

端壁抽吸控制下攻角对压气机叶栅叶尖 泄漏流动的影响

张博涛, 刘 波, 王何建

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129)

摘 要: 为减少叶尖泄漏损失并改善由泄漏涡造成的叶尖流道堵塞,对端壁流向开槽抽吸方案对扩压叶栅叶尖泄漏流动的控制效果进行了数值模拟研究,重点分析了来流攻角对流动控制效果的影响。结果表明:端壁抽吸方案通过直接影响叶尖泄漏流的发展,减弱泄漏涡强度,减小了泄漏损失;抽吸对负攻角和小攻角下叶栅流场的影响范围仅局限于叶尖区域。但在大的正攻角下,抽吸使得低叶展区域的附面层分离提前,且叶背分离涡脱落位置升高至约 70% 叶高处,端壁抽吸对叶栅的整体影响由泄漏损失降低和分离损失增大综合决定。抽吸量为 0.7% 时,抽吸后叶栅总体总压损失系数分别在 -8° 、 0° 和 $+4^\circ$ 攻角下降低约 9.0%、10.8% 和 6.8%,而在 $+8^\circ$ 攻角下增大约 5.7%。

关 键 词: 叶尖泄漏流; 泄漏涡; 端壁抽吸; 流动控制技术; 攻角; 熵分析

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Impact of incidence angle on tip leakage flow control by endwall suction in a compressor cascade

ZHANG Botao, LIU Bo, WANG Hejian

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to reduce the tip leakage loss and improve the tip passage blockage caused by the tip leakage vortex, numerical simulation was conducted to investigate the flow control effect of suction scheme with endwall slot in flow direction on the tip leakage flow in a diffuser cascade. The impact of incidence angle on flow control effect was analysed emphatically. Results showed that the leakage vortex intensity and the leakage loss were reduced by the endwall suction scheme by directly controlling the development of the tip leakage flow. The influence of endwall suction on the cascade flow field at the design and negative incidence angles was limited to the vicinity of the blade tip. However, at a large incidence angle, suction can advance the boundary layer separation in the low span region, and the position of the vortex shedding on the suction surface of blade raised to about 70% span. Therefore, the overall impact of the endwall suction scheme on the cascade at a large incidence angle was determined by both the reduction of leakage loss and the increase of separation loss. With the suction flow rate of 0.7%, the overall total pressure loss coefficient of aspirated cascade decreased by about 9.0%, 10.8% and 6.8%, respectively, at the incidence angles of -8° , 0° and $+4^\circ$, and increased by about 5.7% at the incidence angles of $+8^\circ$.

收稿日期: 2020-04-22

基金项目: 国家自然科学基金(51676162, 51790512); 国家科技重大专项(2017-II-0001-0013)

作者简介: 张博涛(1997—),男,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式: 张博涛,刘波,王何建. 端壁抽吸控制下攻角对压气机叶栅叶尖泄漏流动的影响[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2400-2412. ZHANG Botao, LIU Bo, WANG Hejian. Impact of incidence angle on tip leakage flow control by endwall suction in a compressor cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2400-2412.

Key words: tip leakage flow; leakage vortex; endwall suction; flow control technique; incidence angle; entropy analysis

压气机作为航空发动机的关键部件之一,其设计技术的发展对于发动机研制和技术升级有着重要意义。为了避免叶片在运转过程中碰到机匣或轮毂,往往会在叶尖预留一定尺寸的径向间隙。间隙处部分流体在压差驱动下自叶片压力面(PS)流向吸力面(SS)侧,形成间隙泄漏流(TLF),带来泄漏相关损失。泄漏流受主流和端壁二次流等影响,以叶尖泄漏涡(TLV)的形式向下游发展,造成端区流道堵塞,流动损失增大,进而影响压气机整体气动性能。同时,间隙泄漏流也是造成压气机旋转失速等流动失稳现象的一大主要因素,因此,有效控制泄漏流动是降低压气机流动损失、提高效率、增大稳定工作范围的重要途径之一。

Moore^[1]基于轴流风扇的研究表明间隙泄漏流动对压气机性能的影响范围基本在 70% 叶高以上,压气机的气动性能随叶尖间隙尺寸的增大而降低,同时失速裕度也相应减小。Inoue 和 Lange 等^[2-3]研究也说明了叶尖间隙尺寸增大使得压气机整体气动性能下降,并且分析表明叶尖泄漏涡的起始位置随间隙增大逐渐后移,其尺度和强度随之增大,径向影响范围扩大。Besel 等^[4]针对一带间隙的压气机静子叶栅实验研究了来流攻角对间隙泄漏流动的影响,结果表明,随着来流攻角增大,泄漏涡开始卷起的位置向上游移动,端壁分离线向叶片压力面方向偏移,另外在较大的载荷下发现了间隙泄漏涡破碎现象。茅晓晨^[5]在研究来流攻角对带间隙扩压叶栅的过程中同样得出了泄漏涡起始位置随攻角增大而前移的结论,并且泄漏涡影响范围和强度也逐渐增大,但是来流攻角对泄漏涡涡核的展向位置无明显影响。

由于间隙泄漏流动对压气机气动性能有着重要的影响,同时研究表明压气机总损失的 20%~40% 是由间隙泄漏所造成^[6-7],因此多种流动控制技术被应用于控制叶尖泄漏流动以提升压气机工作效率^[8-9]。附面层抽吸技术(BLS)作为一种高效的主动控制技术,在压气机中最早被用于控制叶片吸力面附面层分离^[10-12],随后也被广泛用于对端壁及角区分离的控制^[13]。附面层抽吸技术在被用于控制间隙泄漏流动时根据抽吸位置被分为叶顶抽吸(BTS)和端壁抽吸(ES)两大类。根据文献^[14]可知,两种抽吸方式都可以有效减弱

泄漏流强度,减小流动损失,且两种抽吸方案下抽吸槽的最佳轴向位置存在差异,其中对于端壁抽吸方案,当抽吸槽覆盖泄漏涡起始位置及附近部分区域时抽吸效果较好。在对级环境下的压气机间隙泄漏流动进行附面层抽吸控制时,同样证明了此技术可对叶尖泄漏流和泄漏涡的发展起到阻滞作用,达到提升压气机气动性能的目的^[15-16]。此外,部分研究探究了叶尖间隙尺寸变化对端壁抽吸方案控制间隙泄漏流动效应的影响^[17]。

上述研究中关于抽吸控制间隙泄漏流动的研究基本都是针对某一特定的来流条件进行的,但实际压气机的工作条件往往是变化的,需要在较大的来流攻角范围内保持良好的气动性能。研究端壁抽吸方案对间隙泄漏流动的控制效果随来流攻角的变化规律有助于更好的设计抽吸方案,以便更灵活地运用抽吸技术,从而加快附面层抽吸技术在实际发动机中的工程应用。为此,本文将通过数值模拟方法研究采用端壁抽吸方案前后各来流攻角下扩压叶栅气动性能的变化,并选择典型工况,详细对比和分析流场细节及性能参数。各来流攻角下端壁抽吸对间隙泄漏流动的控制效果以及攻角对抽吸控制规律的影响将是本文的研究重点。

1 研究对象

本文以某亚声速轴流压气机叶栅为研究对象,此叶栅多次被本课题组用于包括吸力面附面层抽吸技术在内的数值计算和实验研究等,拥有较为完善和可靠的流场数据。叶栅叶型及部分符号说明如图 1 所示,其主要设计参数见表 1。为研究叶尖泄漏流动,本文设置叶尖间隙尺寸为 1 mm,即为 1% 叶高。

