压变化不大, 叶片中部和中上部的压差分别为1000 Pa和1000 Pa, 整体上全压差较均匀间隙有所降低, 该结果与图6的轴向分速度分布一致。同时, 对比还发现, 采用方案2时叶片吸力面靠近叶顶区域的负压增大, 而方案6的负压则减小, 表明方案2的叶顶泄漏损失减小而方案6的损失增加<sup>[19]</sup>。

叶顶间隙形态改变后对泄漏流的阻碍作用还可从间隙内的泄漏流量得到反映。由于压力面和吸力

面压差较大,可近似认为间隙内的泄漏流动垂直于叶片<sup>[23]</sup>。其中,间隙内的流动速度为: $v_t=[2/\rho(p_1-p_2)]^{1/2}$ ,即为单位面积泄漏流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ,其中 $v_t$ 为泄漏流速, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $\rho$ 为流体密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $p_1$ 和 $p_2$ 分别为压力面和吸力面压力,Pa。泄漏流量相对变化率定义为: $\Psi=(Q_c-Q_u)/Q_c$ ,其中 $Q_u$ 和 $Q_c$ 分别为叶顶间隙形态改变前后情形下的泄漏流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ 。渐缩型方案1~3情形下的叶顶间隙泄漏流量均有一定幅度减少,且随前缘点间隙增大、尾缘点间隙减小,泄漏流量逐渐减小,其中,方案3泄漏流量最小为 $80.165\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ 。而采用渐扩型方案4~6中的叶顶泄漏流量均有一定幅度增加,且随前缘点间隙减小、尾缘点间隙增大,泄漏流量逐渐增加,该变化趋势与模拟效率曲线的变化相符。

表2 叶顶间隙泄漏流量的比较

Tab. 2 Comparison of leakage flowrate in the tip clearance

方案	单位面积叶顶泄漏流量/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2})$	泄漏流量相对变化率(%)	效率/%
均匀间隙	84.982	0	82.04
方案1	83.659	-1.323	82.29
方案2	80.936	-4.719	82.73
方案3	80.165	-5.623	82.74
方案4	85.655	1.996	81.99
方案5	85.788	4.852	81.94
方案6	85.824	5.659	81.91

### 2.2.4 总压升系数的径向分布

表3比较了三种情形下动叶区总压升系数和导叶区扩压系数的径向分布。总压升系数定义为: $\psi_{pt}=2(p_{2t}-p_{1t})/\rho u^2$ , $p_{1t}$ 、 $p_{2t}$ 分别为动叶转子进、出口总压,Pa; $u$ 为动叶轮周速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;其大小可反映整个动叶区的做功能力。表3表明,总压升系数

在 $0<R<0.8$ 范围内相对较高,表明叶片主要在该区域做功,叶片顶部因存在间隙泄漏损失导致总压升系数较小,做功能力较弱。对比均匀间隙,方案2和方案6的总压升系数变化主要在叶片中上部至顶部,其中,方案2在 $0.5<R<0.9$ 时的总压升系数沿叶高方向逐渐减小,但相对均匀间隙情形均有所提高,表明叶片中上部能力得到提升;而方案6在 $0.5<R<0.8$ 时总压升系数稍有增加,而在 $0.8<R<1.0$ 时却有所减小,与图8中的总压差沿叶高变化一致。均匀间隙、方案2和方案6的平均总压升系数分别为0.4868、0.4901和0.4861,表明整体上方案2做功能力增强、而方案6做功能力下降。

定义扩压系数为 $D_{ss}=2(p_{2s}-p_{1s})/\rho u^2$ , $p_{1s}$ 、 $p_{2s}$ 为导叶区进、出口静压,Pa;扩压系数可反映整个导叶区扩压能力的强弱。表3表明,叶顶间隙形态的改变不仅影响动叶区的做功能力,且对下游导叶回收动能的能力也有一定影响。扩压系数从轮毂至轮缘呈逐渐减小趋势,这是因导叶区的轮毂附近存在二次流和逆压梯度,导致大量低能流体堆积,因此轮毂处的静压大于轮缘处<sup>[24]</sup>。通过对比可知,在 $0.5<R<0.9$ 时方案2与方案6情形下的扩压系数高于均匀间隙情形,且方案2情形高于方案6,而叶顶附近扩压系数低于均匀间隙,其方案6情形下降程度较大。均匀间隙、方案2和方案6情形下的平均扩压系数分别为0.10098、0.10176和0.10069,表明方案2回收动能能力增强,而方案6能力减弱。这是因导叶为翼形结构,动叶区的出口即是导叶区的入口,叶顶间隙形态改变后,叶片中上部流速增大,来流更贴近设计要求,能较好地依附在导叶表面流动,而叶顶附近流速降低,导致顶部流动状态进一步恶化。

