

文章编号:1000-8055(2012)04-0937-09

亚声速半开式离心叶轮叶顶间隙的流动特征

刘正先¹, 陈丽英²

(1. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072;

2. 天津大学 化工学院, 天津 300072)

摘 要: 针对半开式离心叶轮的间隙泄漏和间隙气流对气动性能的影响, 采用数值方法分析了 3 种叶顶间隙值下叶轮的气动性能、设计工况下的叶片载荷分布、间隙流动气流角以及泄漏涡的分布特征。结果表明: 叶轮叶片表面的压力分布规律不受叶顶间隙的影响, 但叶片载荷在叶片的中后部有不同程度的减小; 间隙处的内泄漏流动本身引起的流动损失较小; 与零间隙相比, 间隙处的内泄漏气流对流动前半段主流的影响甚微, 但在流动中部以后, 间隙流扰乱了主气流方向, 并在叶顶吸力面附近形成涡流聚集区, 造成明显的熵增, 带来不可忽视的能量损失。希望所得结果能为建立半开式离心叶轮的间隙气动模型提供参考。

关 键 词: 半开式离心叶轮; 数值模拟; 叶片载荷; 内泄漏; 间隙涡流

中图分类号: V231.3; TH452

文献标志码: A

Nature of tip clearance flow in subsonic unshroud impeller of centrifugal compressor

LIU Zheng-xian¹, CHEN Li-ying²

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. School of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The tip clearance seriously affects the aerodynamic performance of unshroud centrifugal impeller. The flow field in impeller with three tip clearances was investigated using the numerical simulation method, and then the effect of tip clearance on the aerodynamic performance of impeller, blade loading, flow angle across the tip clearance and the motion of leakage vortex was analyzed in detail. The results indicate different tip clearances have little effect on the blade loading profile, but a value reduction of static pressure from the middle to the trailing age of blade. The flow loss on tip clearance is hardly generated by leakage flow itself. The main flow is disturbed by leakage flow in the second half of the flow channel rather than in the first half. There exist amounts of vortexes near the shroud which cause significant entropy increase which leads to energy loss. The results are hoped to help to develop the aerodynamic model of tip clearance in unshroud centrifugal impeller.

Key words: unshroud centrifugal impeller; numerical simulation; blade loading; inner leakage flow; clearance vortex

随着节能减排的日益深化, 离心压缩机作为石油、化工、冶金以及电力行业的主要耗电设备, 不断向高性能、高压比发展。半开式离心叶轮因强

度高、极限圆周速度大、单级压比高的特点日益得到青睐。与闭式叶轮相比, 半开式离心叶轮的叶片顶部与轮盖间必须保留一定间隙, 该间隙的存在

收稿日期: 2011-05-30; 修订日期: 2012-02-10

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2012CB720101)

作者简介: 刘正先(1969—), 女, 山西夏县人, 副教授, 博士, 主要从事流体机械内部气动数值与实验研究。

一方面使流道出现内泄漏现象;另一方面造成间隙处的泄漏气流与主流相互掺混和干扰,从而影响了叶轮的气动性能.国外对半开式离心压缩机间隙的研究较早侧重于间隙对气动性能的影响研究,如 Senoo Y 和 Ishida M 的间隙引起的压缩机效率和压升损失^[1-2]、叶顶结构对间隙损失的影响^[3],还有 Schleer M 等对间隙影响下工况稳定性的研究^[4].近期的研究则多见于对流动结构的认识,如 Schleer M 和 Abhari R 对无叶扩压器中流场受间隙影响下的演变^[5]以及 Yamada K 等对两种具有分流叶片的跨声速离心叶轮的间隙流场的对比研究^[6].Dambach R 等则对间隙气流速度进行了精细的实验测量^[7].国内的研究者从实验和数值两方面均证实了间隙对叶轮的气动性能有重要影响^[8-10],并逐步深入到对叶轮流道中涡结构的研究^[11].本文主要针对 Eckardt^[12-13]叶轮,在叶顶处切削形成不同间隙值的半开式叶轮,通过对比分析设计工况下间隙处的泄漏涡流特征,讨论相对间隙对叶顶载荷、间隙泄漏量以及叶轮效率的影响规律,希望为进一步认识间隙涡流特征,建立间隙流动模型提供参考.

1 数值模型与方法

数值计算模型来源于 Eckardt 闭式离心后弯叶轮,沿叶顶方向等值切削闭式叶轮叶片得到不同叶顶间隙的半开式叶轮,叶轮子午流道如图 1 所示.主要结构参数:叶轮出口直径 $D_2 = 400$ mm,出口宽度 $b_2 = 26$ mm,叶片数为 20.

3 种叶顶间隙 t 分别为 0 (闭式叶轮), 0.65, 1.3 mm,沿子午方向不变,与叶片出口宽度 b_2 的比值分别为 0%, 2.5%, 5%.采用 CFX 计算流体软件建立叶轮几何模型并实施计算,求解采用雷诺时均方程(RANS)和 $k-\epsilon$ 湍流模型.

计算条件,工作介质为空气;进口边界条件,给定总压 101 325 Pa,总温 288 K;出口边界条件,给定闭式叶轮设计工况质量流量 $Q_m = 5.31$ kg/s;叶轮转速为 14 000 r/min,对应马赫数 $Ma_{2u} = 0.86$.固壁面均满足绝热、无滑移条件,叶轮进、出口处采用动、静交界面实现流动参数的传递.考虑到流动的周期性,选取叶轮单通道实施流场计算.