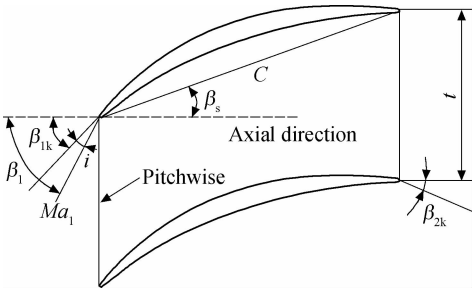


图 1 叶栅几何形状

Fig. 1 Geometry of the cascade

表 1 叶栅设计参数

Table 1 Cascade design parameters

参数	数值
弦长 C/mm	65
展弦比	1.54
栅距 t/mm	37.57
稠度 τ	1.73
进口气流角 $\beta_1/(\circ)$	47.08
几何进气角 $\beta_{1k}/(\circ)$	47.08
几何出气角 $\beta_{2k}/(\circ)$	1.98
安装角 $\beta_s/(\circ)$	21.27
攻角 $i/(\circ)$	0
进口马赫数 Ma_1	0.4

2 数值方法及验证

数值计算使用商业软件 NUMECA/Fine 对三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程(RANS)进行定常求解。中心差分法和 4 阶 Runge-Kutta 迭代法分别用于控制方程中的空间项和时间项离散。根据课题组多年研究经验^[18-19], Spalart-Allmaras (S-A)湍流模型具有较好的收敛性和稳定性,并且对于抽吸叶栅内流场的预测结果与实验吻合较好,因此本研究选用 S-A 湍流模型以模拟叶栅内部流动的湍流现象。为加快收敛速度,计算引入隐式残差光顺和多重网格等技术。进口边界条件给定为来流方向、总温及总压,出口给定质量流量。绝热无滑移条件被应用于固壁边界。

网格划分部分由 NUMECA 软件包中的 Autogrid5 模块联合交互式网格生成器(interactive grid generator, IGG)模块完成。IGG 模块用于抽吸槽网格划分。Autogrid5 模块将叶栅主通道划分为 O4H 型拓扑结构,并在叶尖间隙处采用蝶形网格技术以提高网格生成质量。间隙内径向网格节点数目对间隙部分流场捕获能力影响较大,文献[19]研究表明当间隙网格数目超过 17 之后,间隙网格数对流场的影响可以忽略,因此本研究在叶尖间隙内沿径向设置 21 个网格点以保证可以捕捉到可信赖的泄漏流场。图 2 给出了间隙网格数不变情况下的流场总体总压损失系数($\bar{\omega}$)和进口马赫数(Ma_1)随叶栅网格总数(n)的变化趋势,由此可知,当网格总数超过 106 万,尤其是 130 万时,计算结果将趋于稳定。考虑到计算精

度和成本,本文设置原始叶栅网格总数(不计抽吸槽网格)为 130 万。图 3(a)为带叶尖间隙及抽吸槽的叶栅计算域设置示意图,计算域进口段和出口段分别为 100%和 150%轴向弦长(C_a)。近固壁第一层网格尺寸设置为 1×10^{-6} m,从而无量纲参数 $y^+<2.5$,进而保证了本研究所选湍流模型的数值计算要求。图 3(b)给出了叶栅下端壁(lower endwall)和叶片吸力面网格图,并显示了叶尖部分前缘(LE)及后缘(TE)局部网格放大图。

为验证本研究所使用数值计算方法的可靠性,图 4 给出了相同条件下的数值计算与实验结果对比图。图 4(a)为进口攻角(i)和进口马赫数分别为 0° 和 0.6 条件下的 50%叶展的静压系数(C_p ,定义为当地静压与进口总压之比,用以表征叶片负荷大小及增压能力)分布,图(b)为相同来流条件下的出口气流角(β_2)沿展向分布。实验通过分布在叶片表面的静压孔获得叶表静压,栅后

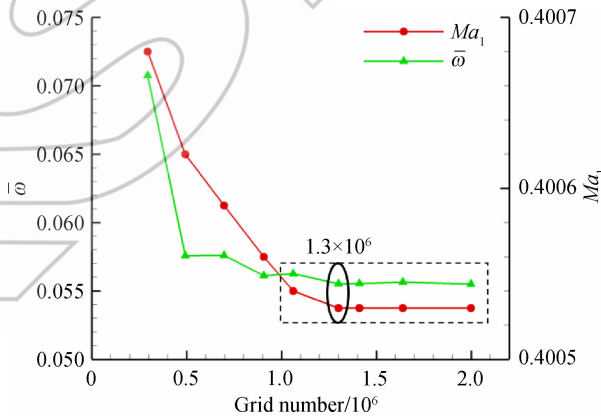
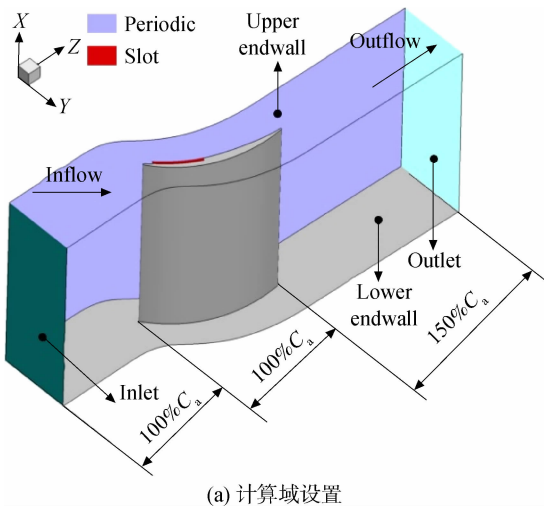


图 2 不同网格总数下的叶栅性能

Fig. 2 Cascade performance with different number of grid



(a) 计算域设置

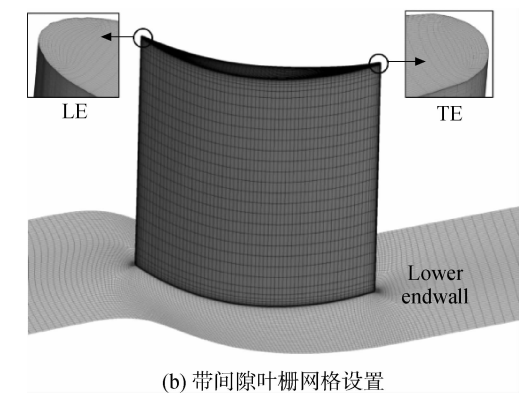
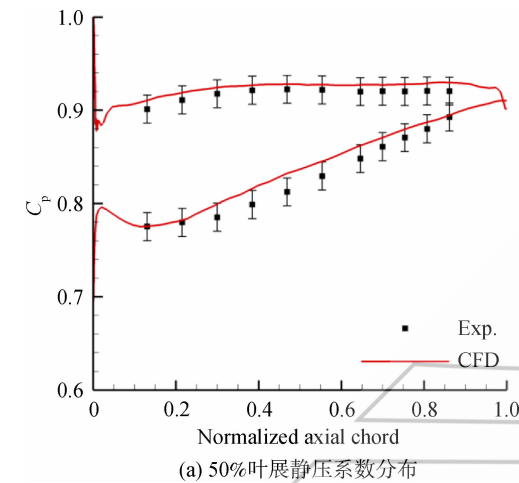
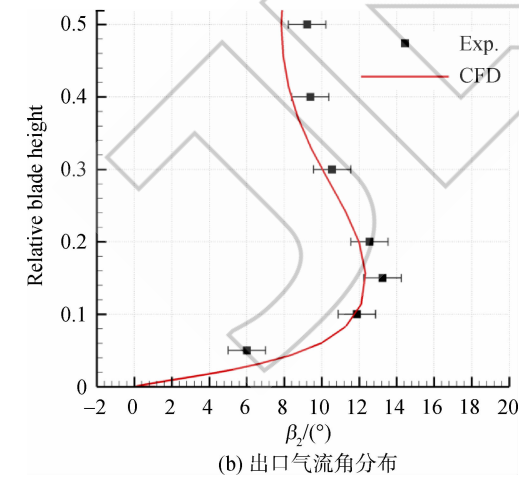