表3 总压升系数和扩压系数的比较

Tab. 3 Comparison of total pressure rise coefficient and diffuser coefficient

方案	R	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
总压升系数 $\psi_{pt}$	均匀间隙	0.514	0.508	0.513	0.510	0.505	0.503	0.502	0.493	0.468	0.429	0.394
	方案2	0.514	0.509	0.514	0.510	0.505	0.504	0.503	0.495	0.472	0.440	0.390
	方案6	0.514	0.509	0.514	0.509	0.505	0.503	0.503	0.494	0.469	0.423	0.387
扩压系数 $D_{ss}$	均匀间隙	0.183	0.156	0.140	0.126	0.111	0.097	0.085	0.074	0.061	0.046	0.036
	方案2	0.182	0.156	0.141	0.126	0.111	0.097	0.087	0.074	0.063	0.048	0.034
	方案6	0.181	0.155	0.139	0.126	0.110	0.096	0.086	0.074	0.062	0.048	0.031

### 3 结论

(1) 渐缩型和渐扩型间隙对风机性能均有明显影响。在平均叶顶间隙不变的前提下, 采用渐缩型间隙下的风机全压与效率均高于均匀间隙; 前缘间隙越大、尾缘间隙越小性能提升越明显, 但随间隙渐缩程度增大, 风机性能增幅逐渐减小; 设计流量及左侧全压和效率明显提高, 高效区( $\eta > 81\%$ )变宽, 喘振裕度增加。而采用渐扩型间隙后的全压与效率均低于均匀间隙, 且随间隙渐扩程度增大, 风机性能下降越多。

(2) 渐缩型间隙扰乱了间隙内涡量场的分布, 削弱了泄漏流的发展, 泄漏流与主流的掺混减轻, 叶顶处泄漏损失减少, 叶片中上部流速、总压升系数和扩压系数增大, 使得流通能力、做功能力和回收动能能力增强, 从而风机效率得到提高。而渐扩型间隙泄漏量增加, 做功能力下降, 导致风机效率降低。

(3) 综合对比均匀与非均匀叶顶间隙结果可知, 渐缩型间隙高效区范围扩大, 喘振裕度增加, 在设计流量及左侧效率提升明显, 且该措施在实践中操作简单、易于实施。鉴于风机选型时通常参数裕量过大, 导致轴流风机多运行在设计流量左侧, 因此, 渐缩型间隙形态可作为一种提高风机性能的重要手段加以重视。

#### 参考文献:

- [1] You D, Wang M, Moin P, et al. Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade [J]. *Physics of Fluids (S1089-7666)*, 2006, 18(10): 105-102.
- [2] 李春曦, 林卿, 叶学民. 单动叶安装角异常时轴流风机的噪声特性 [J]. *中国电机工程学报*, 2015, 35(5): 1183-1192.  
Li Chunxi, Lin Qing, Ye Xuemin. Acoustic characteristics of an axial flow fan with abnormal installation angle of single blade [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2015, 35(5): 1183-1192.
- [3] Yamada K, Kikuta H, Furukawa M, et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor [C]// *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, GT2013-95479. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2013: 1-13.
- [4] Nho Y C, Park J S, Lee Y J, et al. Effects of turbine blade tip shape on total pressure loss and secondary flow of a linear turbine cascade [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow (S0142-727X)*, 2012, 33(1): 92-100.
- [5] 叶学民, 李鹏敏, 李春曦. 叶顶开槽对轴流风机性能影响的数值研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2015, 35(3): 652-659.  
Ye Xuemin, Li Pengmin, Li Chunxi. Numerical investigation of grooved blade tips effect on the performance of an axial flow fan [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2015, 35(3): 652-659.
- [6] Kügeler E, Nürnberger D, Weber A, et al. Influence of blade fillets on the performance of a 15 stage gas turbine compressor [C]// *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2008: 415-424.
- [7] 成锋娜, 常海萍, 张镜洋, 等. 突肩叶尖尾缘开槽对间隙流动换热特性的影响 [J]. *航空动力学报*, 2016, 31(2): 383-390.  
Cheng Fengna, Chang Haiping, Zhang Jingyang, et al. Tip leakage flow and heat transfer characteristics with effect of trailing edge cutback on squealer tip [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(2): 383-390.
- [8] Shavalikul A, Camci C. A comparative analysis of pressure side extensions for tip leakage control in axial turbines [C]// *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2008: 1279-1288.
- [9] 韩少冰, 钟兢军, 严红明. 不同长度吸力面小翼对压气机叶栅间隙影响的数值研究 [J]. *航空动力学报*, 2011, 26(3): 656-661.  
Han Shaobing, Zhong Jingjun, Yan Hongming. Influence of suction-side winglet length on tip leakage flow in compressor cascade [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(3): 656-661.
- [10] 周治华, 陈绍文, 兰云鹤, 等. 叶顶间隙对某涡轮级流场及气动性能影响的数值研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2015, 35(5): 1176-1182.  
Zhou Zhihua, Chen Shaowen, Lan Yunhe, et al. Numerical investigation on the effect of tip clearance on a turbine stage flow-field and aerodynamic performance [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2015, 35(5): 1176-1182.
- [11] Yang M, Martinez-Botas R, Zhang Y, et al. Effect of self-recirculation-casing treatment on high pressure ratio centrifugal compressor [J]. *Journal of Propulsion and*