2 网格独立性检验及实验对比

为避免网格对计算结果的影响,首先进行模型的网格独立性检验.以叶顶间隙为 0.65 mm 叶轮为对象,对叶轮旋转流域分别生成粗、中、细和

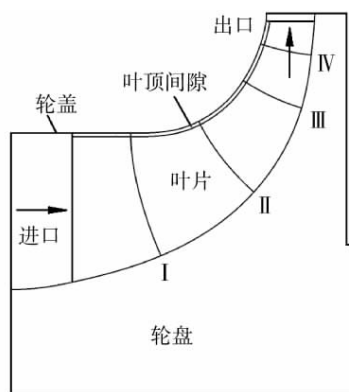


图 1 叶轮子午流道示意图

Fig. 1 Meridional view of Eckardt impeller

超细密度 4 种网格,单通道网格总数分别为 10 万、40 万、80 万、160 万,对固壁面处网格进行加密以满足湍流模型相应壁面函数法的要求.在相同进、出口边界条件下,对比不同网格量级对设计工况点处叶轮等熵效率 η 、进出口总压比 ϵ 和叶顶间隙泄漏量 Q_l 的影响.计算结果如图 2 所示,图中除了粗网格外,其余 3 种网格的结果非常接近,误差小于 2%,由此,确定以细网格数量,布置并生成本文其他几种间隙下的流道网格.图 3 为细密度网格分布图.沿流向、叶片高度和周向的网格数分布为 $200 \times 70 \times 60$;间隙处网格分布为 22×20 ;所有壁面 Y^+ 值控制在 12~40 范围.

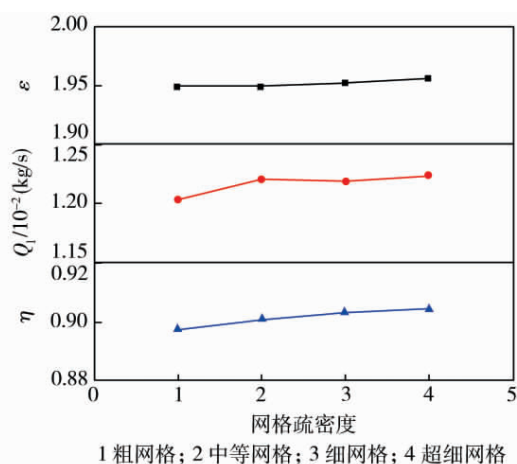


图 2 网格密度检验

Fig. 2 Mesh independency investigation

图 4 为叶轮出口截面相对压力等值线分布.相对压力定义: $p_{t,rel}/p_{0,s}$, $p_{t,rel}$ 为任意位置气流总压, $p_{0,s}$ 为叶轮进口平均总压.上图为本文计算结果,下图为 Eckardt 使用激光多普勒测速仪(LDV)实验结果.数值结果与 LDV 实验分布一致,吻合较好.

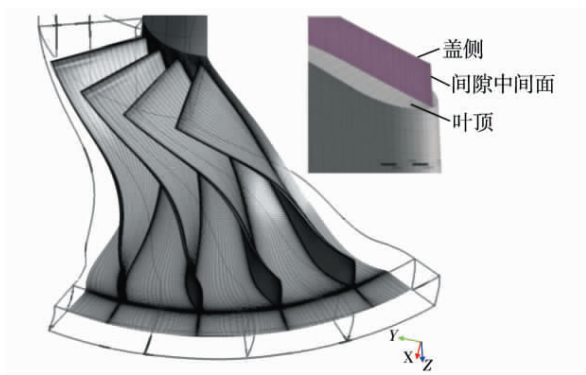


图3 流道与间隙的网格分布

Fig. 3 Mesh distribution of Eckardt impeller

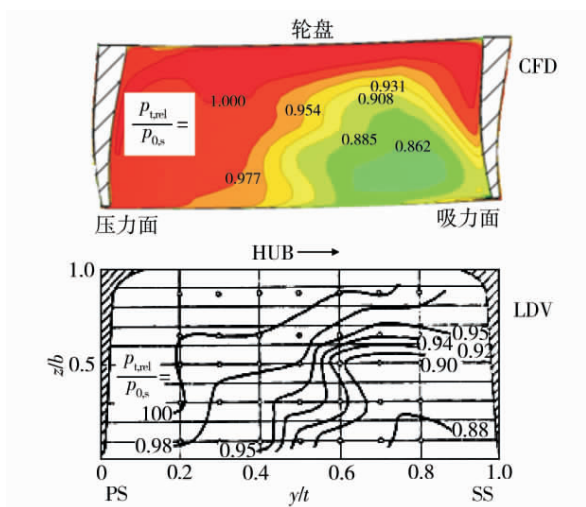


图4 叶轮出口压力等值线对比

Fig. 4 Comparison of prediction and LDV measured

3 结果与分析

3.1 叶顶间隙对叶轮性能的影响

图5和图6分别为3种间隙下叶轮的等熵效率和进出口总压比曲线。流量系数定义 $\phi = 4Q_m / \pi D_2^2 u_2 \rho$, 其中 Q_m 为质量流量 (kg/s), D_2 为叶轮出口直径 (mm), u_2 为叶轮出口圆周速度 (m/s), ρ 为气体密度 (kg/m³)。

图中曲线分布显示,间隙的存在对叶轮性能有明显影响:随着间隙的增大,效率和压比均下降。在设计工况下,当间隙由0增至2.5% (0.65 mm) 时,叶轮的等熵效率减小了2.63%,总压比减小了2.8%,性能的变化量基本与间隙值的变化量相当;但是,当间隙由0.65 mm (2.5%) 增大到1.30 mm (5%),效率只降低了3.24%,总压比下降3.52%,叶顶间隙与叶轮气动性能变化不再是线性比例关系。不同流量的曲线结果表明不同间隙下的叶轮性能曲线基本相似。值得注意的是