图 3 叶栅计算域及网格设置

Fig. 3 Computational domain and grids of the cascade



(a) 50%叶展静压系数分布



(b) 出口气流角分布

图 4 原型叶栅数值计算与实验结果对比

Fig. 4 Comparison between numerical and experimental results of the original cascade

五孔探针测量结果可得到出口气流角^[19]。从图中的对比结果来看,虽然计算结果在数值上与实验测量值有一定的误差,但总体误差较小。同时注意,数值计算得到叶栅气动参数的分布规律与实验结果吻合较好,从而本研究所采用的数值计

算方法具有较高的可信度,也证明了后续相关分析和结论的准确性。

3 抽吸方案设计

端壁抽吸方案是根据带间隙原型叶栅各攻角下的流动分析所设计的。原始叶栅叶尖泄漏涡起始位置自 -10° 攻角下的 $45\%C_a$ 逐渐向前缘移动,当进口来流攻角为 $+8^{\circ}$ 攻角时,泄漏涡起始位置为 $8\%C_a$ 。太长的抽吸槽会加剧对叶尖流场的干涉作用,从而降低流动控制效果。结合文献[11,14],并充分考虑到泄漏涡的起始位置,本文设计了如图 5 所示的用于控制叶尖泄漏流动的端壁抽吸方案。抽吸槽位于叶栅上端壁(机匣),覆盖轴向弦长范围为 $5\%C_a\sim 35\%C_a$,此范围覆盖了大多数来流攻角下的泄漏涡起始位置及附近部分区域。抽吸槽以叶片中弧线为中心线平行分布,槽宽和槽高均为 1 mm ,出口边界给定抽吸流量。使用 NUMECA/IGG 模块生成 H 型抽吸槽网格,沿轴向、展向和栅距方向分别布置 101、29 和 29 个网格节点,从而网格节点总数约为 85 000。抽吸槽的网格分布见图 5。为减小数值传递误差,通过完全非匹配连接技术将抽吸槽网格与叶栅通道网格相连接。

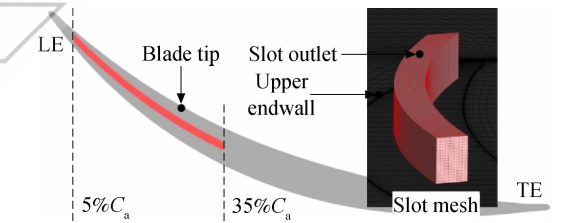


图 5 抽吸槽布置及网格设置

Fig. 5 Aspiration slot arrangement and grid of slot

4 结果与讨论

4.1 总体性能变化分析

首先为评估和分析本文所设计的附面层抽吸方案对叶栅总体性能的影响,引入总体总压损失系数,考虑抽吸槽所带来的额外损失^[20]的综合总压损失系数定义为

ω = (m˙ - m˙s)(pt1 - pt2) + m˙s(pt1 - pt3) / (m˙(pt1 - p1)) (1)

其中 p_t 和 p 分别为总压和静压,下角标 1、2 和 s 分别代表叶栅进口、叶栅出口和抽吸槽出口; $\dot{m}$ 和 $\dot{m}_s$ 分别表示叶栅进口和抽吸槽出口的质量流量。总体总压损失系数通过对叶栅出口的总压损失系

数进行周向和展向质量平均得到。

图 6(a) 给出了进口马赫数为 0.4 条件下的 0° 和 4° 攻角时的叶栅总体总压损失系数随相对抽吸流量 ($\dot{m}_s/\dot{m}$, 以下简称抽吸量) 变化图, 抽吸槽本身由于对流场的干涉效应使得抽吸量为零时的叶栅损失稍有增大。随着抽吸量增大, 端壁抽吸方案控制效果逐渐增强, 对流场的改善作用增大, 详细分析见文献[14]。因此, 为排除抽吸量对抽吸叶栅攻角特性的影响, 本研究控制各攻角下抽吸量为能够明显影响流场的 0.7%。图 6(b) 给出了该抽吸量下的总体总压损失系数随来流攻角变化图, 并给出了抽吸前后损失系数的相对变化量 ($\Delta\bar{\omega}$)。攻角变化范围基本包含了压气机常规工作的可能攻角。图中原型叶栅总压损失系数在 -6°~+2° 之间保持较低水平, 均低于 0.08。随着攻角向两边拓展, 总压损失系数明显增大, 尤其是当攻角达到 +6° 及以上时, 叶栅总体总压损失系数将达到 0.15, 更甚至于在 +8° 攻角下接近于 0.2。引入端壁抽吸使 -10°~+4° 攻角范围内的叶栅损失减小, 而 +6° 和 +8° 攻角下的损失增大, 但未改变叶栅总压损失系数随来流攻角的变化规律。抽吸作用下总压损失系数的相对变化量随来流攻角的变化规律基本与叶栅损失系数的变化规律一致。总压损失系数在攻角为 0° 时降低幅度最大, 此时抽吸后的叶栅总体总压损失系数较原型叶栅减小了约 10.8%; 损失系数在攻角为 -8° 时减小了约 9.0%, 在攻角为 +4° 时减小了约 6.8%, 而在攻角为 +8° 时增大了约 5.7%。以上分析可知, 端壁抽吸可以改善小攻角及负攻角下的叶栅流场, 但对于大攻角下叶栅流场是不利的。接下来本研究以上述来流攻角工况为例, 重点研究来流攻角对叶栅间隙泄漏流动的端壁抽吸控制效果的影响。

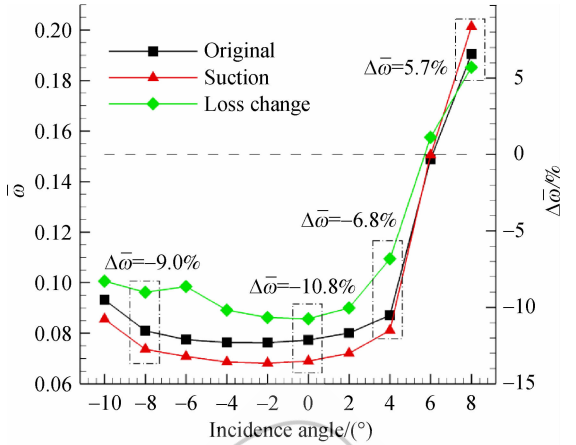
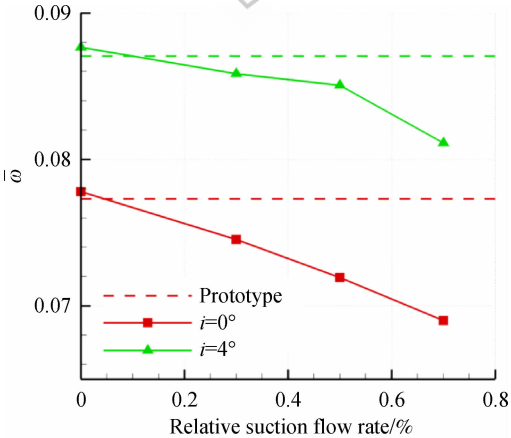


图 6 总体总压损失系数变化

Fig. 6 Variation of the overall total pressure loss coefficient

图 7 给出了叶栅抽吸前后叶片吸力面极限流线图, 图中及之后各图中小标题的 ORI 和 SUC 分别表示原型和抽吸叶栅。图中上方红色虚线框为叶尖泄漏流影响区域, 此处流线经历抬升-下沉-抬升-水平过程。前缘附近流线抬升现象是流体受叶片前缘阻滞作用而造成的; 随后的流线下沉则是由于泄漏涡对叶片吸力面叶尖区域流体的卷积作用而形成的, 流线起始下沉点也作为泄漏涡起始位置的粗略判据; 随后由于泄漏涡逐渐向通道中间移动, 对近壁面流动的影响逐渐减弱, 从而流线开始抬升并逐渐水平。无间隙侧近尾缘附近出现了叶背附面层分离线 (L_s), 随着攻角增大, 叶片吸力面分离线逐渐前移, 角区分离范围增大。当攻角为 +8° 时, 下端壁角区出现了几乎占据整个下半叶展的集中脱落涡, 而上半叶展也出现了明显的分离现象, 这与设计攻角和负攻角下的近壁面流动现象有着明显区别。