- Power (S0748-4658), 2016, 32(1): 602-610.
- [12] 刘建勇, 袁巍, 郝晓林, 等. 非对称处理机匣周向分区数的实验 [J]. 推进技术, 2009, 30(4): 434-438.  
Liu Jianyong, Yuan Wei, Hao Xiaolin, et al. Experiment on treating block number of non-axisymmetric casing treatment [J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(4): 434-438.
- [13] Wisler D C, Beacher B F. Improved compressor performance using recessed clearance (Trenches) [J]. Journal of Propulsion and Power (S0748-4658), 1989, 5(4): 469-475.
- [14] Hembra M, Danner F C T, Brignole G A, et al. Numerical design and optimization of casing treatments for transonic axial compressors [C]// 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2008 (5063): 1-12.
- [15] 蔡涛, 周水清, 王军, 等. 加环控制轴流风机叶顶间隙的分析与试验 [J]. 工程热物理学报, 2014, 35(12): 2406-2411.  
Cai Tao, Zhou Shuiqing, Wang Jun, et al. Analysis and test on the performance of the axial fan with a ring near the blade tip on the casing [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(12): 2406-2411.
- [16] Porreca L, Kalfas A I, Abhari R S. Optimized shroud design for axial turbine aerodynamic performance [J]. Journal of Turbomachinery (S0889-504X), 2008, 130(3): 031016-1-031016-12.
- [17] Satish Koyyalamudi V, Nagpurwala Q H. Stall margin improvement in a centrifugal compressor through inducer casing treatment [J]. International Journal of Rotating Machinery (S1023-621X), 2016, 2016: 1-19.
- [18] 昌泽舟. 轴流式通风机实用技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 43-44.  
Chang Zezhou. Practical techniques of axial flow fans [M]. Beijing, China: China Machine Press, 2005: 43-44.
- [19] 叶学民, 李俊, 王松岭, 等. 动叶可调轴流式通风机叶片安装角异常工况下的气动特性 [J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(26): 79-84.  
Ye Xuemin, Li Jun, Wang Songling, et al. Aerodynamics of adjustable blade axial fan under abnormal installation angles [J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(26): 79-84.
- [20] 索洛玛霍娃 T C. 通风机气动略图和性能曲线 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1986.  
Солоу Маһуо Рельһкком Т С. Ventilation pneumatic schematic and performance curve [M]. Beijing, China: China Coal Industry Press, 1986
- [21] 许剑. 高效对旋风机的流场特征研究与设计优化 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2011.  
Xu Jiang. Flow field characteristics research and design optimization for a high efficiency counter-rotating fan [D]. Beijing, China: Institute of Engineering Thermo Physics, Chinese Academy of Sciences, 2011.
- [22] 李小芹, 李岩, 丁涛, 等. 工程流体力学 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009: 209-210.  
Li Xiaoqin, Li Yan, Ding Tao, et al. Engineering Fluid Mechanics [M]. Beijing, China: China Water and Power Press, 2009: 209-210.
- [23] 竺晓程. 轴流通风机转子叶顶区流场的实验和数值研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2003.  
Zhu Xiaocheng. Experimental and numerical investigation of flow field in the tip region of an axial flow fan rotor [D]. Shanghai, China: Shanghai Jiaotong University, 2003.
- [24] 叶学民, 李新颖, 李春曦. 两级动叶可调轴流风机内流特征的数值模拟 [J]. 动力工程学报, 2013, 33(11): 871-877.  
Ye Xuemin, Li Xingying, Li Chunxi, et al. Numerical simulation on internal flow field of a two-stage variable vane axial flow fan [J]. Power Engineering, 2013, 33(11): 871-877.