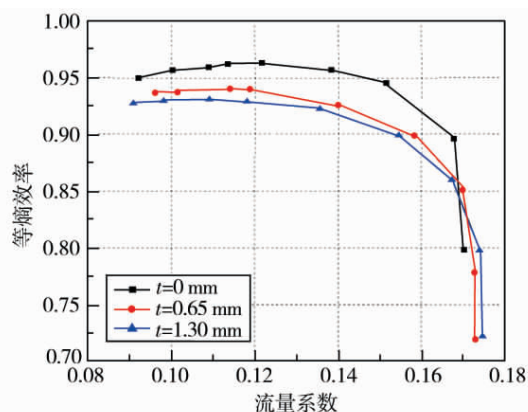


图5 叶轮出口等熵效率曲线

Fig. 5 Effect of clearance on impeller efficiency

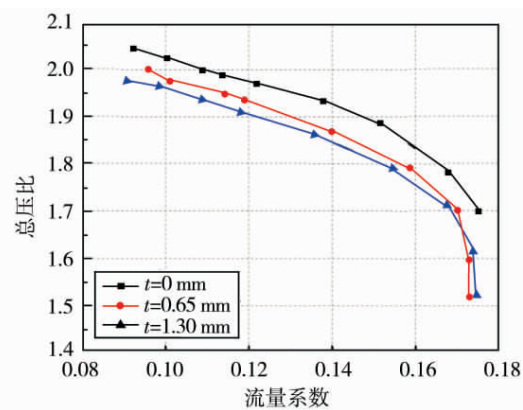


图6 叶轮出口总压比曲线

Fig. 6 Effect of clearance on impeller pressure ratio

与零间隙相比,有间隙叶轮的运行工况范围略有扩大。

3.2 间隙对叶顶载荷的影响

图7为3种间隙设计工况下,叶顶(90%叶高)叶片表面的静压分布。横坐标为沿流动方向的无量纲叶片位置 L_s/L , 其中 L_s 为距叶片前缘的流向距离, L 为叶片前缘至尾缘的总流向长度。0为叶片前缘,1为尾缘。可以看出与零间隙相比,叶顶前半部的表面压力分布受间隙的影响不大,从中间即流向0.5处开始至叶片尾缘,压力面和吸力面的压力均有不同程度降低,压力面开始下降的位置比吸力面更靠近上游;随着间隙的增大,在压力面,从0.6至0.9之间压力降低幅度进一步增大,而吸力面只是叶片中间区域稍有降低,其余区域则几乎不再变化。可见,间隙对压力面的影响程度和范围较吸力面更强烈些,且集中于叶片中部至尾缘区域。

图8为设计工况下90%叶高处,叶片无量纲载荷分布,无量纲载荷定义为压力面和吸力面的

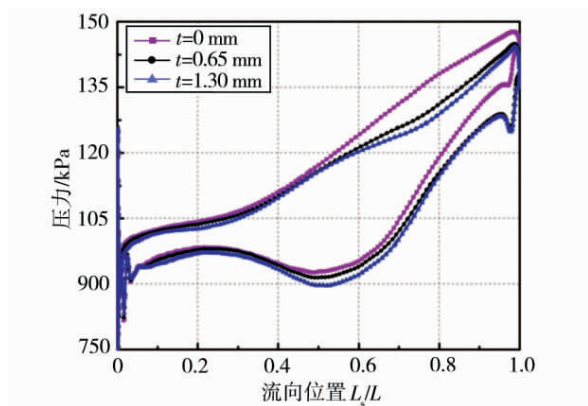


图 7 不同间隙 90% 叶片高度静压分布图

Fig. 7 Effect of tip clearance on blade surface pressure at 90% span

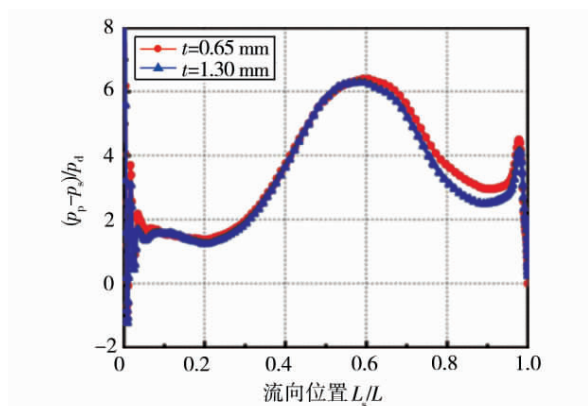


图 8 设计工况下不同间隙叶片载荷分布图

Fig. 8 Effect of tip clearance on blade loading

静压力之差 ($p_p - p_s$) 与叶轮平均进口动能 (p_d) 之比。

图 9 为与叶片载荷对应的无量纲间隙泄漏量分布, 无量纲泄漏量定义为间隙单位面积泄漏质量 Q_{in} 与叶轮进口单位面积质量流量 Q_{ma} 之比。对比两图可发现, 载荷的峰、谷分布特征与对应的泄漏量分布趋势完全一致, 即载荷的大小决定了相应的间隙泄漏量变化。随着间隙的增大、叶片尾缘载荷的降低, 泄漏量也表现出相应的降低反应, 可见, 间隙泄漏量最直接的关联因素是叶片载荷, 而间隙值则是叶顶载荷变化的主因。