对比抽吸前后发现, 红色框内的流线由于抽吸作用其下沉起始位置明显后移, 同时最低下沉位置向低叶展方向靠近。这说明端壁抽吸使泄漏涡起始位置向下游移动, 缩短了其在轴向的有效发展距离, 但使泄漏涡在展向的影响范围扩大。叶尖端壁抽吸方案对 -8°、0° 和 +4° 攻角下的无间隙端的角区分离现象基本无影响。然而观察 +8° 攻角时抽吸前后的叶片吸力面极限流线图可以发现, 叶栅流道内流场结构发生了极大的变化。原型叶栅在 +8° 攻角下的无间隙端角区分离区与间隙端角区分离区分隔于中叶展处, 形成由图 7(d) 中的鞍点 S_1 起始的上下两条分离线。抽吸后叶栅在此攻角下的下叶展角区分离区向上叶展扩



(a) 总体总压损失系数随抽吸量变化趋势

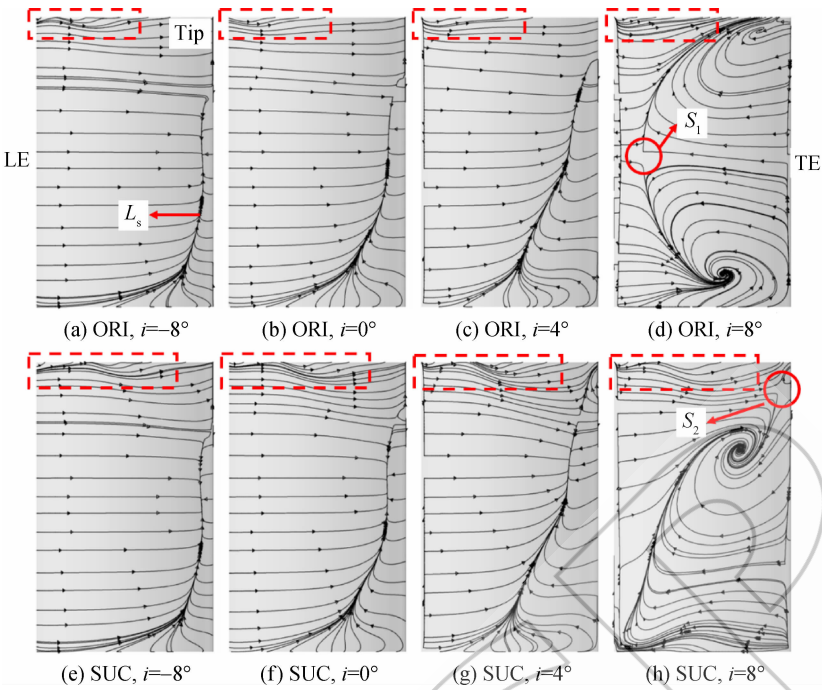


图 7 端壁抽吸前后叶栅吸力面极限流线分布

Fig. 7 Distribution of limit streamlines on blade suction surface with and without endwall suction

展,分离涡(集中脱落涡)涡核也由 10% 叶高上移至 70% 叶高,鞍点 S_1 亦随之消失。值得说明的是, +8° 攻角下端壁抽吸方案在叶尖部分仅在尾缘处发生回流现象,与分离涡涡核处的螺旋节点通过鞍点 S_2 相连接,叶尖流场明显得到改善,这使得叶尖部分损失减小;端壁抽吸后下叶展部分的附面层分离线前移导致此区域流动损失增大。因此,端壁抽吸方案在 +8° 攻角下对叶栅整体流场的影响将是这两种损失变化规律的综合表现,也由此导致了其总体总压损失系数较原型叶栅增大。

4.2 叶尖泄漏涡变化分析

由于 +4° 攻角下的叶栅流场结构与 0° 攻角下的无明显区别,故后文不再对 +4° 攻角下的流场进行特别分析。图 8 给出了原型叶栅和端壁抽吸叶栅在攻角为 -8°、0° 和 +8° 时上端壁静压系数等值线分布,图中起始于静压最小值点而后依次连接静压系数等值线槽道极小值点的黑色点画线用以表示叶尖泄漏涡的运动轨迹^[2,21]。未抽吸的原型叶栅在 3 种来流攻角下其泄漏涡起始位置分别位于 42% C_a 、22% C_a 和 8% C_a ,即泄漏涡起始位置随来流攻角增大逐渐前移,同时泄漏涡运动轨迹逐渐远离叶片吸力面,表明叶尖泄漏涡强度和影响范围逐渐增大。端壁抽吸方案在 3 种来流攻角下叶尖泄漏涡起始位置分别为 59% C_a 、52% C_a

和 46% C_a ,相较于原型叶栅分别后移了 17% C_a 、30% C_a 和 38% C_a 。泄漏涡运动轨迹更靠近叶片吸力面,说明端壁抽吸方案使叶尖泄漏涡影响范围缩小。同时注意静压系数分布可知,抽吸增大了叶尖处的增压能力,再次说明抽吸可以改善叶尖流场,使叶栅叶尖处气动性能得到提升。由于攻角为 -8° 时原型叶栅的叶尖泄漏涡起始位置并未在端壁抽吸槽覆盖范围内,故而此端壁抽吸方案对该攻角下的间隙泄漏涡生成阶段的控制效果较其对 0° 攻角和 +8° 攻角下的弱。此外,原型叶栅在攻角为 +8° 时叶尖泄漏流在 60% C_a 附近与主流基本完全掺混,而抽吸方案下的泄漏涡轨迹在栅后依然清晰可见,这种变化规律与 -8° 攻角和 0° 攻角下的并不相同,最终导致端壁抽吸方案对叶栅总体性能的影响在 +8° 攻角下与其他攻角不同,下文将对此进行详细分析。

图 9 进一步给出了各工况下叶栅 98% 叶展截面上的轴向速度 (V_z) 云图。图中低速区(蓝色区域)即为泄漏涡影响区域,此处流体的轴向动量较小,造成流道堵塞效应。与图 8 分析相呼应,低速区随攻角增大逐渐前移,即泄漏流对流动的影响范围逐渐增大。抽吸后低速区均有一定程度上的后移,栅距方向分布范围也有所减小。-8° 和 0° 攻角下的低速区面积在抽吸作用下减小。当攻角为 +8° 时,由于抽吸后泄漏涡运动轨迹加长,泄漏涡影响区域与尾缘分离涡影响区域耦合,使栅

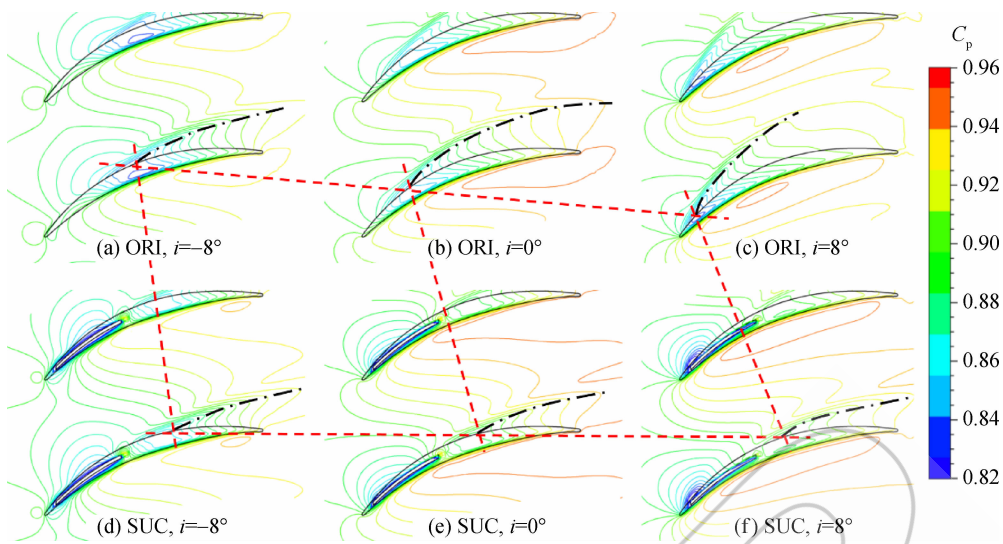


图 8 上端壁静压系数分布

Fig. 8 Static pressure coefficient distributions on the upper endwall

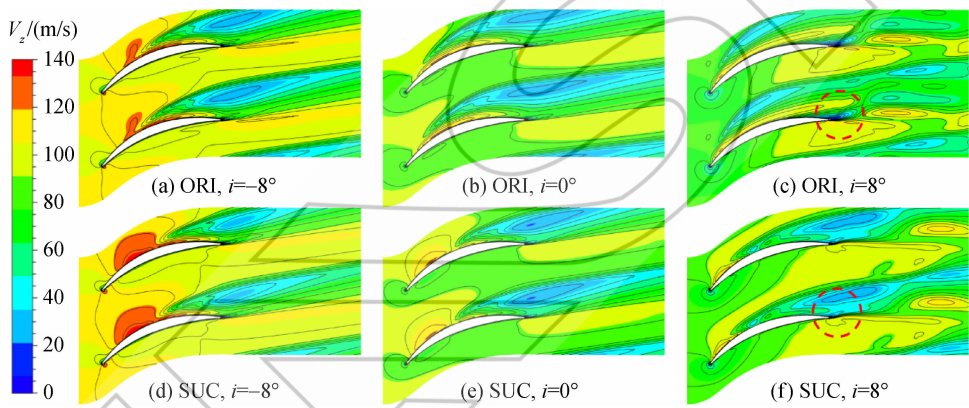


图 9 98%叶展截面轴向速度分布

Fig. 9 Distribution of axial velocity at 98% span

后部分流场恶化。与此同时,抽吸对+8°攻角下的由叶片尾缘分离涡所造成的回流现象起到了抑制作用,减弱了叶尖尾缘处的分离涡强度,改善了叶尖流场。最终综合表现为使间隙处流动损失增大,但使得 95%叶高以下的部分叶展范围内损失降低。

接下来采用熵分析法对各工况下的端壁抽吸前后的流场发展进行详细的对比分析,式(2)给出了熵的定义。

$$S = \frac{c_p}{\gamma} \ln \left[\left(\frac{p}{p_{\text{ref}}} \right)^{1-\gamma} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{\gamma} \right] \quad (2)$$

其中 c_p 为比定压热容, γ 为比热比。 p_{ref} 和 T_{ref} 分别为参考压力和参考温度,本文分别选择 101 325 Pa 和 288. 15 K。

图 10 显示了各工况下从叶片前缘到 140% 轴向弦长处的 15 个轴向 S_3 截面上的熵分布(此

处仅展示高熵区),并添加了部分三维泄漏流线。图中叶尖区域的高熵区是由叶尖泄漏涡影响所致,反映了叶尖泄漏涡从起始到发展直到逐渐耗散的过程,其沿叶片前缘向下游发展规律与图 8 中的叶尖泄漏涡运动轨迹相吻合。向下游发展过程中,高熵区逐渐扩散,但质量熵的峰值逐渐减小。相较于原型叶栅,抽吸方案下由于泄漏涡所致的高熵区向叶片吸力面靠近且面积有所减小,同时质量熵的峰值也稍减小。也就是说,端壁抽吸方案通过直接减弱泄漏涡的强度和影响范围从而起到了改善叶尖流场的效果。抽吸后高熵区面积开始增大的位置,即泄漏涡起始位置明显后移,这与图 8 和图 9 中泄漏涡起始位置的变化相一致。

当来流攻角为+8°时,通过对比图 10(c)和图 10(f)中黑色虚线椭圆圈可知,抽吸后由于分离所引起的高熵区明显缩小,但叶栅尾缘叶尖处由泄

漏涡引起的高熵区和由分离所引气的高熵区发生耦合,而这在原型叶栅中并未发生。参考图 11 所示的抽吸槽出口熵增分布, +8°攻角下端壁抽吸方案使图 10(f)中的红色虚线圈处,即抽吸槽覆盖区域质量熵值增大,流动损失增大,造成端壁抽吸方案对叶栅总体性能的影响在 +8°攻角下异于另外两个攻角。另外,对比 +8°攻角下抽吸前后泄漏流三维流线可以发现,原型叶栅泄漏流在栅后已基本与主流掺混完成,流道方向趋于一致,而抽吸叶栅的泄漏流依然有着明显的旋绕运动,这与图 8 分析所得出的抽吸后泄漏涡运动轨迹向下游延伸至栅后的结论相互印证。

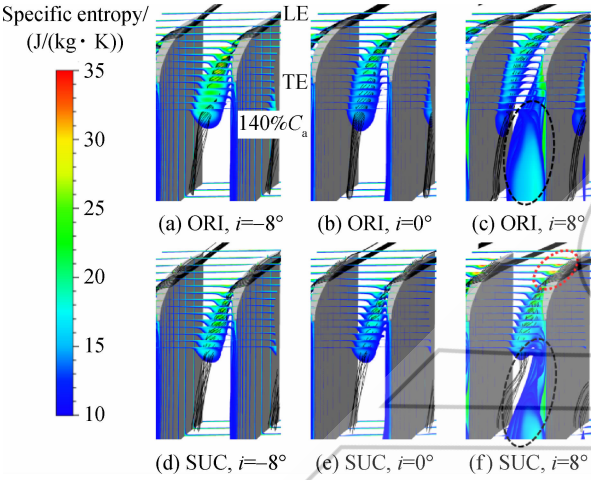


图 10 轴向截面上叶尖区域质量熵分布及三维泄漏流线
Fig. 10 Specific entropy contours of tip region on axial slices and three-dimensional leakage streamlines

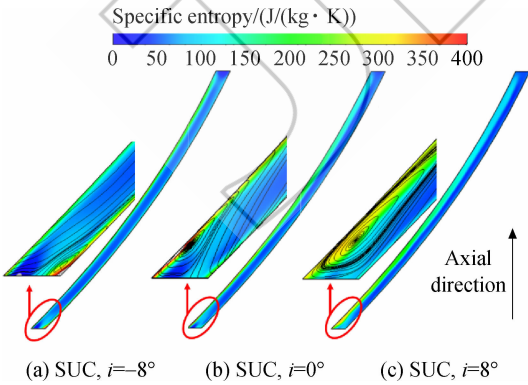


图 11 抽吸槽出口质量熵分布

Fig. 11 Specific entropy distribution at outlet of suction slot

为了进一步阐释来流攻角对端壁抽吸方案控制间隙泄漏流动效应的影响,图 12 给出了抽吸前后三个来流攻角下近尾缘 S_3 截面上的质量熵值分布云图及二维流线分布。图中叶尖部分近叶片

吸力面的涡结构为叶尖泄漏涡,靠近通道中间的涡结构为上通道涡(PV),不带间隙的下端壁处的涡结构为下通道涡。随着攻角增大,叶背分离损失增大,分离范围扩大。端壁抽吸方案使 -8°攻角和 0°攻角下的泄漏涡向吸力面移动,同时泄漏涡区域的质量熵值减小,但对下半叶展无明显影响。另外,抽吸后 0°攻角下的上通道涡被拉伸为椭圆形,其涡核更加靠近上端壁。当攻角为 +8°时,与前文分析相呼应,原型叶栅在尾缘截面不可见叶尖泄漏涡结构,而抽吸方案下存在。近吸力面处的高损失区由原型叶栅中基本沿叶中对称的叶背附面层分离转变为大的角区分离,流场结构更加复杂。端壁抽吸后上半叶展区域的损失降低,而下半叶展的损失大幅增大,结合图 6 可知,最终导致叶栅整体性能下降。究其原因是:大攻角下叶栅流道严重堵塞,端壁抽吸减缓了叶尖区域的堵塞,使得下叶展区域的流体向上运动,破坏了原型中基本对称分布的分离流动,造成了图 7(h)中的叶片吸力面分离涡涡核自原型叶栅中的 10% 叶高抬升至端壁抽吸后的 70% 叶高,进而使得叶栅流场中包括损失在内的多种流动参数沿展向重新分配。