3.3 间隙流动损失

沿流道子午方向分别取 25% (I), 50% (II), 75% (III), 90% (IV) 四个位置处的间隙横截面为特征面 (如图 1 所示), 再在特征面上分别取距压力面侧 10% 和 100% (即吸力面侧) 两位置 (如图 10 所示), 分析流动参数在进、出间隙时的特征。

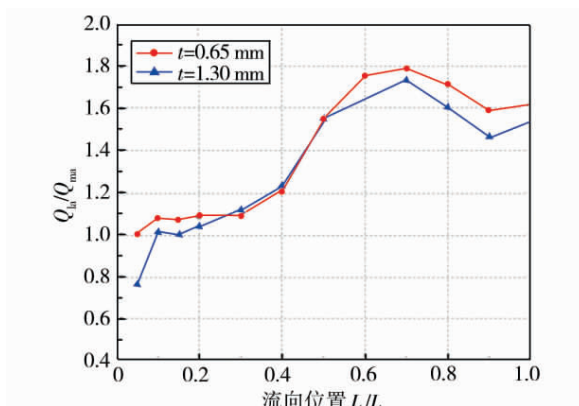


图 9 设计工况下间隙泄漏分布图

Fig. 9 Effect of tip gap on leakage flow

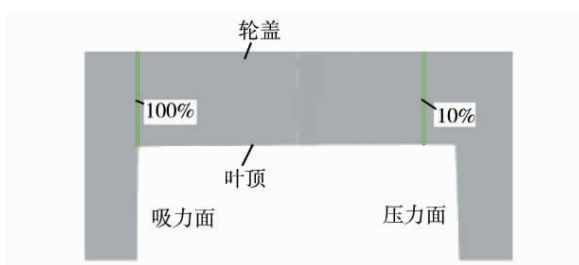


图 10 特征面上 10%, 100% 位置示意图

Fig. 10 Locations of 10% and 100% on the surface

图 11(a) 给出了 0.65 mm 间隙结构下 4 个截面 (图 1 所示) 间隙附近的流线分布。从图中可以看出, 通过间隙处的气流整体上较均匀、方向基本与轮盖面平行。在第 II 至 IV 截面的叶顶进口 (压力面), 存在不同程度的小分离流动区。不同截面流入间隙前的主流方向有明显不同: 截面 I 几乎是沿水平方向流向间隙, 而其余 3 个截面的流线显示气流除具有水平分量外, 还存在较强的垂直分量。间隙 1.3 mm 4 个截面的速度矢量图与 0.65 mm 相似, 但分离流动区域更大些, 因此只给出了截面 III 的流线图 (图 11(b))。

图 12 为 4 个截面上间隙进口 (10%)、出口 (100%) 位置的流动角分布, 流动角定义为旋转坐标系下流体圆周速度与子午速度比值的反正切值 (0° 即垂直叶轮切线方向, -90° 为与叶轮旋转相反的切线方向)。图中曲线分布显示, 在间隙进口存在边界层 (图中黑色线), 边界层的厚度大约占间隙高度的 20%, 在后 3 个图的边界层中流动角由正值变为负值, 表明该区域存在流动分离。边界层区域外的流体接近 -90° , 即近似沿切向流入间隙。在 100% 位置即间隙的出口 (图中红色线) 轮盖侧, 各截面流体几乎均沿切线方向流出间隙, 在叶片顶部, 流体离开间隙的流动角分别为 65° ,

$70^{\circ}, 65^{\circ}, 42^{\circ}$, 而在 90% 叶片高度的吸力面侧, 经分析, 4 个截面对应位置的主流流动角分别为 $51^{\circ}, 32^{\circ}, 4.5^{\circ}, 11^{\circ}$, 由间隙泄漏气流与主流两者间显著的流动角差可以推测, 间隙流与主流混合的过程伴随不可忽视的相互干扰.

图 13 为图 12 对应的气流熵分布. 显见, 进口处 (10%) 最大熵值集中在叶顶处, 截面 II, III 尤为明显, 表明间隙流动的损失主要发生在叶顶边界层内. 出口处 (100%) 熵值沿间隙高度方向基本不变. 注意到, 黑色曲线高于和低于红色线的区域大致相等, 即间隙进、出口两位置的熵平均值基本相等, 表明由间隙自身流动引起的能量损失很小.

3.4 间隙流对主流的影响

图 14 为 3 种间隙结构下, $90\% \sim 99\%$ 流道高度 4 个不同位置的回转面上的涡量分布. 对比可发现, 在 90% 高度处, 3 种间隙的涡量量级基本相同, 仅零间隙的小局部区显示浅黄色, 涡量值略大;