图 13 为标准螺旋度标识的 Q 涡判据下的叶栅通道内涡结构图,用以更加直观地比较抽吸前后 3 种来流攻角下的涡结构尺度和位置变化。图示为 $Q=5 \times 10^6 \text{ s}^{-2}$ 的等值面。 Q 定义如下^[22]:

$$Q = \frac{1}{2}(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}) \quad (3)$$

式中 $\Omega_{ij} = (u_{ij} - u_{ji})/2$ 和 $S_{ij} = (u_{ij} + u_{ji})/2$ 分别为自旋张量和应变张量。标准螺旋度 (H_n) 在不需要考虑涡量在流向上的衰减时也能很容易地识别涡的旋向,然后实现对旋涡性质的定量分析^[23],其定义如下:

$$H_n = \frac{\bar{\xi} \cdot \bar{u}}{|\bar{\xi}| \cdot |\bar{u}|} \quad (4)$$

其中 $\bar{u}$ 和 $\bar{\xi}$ 分别表示流体的速度和涡量。

图 13 叶尖处靠近叶片吸力面的正的标准螺旋度标识的涡结构为叶尖泄漏涡。叶尖泄漏涡上标准螺旋度接近于 +1 的部分随来流攻角增大而增多,表明泄漏涡强度逐渐增强,而其结构方面随攻角的变化规律与图 7~图 12 的分析一致,此处不再赘述。端壁抽吸后泄漏涡起始位置明显后移,标准螺旋度减小。抽吸后 +8°攻角下叶栅的中下叶展部分涡结构尺寸增大,螺旋度增大,造成损失增大。另外值得注意的是叶尖尾缘吸力面附近的分离涡结构在抽吸作用下衰减,且在 +8°攻

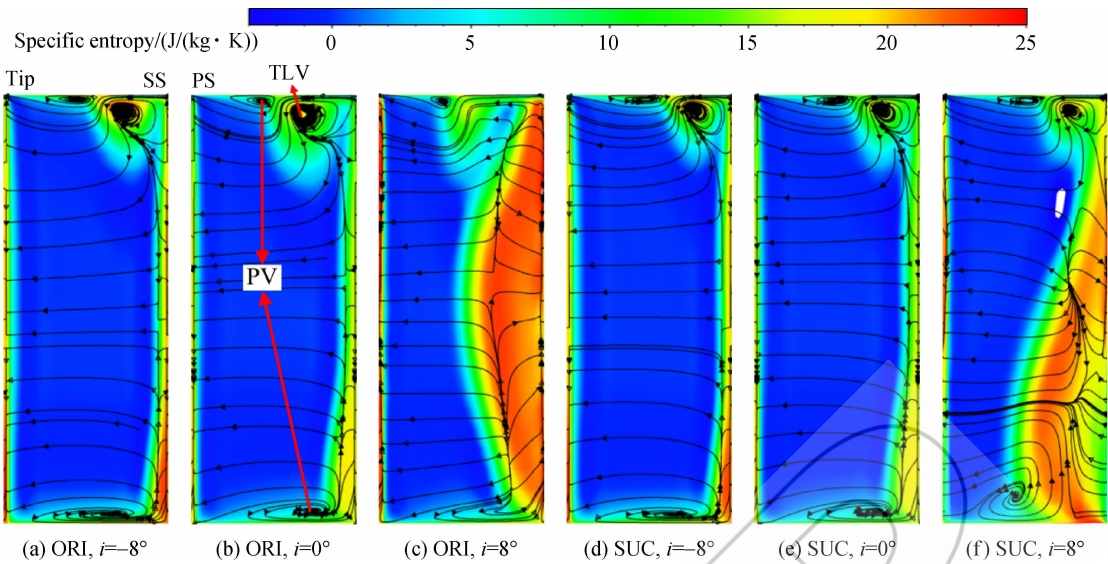


图 12 尾缘 S3 截面质量熵值及二维流线分布

Fig. 12 Distribution of specific entropy and two-dimensional streamlines of S3 slice at trailing edge

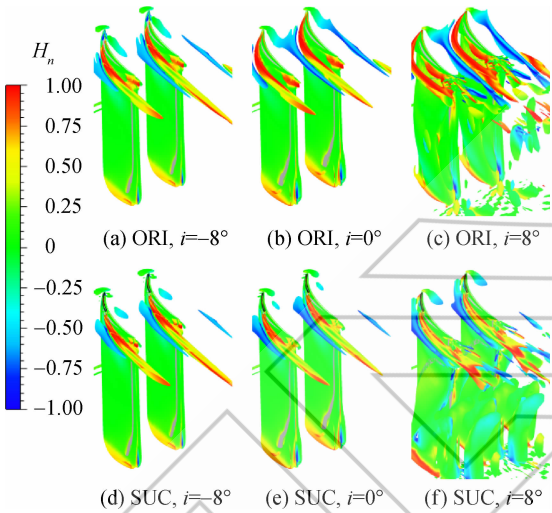
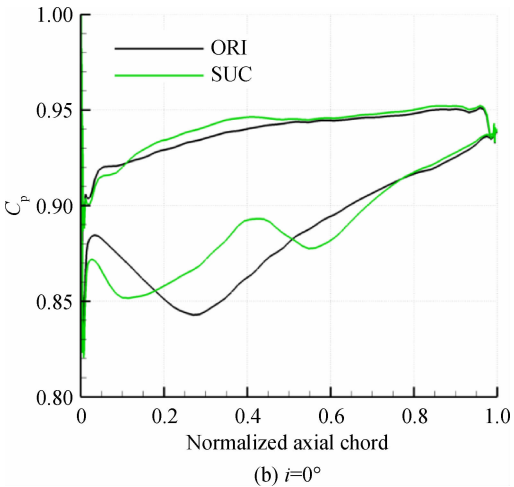
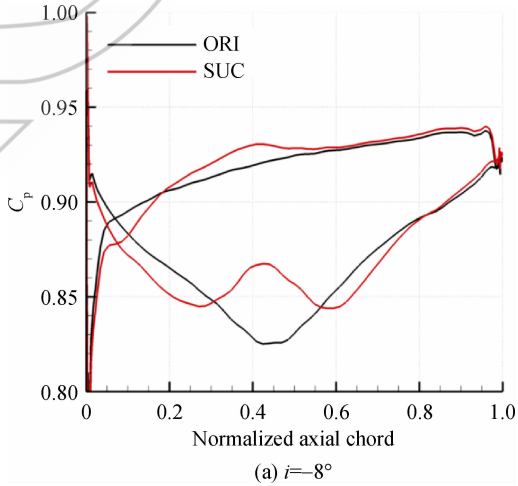


图 13 Q 准则标识的涡结构

Fig. 13 Vortices structure identified by Q-criterion

对于来流攻角为 -8° 的工况,端壁抽吸后吸力面静压系数自前缘至 $30\%C_a$ 降低,在 $30\%C_a \sim 56\%C_a$ 范围内增大,随后至 $82\%C_a$ 再次有所下降,最后至尾缘基本保持不变;压力面静压系数自



角下与泄漏涡结构耦合。

抽吸前后叶栅在 3 个来流攻角下 98% 叶展吸、压力面静压系数分布如图 14 所示。分析原型叶栅下的静压系数分布可知,3 种攻角下的静压系数分布规律基本一致,但 $+8^\circ$ 攻角下的压力面静压系数在约 $50\%C_a$ 后逐渐下降,这不同于其他两个攻角下的压力面静压自前缘至尾缘连续增大。吸力面静压系数在 -8° 、 0° 和 $+8^\circ$ 攻角下分别在 $45\%C_a$ 、 $28\%C_a$ 和 $13\%C_a$ 处达到极小值。对比抽吸前后 3 种攻角下的静压系数分布变化规律可以看出,抽吸槽覆盖位置及稍下游部分区域的吸力面压力分布在端壁抽吸作用下发生明显改变,同时压力面压力分布也有一定程度的变化,从而影响了叶尖载荷沿轴向的分布规律。

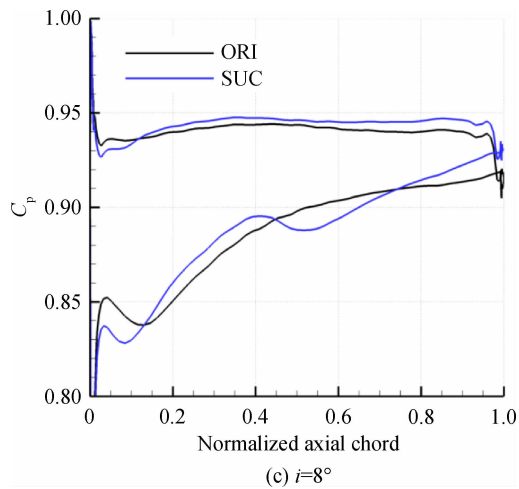


图 14 98%叶展静压系数分布

Fig. 14 Static pressure coefficient distributions at 98% blade span

叶片前缘至 $18\%C_a$ 减小,然后在 $18\%C_a \sim 60\%C_a$ 范围增大,之后不再变化。综合吸、压力面静压变化发现,端壁抽吸方案使叶尖载荷在轴向分布上基本呈现先增大,再减小,又增大,后不变的变化规律。叶尖载荷减小的区间,叶尖泄漏涡强度和通道堵塞效应减弱,因此成为本文所设计的端壁抽吸方案控制叶尖泄漏流的主要作用区域。该区域前后分别出现叶尖载荷增大的现象,这是由端壁抽吸所导致的泄漏流局部加速效应所引起的。抽吸前后 0° 来流攻角下的叶尖静压分布和叶尖载荷分布变化规律基本与 -8° 攻角时相同,而端壁抽吸方案对 $+8^\circ$ 攻角下叶尖静压系数分布的影响稍有不同。抽吸后 $+8^\circ$ 攻角下的吸力面静压在前缘至 $13\%C_a$ 减小,在 $13\%C_a \sim 45\%C_a$ 增大,而后在 $45\%C_a \sim 75\%C_a$ 再次减小,在 $75\%C_a$ 之后明显增大;压力面静压在前缘至 $12\%C_a$ 略微减小,其后直到尾缘处都较原型叶栅有所增大。 $+8^\circ$ 攻角下尾缘附近的静压系数分布受抽吸影响的变化规律与 -8° 及 0° 下的明显不同,从而影响了端壁抽吸方案对叶栅总体性能的改善效果。另外,抽吸后 $+8^\circ$ 攻角下的叶尖载荷的减小程度明显小于 -8° 及 0° 攻角下的载荷变化。

为定量分析来流攻角对端壁抽吸方案下泄漏流强度的影响,图 15 给出了抽吸前后 3 种攻角下中间间隙出口处的叶尖泄漏角 (TLA, 定义为泄漏流与轴向的夹角) 沿轴向分布。对于未抽吸原型叶栅,从叶片前缘到尾缘,叶尖泄漏角先增大后减小,最大值处的轴向位置与图 14 中的最大叶尖载荷位置一致,随攻角增大逐渐向上游移动,同时幅值也逐渐增大。端壁抽吸方案下叶尖泄漏角在

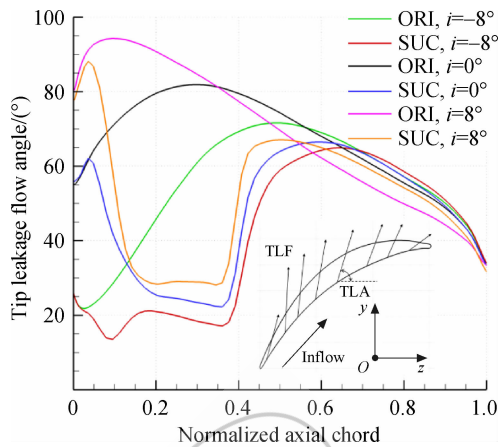


图 15 中间间隙出口处叶尖泄漏角分布

Fig. 15 Tip leakage flow angle distributions at mid-gap exit

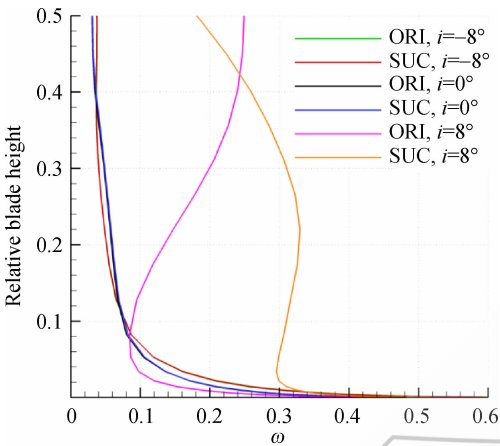
-8° 、 0° 和 8° 攻角下分别在 $2\%C_a \sim 69\%C_a$ 、 $4\%C_a \sim 63\%C_a$ 和 $0\%C_a \sim 54\%C_a$ 范围内较原型叶栅显著减小,表明端壁抽吸方案使泄漏速度降低,减弱了泄漏流和泄漏涡强度。由于抽吸槽覆盖范围不包含 -8° 攻角下原型叶栅的泄漏涡起始位置,因而此攻角下的叶尖泄漏角有效降低程度相对较小。泄漏角分别在 $69\%C_a \sim 95\%C_a$ 、 $63\%C_a \sim 90\%C_a$ 和 $54\%C_a \sim 97\%C_a$ 范围内较原型叶栅有所增大,且 $+8^\circ$ 攻角下的增大程度大于另两个攻角下的;抽吸对其他弦长范围内的叶尖泄漏角的影响可以忽略不计。

4.3 叶栅出口性能分析

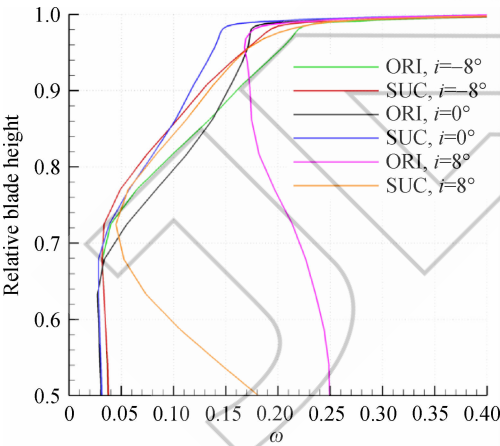
分析端壁抽吸方案对 3 种来流攻角下叶栅出口性能的影响。图 16 和图 17 分别为总压损失系数和出口气流角展向分布图,两参数均已沿栅距方向进行了质量流量平均。两图中图(a)的纵坐标范围为 $0\% \sim 50\%$ 叶高,图(b)的纵坐标范围为 $50\% \sim 100\%$ 叶高。对于图 16,分析原型叶栅可知, -8° 和 0° 攻角下的出口总压损失系数沿展向分布规律一致,叶展中部损失较小而两端损失较大;在攻角为 $+8^\circ$ 时,由于叶片吸力面附面层严重分离,叶展中部损失明显增大,此区域内的分离损失也超越叶尖泄漏流动及角区分离成为叶栅总损失的最大来源。