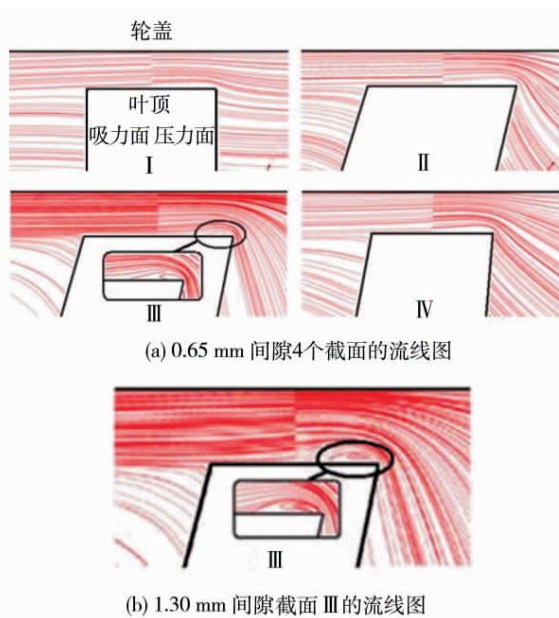


图 11 不同截面的流线图

Fig. 11 Predicted streamline in tip clearance

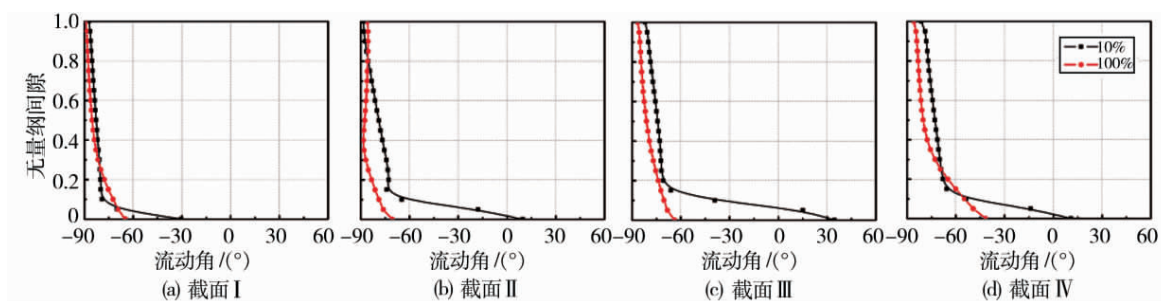


图 12 0.65 mm 间隙进出口流动角曲线 (间隙值: 0-叶顶, 1-轮盖)

Fig. 12 Spanwise variation of flow angle across the tip gap of 0.65 mm (ordinate: 0-blade tip, 1-shroud)

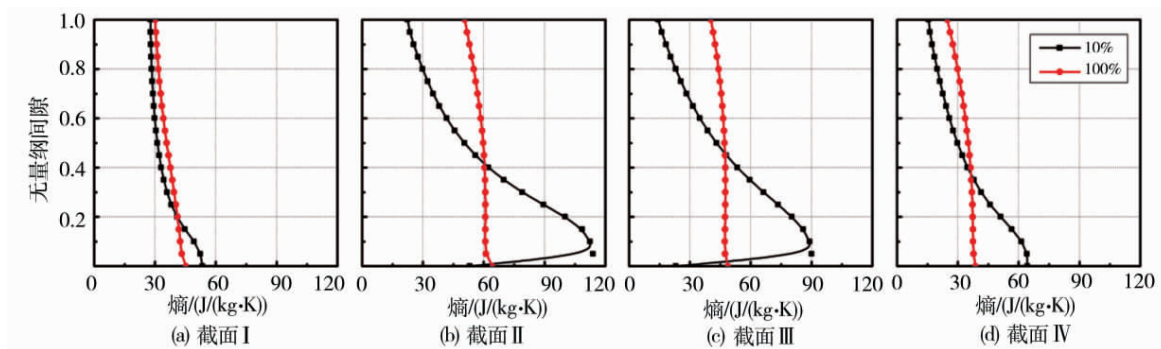


图 13 0.65 mm 间隙进出口熵分布

Fig. 13 Spanwise variation of entropy across the tip gap of 0.65 mm (ordinate: 0-blade tip, 1-shroud)

在 93% 回转面上, 在间隙流的影响下, 流道中下游的吸力面开始形成明显的涡旋, 且大间隙 (图 14(c-2)) 的涡量值明显大于小间隙 (图 14(b-2)), 零间隙 (图 14(a-2)) 由于无间隙流, 其涡量并无明

显变化; 在 98% 位置, 0.65 mm (图 14(b-3)) 和 1.30 mm (图 14(c-3)) 两种间隙下的红色大涡量值区域进一步沿吸力面扩张, 并在压力面尾缘附近形成一狭长红色区域, 类似零间隙 (图 14(a-3))

相应位置,在图 14(c-3)中,叶片前缘也显示出倾斜的红色区,表示这里涡量的增强。在本文稍后展示的叶顶涡核与流线轨迹很好地印证了此处间隙涡的存在;在 99%位置,此时对于图 14(c),流面已完全处于间隙内,红色区域与 98%流面相比明显减小,而图 14(b-4)中的红色区域却继续扩张,图 14(a-4)零间隙则形成了整片的红色大涡量区域。分析形成该分布的原因是:由于轮盖静止,在旋转的叶顶与轮盖之间的无叶空间,气流由高速旋转迅速降低为 0,对于大间隙结构(1.30 mm),

99%的位置更接近轮盖而远离叶顶,此处气流速度明显降低,涡量相应减小;对于较小间隙(0.65 mm),99%位置更接近叶顶,此处间隙气流强烈,涡量值仍然很大。对图 14(a-4)中大片的红色区域,则是零间隙结构的计算中,设定叶片旋转、轮盖静止的边界条件,导致此处形成大速度梯度的边界层流所致,中下游红色区域更明显是由于出口流道宽度较进口更小,相同比例位置处(99%)绝对位置更接近轮盖固壁面。

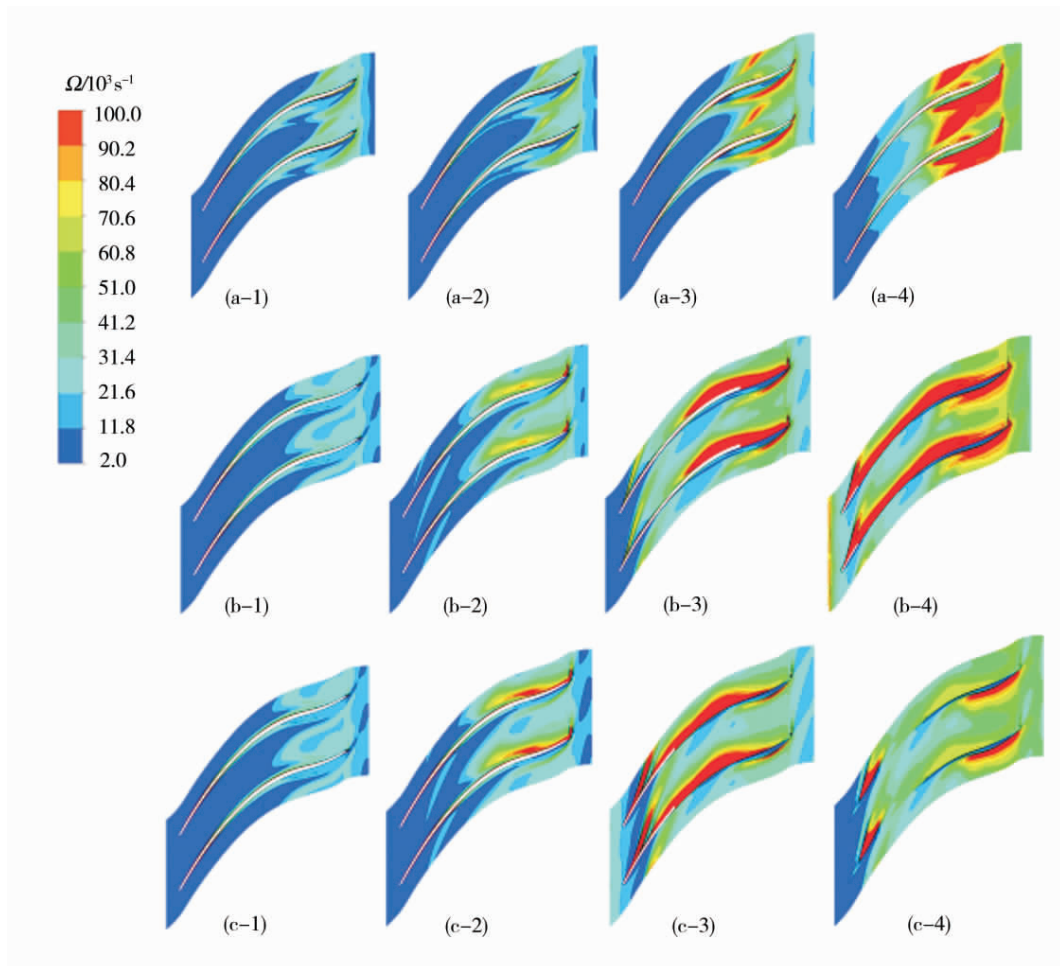


图 14 间隙附近回转面的涡量分布(间隙值:a-0 mm,b-0.65 mm,c-1.30 mm;沿流道高度比:1-90%,2-96%,3-98%,4-99%)

Fig. 14 Effect of tip clearance on the vorticity near the tip at design flow rate (tip:a-0 mm,b-0.65 mm,c-1.30 mm; percentage of blade height: 1-90%, 2-96%, 3-98%, 4-99%)

图 15 为 3 种间隙下图 1 所示Ⅱ,Ⅲ,Ⅳ 3 个流向位置径向面的主流流线图。从图中可以观察到在垂直于流向截面上间隙流对主流的影响。在流向 50%位置以前,间隙流对主流流线影响很小,左侧Ⅱ位置的 3 个图可说明这一点;间隙流的影响主要体现在Ⅲ位置(即 75%流向长度),对零

间隙(图 15(a-Ⅲ)),流面形成了图示中的 V1 和 V2 两个明显二次涡流,分别位于吸力面(SS)与叶根、压力面(PS)与轮盖夹角区。对有间隙结构,从吸力面流入的间隙流首先使流道上部中间的流线发生扭曲,间隙越大,影响越严重。进而扭曲的流线分别向左上和右下发展,造成 V1 涡明显萎

缩而 V2 涡略有减小(图 15(b-Ⅲ)、图 15(c-Ⅲ)). 右侧 3 个图显示,到 90%流向长度以后,间隙流的影响仅限于对道中上部流线的扭曲.可见间隙流对主流二次流的影响主要集中在流道的中下游区域.

图 16 为 3 种间隙结构下,沿流向不同径向截面的熵分布.可看到,在流道的前半段,3 种间隙结构的熵增均不明显.从流道中部开始,后半段的轮盖附近,熵值迅速增大,两种有间隙流动的熵增远大于零间隙,结合图 14 相应区域的涡量分布图

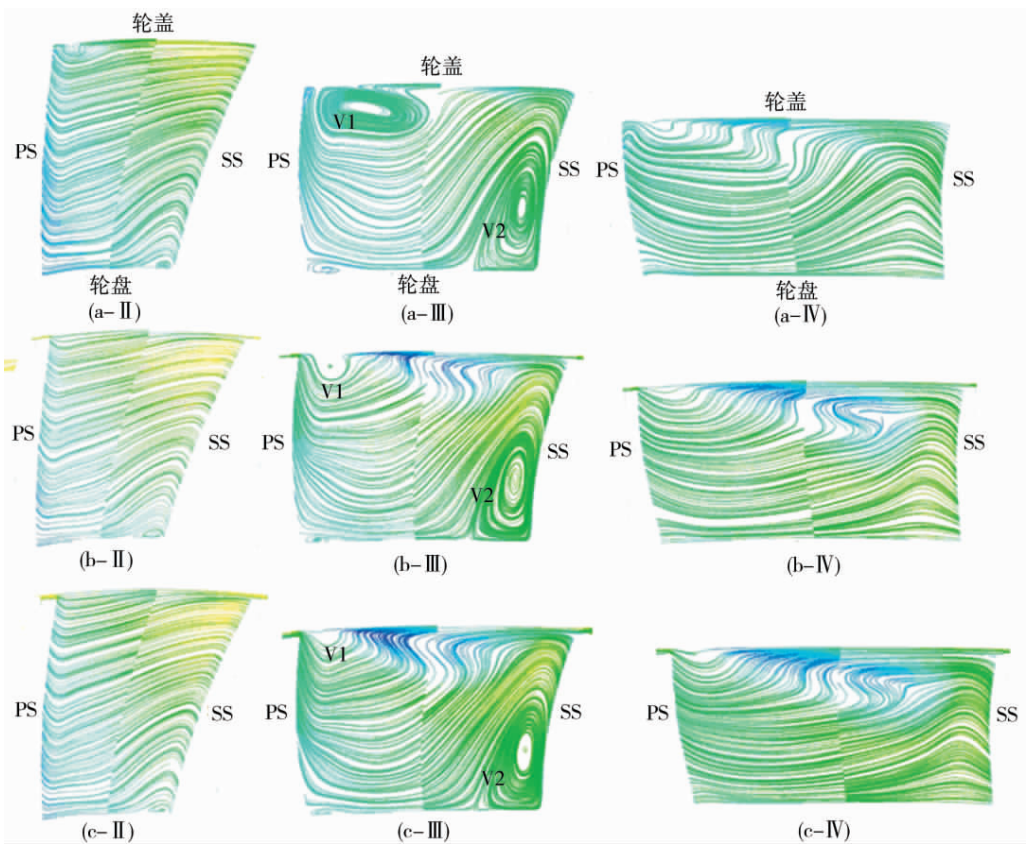


图 15 3 种间隙不同流向截面主流流线图(间隙值:a-0 mm,b-0.65 mm,c-1.30 mm;
沿流向百分比:Ⅱ-50%,Ⅲ-75%,Ⅳ-90%)

Fig. 15 Predicted streamline of mainstream at different tip clearances (tip: a-0 mm, b-0.65 mm, c-1.30 mm;
percentage of mainstream wise: Ⅱ-50%, Ⅲ-75%, Ⅳ-90%)

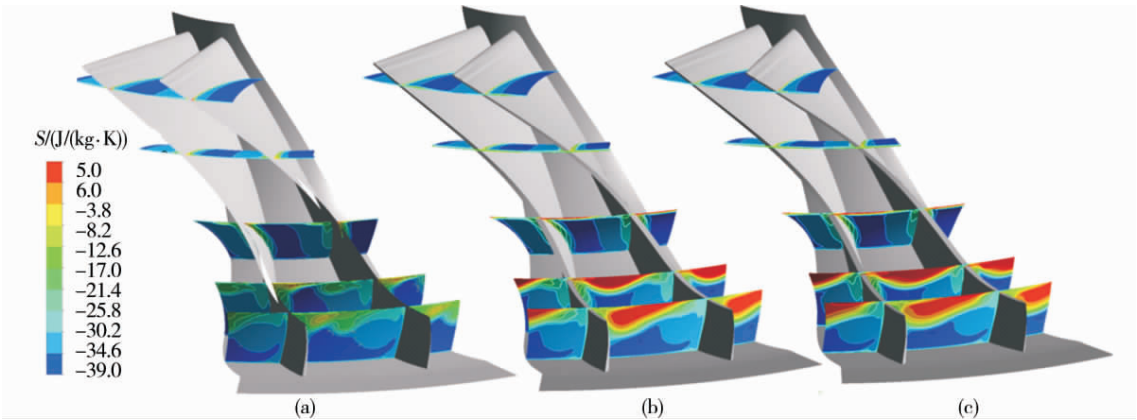


图 16 3 种间隙流道不同截面熵值(间隙值:a-0 mm,b-0.65 mm,c-1.30 mm)
Fig. 16 Effect of tip clearance on the static entropy at design flow rate
(tip clearance: a-0 mm, b-0.65 mm, c-1.30 mm)

有理由相信,正是由于间隙流形成的较强涡旋流动,促使了该区域的明显熵增,带来能量损失。

图 17 分别是 0 mm(图 17(a))和 1.3 mm(图 17(b))间隙下,两个流道内的间隙泄漏涡核及关键流线分布图。旋涡的核心区域称为涡核,通过基于点的可视化技术得到^[14]。图中绿色点状带为涡核,红色线条为流线。在有间隙流道中,涡核在流道前半段主要以斜倾方式分布在叶顶区域,在流道后半段则集中在叶顶偏叶片的吸力面侧。流线分布进一步显示,间隙泄漏涡起始于叶片前缘处,部分气流斜跨过叶顶间隙,以与主流流动方向斜交方式流向相邻流道叶片的压力面,其中更有一小部分跨越相邻叶片的间隙,汇入该叶片的吸力面主流。在 0 mm 间隙流道中,流线基本与叶片流向一致,但在流道中部以后,一部分流线脱离原有轨道,汇入流道中部。综合图 16 与图 17 可得,有间隙结构下,斜向的前缘处的间隙涡对主流影响不大,没有引起明显的能量损失,但影响了下游的间隙流动,加剧了间隙流对流道后半段主流的影响,使叶片吸力面附近形成了强涡旋密集区,造成能量损失。零间隙的流道下游部分流线改变方向、

不再与叶片相切,会引起有限的熵增,但远小于有间隙。0.65 mm 间隙流线与 1.3 mm 有相同的分布趋势,不再图示。

综上所述可得,与零间隙相比,间隙的存在对流道中下游盖侧的气流流动造成了不可忽略的影响,不仅影响了主流的二次流动,更使得该区形成了较强烈的涡旋区,引起能量损失。

4 结 论

通过对半开式亚声速离心叶轮几种不同间隙结构下流道流动参数的分析,得到以下结论:

- 1) 叶顶间隙的存在使叶轮性能降低,但间隙的增大与叶轮性能降低程度不成线性关系。
- 2) 叶顶间隙的存在不改变叶片载荷的分布规律,但会使局部载荷减小,间隙内泄漏量受叶片载荷直接控制,两者具有一致的变化规律。
- 3) 在流道前半段,间隙流对主流几乎没有影响,但在中部以后,间隙流的流出角与主流流动角表现出较大的差值,表明间隙流以较大冲击角而不是切向汇入主流,对主流的二次流产生明显影响。
- 4) 间隙处的泄漏流动本身引起的流动损失较小,因此不是间隙损失的直接原因。但是由间隙流引起的叶顶附近的涡流聚集区,造成明显的熵增,带来不可忽视的能量损失,必然影响叶轮气动性能。

参考文献:

- [1] Senoo Y, Ishida M. Pressure loss due to the tip clearance of impeller blades in centrifugal and axial blowers[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1986, 108(1): 32-37.
- [2] Senoo Y, Ishida M. Deterioration of compressor performance due to tip clearance of centrifugal impellers[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109(1): 55-61.
- [3] Ishida M, Ueki H, Senoo Y. Effect of blade tip configuration on tip clearance loss of a centrifugal impeller[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 14-18.
- [4] Schlee M, Song S J, Abhari R S. Clearance effects on the onset of instability in a centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(3): 031002.
- [5] Schlee M, Abhari R S. Clearance effects on the evolution of the flow in the vaneless diffuser of a centrifugal compressor at part load conditions[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2008, 130(3): 031009 (11 pages).
- [6] Yamada K, Tamagawa Fukushima H, Furukawa Ibaraki S, et al. Comparative study on tip clearance flow fields in two types of transonic centrifugal compressor impeller with splitter blades[C]// ASME Conference Proceedings, Glas-

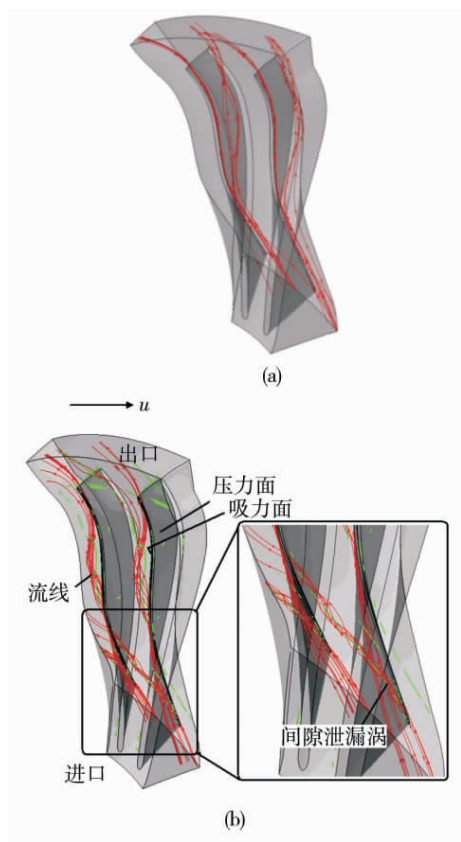


图 17 间隙泄漏涡核及流线图

Fig. 17 Clearance vortex trajectory and streamline

- gow, UK: ASME, 2010: 2053-2063.
- [7] Dambach R, Hodson H P, Hunstman I. An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 644-650.
- [8] 楚武利, 刘志伟. 半开式离心叶轮间隙流动的实验研究[J]. 流体机械, 1998, 26(10): 3-6.
CHU Wuli, LIU Zhiwei. Experimental study of tip clearance flow in unshroud impeller of centrifugal compressor[J]. Journal of Fluid Machinery, 1998, 26(10): 3-6. (in Chinese)
- [9] 杜建一, 汤华, 赵晓路, 等. 叶顶间隙对离心压气机性能影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 583-585.
DU Jianyi, TANG Hua, ZHAO Xiaolu, et al. Study on centrifugal impeller with tip clearance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 583-585. (in Chinese)
- [10] 李海峰, 吴玉林. 半开式离心泵叶轮内三维紊流的数值模拟[J]. 水泵技术, 2001(1): 9-15.
LI Haifeng, WU Yulin. Numerical simulation of three-dimensional flow in a impeller of centrifugal pump[J]. Journal of Pump Technology, 2001(1): 9-15. (in Chinese)
- [11] 黄旭东, 陈海昕, 符松. 跨音速压气机中的涡结构与失速机理分析[J]. 空气动力学学报, 2007, 25(B12): 75-79.
HUANG Xudong, CHEN Haixin, FU Song. Identification of vortices in a transonic compressor flow and study on the stall process [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2007, 25(B12): 75-79.
- [12] Eckardt D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller[J]. Trans. ASME Journal of engineering for Power, 1975, 97(3): 337-345.
- [13] Eckardt D. Detailed flow investigation within a high speed centrifugal compressor impeller[J]. Trans. ASME Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(3): 390-399.
- [14] Inoue M, Furukawa M. Physics of tip clearance flow in turbomachinery[C] // ASME Conference Proceedings. Montreal, Quebec, Canada: FEDSM2002, 2002: 777-789.