端壁抽吸方案的引入并未改变 -8° 和 0° 攻角下的出口总压损失系数沿展向分布规律,由于有效控制了叶尖间隙泄漏流动,主要分别减小了两个来流攻角下 68% 和 64% 叶高以上部分的流动损失。并且在相同的抽吸量下,端壁抽吸后 0° 攻角下的损失降低范围和降低程度都较大于一 8° 攻

角下的,因此图 6 中的叶栅总体总压损失系数的降低程度也是 0° 攻角下的稍大。抽吸后 $+8^\circ$ 攻角下的总压损失系数在 $42\% \sim 95\%$ 叶高范围内减小,而在 42% 叶高以下及 95% 叶高以上则有所增大。结合图 7 可知,抽吸推迟了上半叶展范围内的流动分离,但使下半叶展的流动分离提前,从而造成损失在下半叶展增大而在上半叶展的大部分范围内减小,叶尖部分则由于叶尖泄漏流动与尾缘分离流动耦合而造成损失增大,最终综合表现为叶栅总体损失增大。



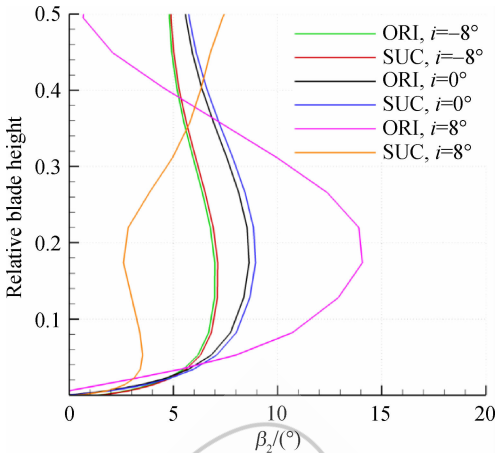
(a) 0%~50%叶高



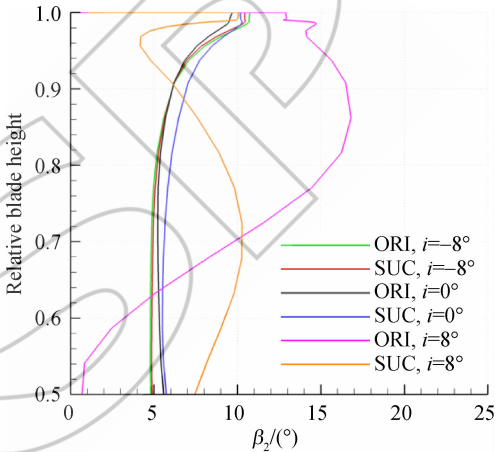
(b) 50%~100%叶高

图 16 出口周向平均总压损失系数沿径向分布
Fig. 16 Radial distribution of pitch-averaged total pressure loss coefficient at outlet

图 17 中 -8° 和 0° 攻角下的出口气流角沿展向的分布规律一致,分别由于叶尖泄漏流动和下端壁角区分离对流道的堵塞作用造成在上下端壁处出现流动欠偏转现象,而 $+8^\circ$ 攻角下的出口气流则在叶展中部发生明显的过偏转。端壁抽吸方案下几个攻角下的出口气流角变化与总压损失系数的变化规律相似,联合前文对各图的详细分析,



(a) 0%~50%叶高



(b) 50%~100%叶高

图 17 周向平均出口气流角沿径向分布
Fig. 17 Radial distribution of pitch-averaged outlet flow angle

同样能够得出相同的结论。

通过以上分析可知,本文所设计的端壁抽吸方案在相同抽吸量下对不同来流攻角下的叶尖泄漏流动的控制都是通过将叶尖流场内的低能流体吸除,减小了抽吸槽覆盖范围及附近区域的叶尖载荷。进一步,由叶尖载荷驱动的叶尖泄漏流及泄漏涡强度减弱,从而有利于叶栅整体性能的提升。但是在攻角下端壁抽吸方案同时有可能促进叶背附面层分离和角区分离,从而使得流动损失增大。另一方面,端壁抽吸方案对不同攻角下的流场改善效果不同。结合图 7、图 10 和图 13 分析,端壁抽吸方案对 -8° 和 0° 攻角下的影响区域仅限于叶尖流场,主要效果为缩短了泄漏涡在展向和轴向的有效扩散距离,减弱了叶尖泄漏流动,改善了叶尖堵塞效应;但对于 $+8^\circ$ 攻角,端壁抽吸虽然也改善了叶尖流场,但该工况下叶尖泄漏损失的占比大大降低,同时抽吸使下半叶展区域的流场严重恶化,因此如图 6 所示,端壁抽吸方案

在此攻角下综合表现使叶栅整体性能下降。此时仅采用端壁抽吸无法提升流场整体性能,可以将控制间隙泄漏流的端壁抽吸方案与控制角区分离的叶背抽吸方案相结合,利用组合抽吸技术实现大攻角下的流场改善。同时,也可以考虑关闭抽吸槽出口使之成为机匣处理结构,在大攻角下实现扩稳。

本文研究结论是基于静止叶栅得到的,实际压气机与叶栅流动情况存在差别,叶片和端壁之间的相对运动影响叶尖泄漏流和泄漏涡强度和发展过程,因此本文所设计的端壁抽吸方案可能会在实际应用时无法发挥其最佳的控制效果,后续需要在压气机或动叶栅多工况下进行端壁抽吸方案研究,从而得到一个可以适应压气机实际多变工况流动控制效果的“通用型”端壁抽吸方案。

5 结 论

通过研究得出如下结论:

1) 来流攻角影响间隙泄漏流的生成及发展过程。叶尖泄漏涡起始位置随攻角增大前移,泄漏涡运动轨迹向偏离叶片吸力面方向偏移,且在栅距方向和展向的影响范围增大。泄漏损失逐渐增大;

2) 端壁抽吸通过延缓泄漏涡的形成过程,影响泄漏涡结构形态,减弱了泄漏涡强度,缩小了泄漏涡的影响范围,从而减小了间隙泄漏损失。由于-8°攻角下原型叶栅泄漏涡起始位置位于抽吸槽覆盖范围之后,因而抽吸后对该攻角下的泄漏损失相对减小程度小于设计攻角下的。抽吸后+8°攻角下的泄漏涡与尾缘分离涡耦合,带来一定程度的额外损失;

3) 本文设计的端壁流向开槽抽吸方案在负攻角和小攻角范围内对叶栅整体性能的改善效果较好,而在大攻角下流动损失增大。0.7%的抽吸量下,端壁抽吸后-8°、0°和+4°攻角下的叶栅总体总压损失系数较原型叶栅分别降低约9.0%、10.8%和6.8%,而+8°攻角下则增大约5.7%。大攻角下端壁抽吸方案在减小间隙泄漏损失的同时显著增大了附面层分离损失,这也造成了端壁抽吸方案在大攻角下对叶栅性能的影响与其他攻角不同。

参考文献:

[1] MOORE R D. Rotor tip clearance effects on overall and blade-element performance of axial-flow transonic fan stage

[R]. NASA-TP-2049,1982.

[2] INOUE M,KUROUMARU M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery,1989,111(3):250-256.

[3] LANGE M,ROLFES M,MAILACH R,et al. Periodic unsteady tip clearance vortex development in a low-speed axial research compressor at different tip clearances[J]. Journal of Turbomachinery,2018,140(3):031005. 1-031005. 10.

[4] BESELT C,ECK M,PEITSCH D. Three-dimensional flow field in highly loaded compressor cascade[J]. Journal of Turbomachinery,2014,136(10):101007. 1-101007. 10.

[5] 茅晓晨. 轴流压气机内部流动分离和叶尖泄漏流抽吸控制策略及机理的研究[D]. 西安:西北工业大学,2018.

MAO Xiaochen. Investigation on control strategies and mechanisms of aspiration in controlling the flow separation and tip leakage flow for axial flow compressors[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University,2018. (in Chinese)

[6] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery,1993,115(4):621-656.

[7] SUDER K L. Blockage development in a transonic, axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery,1998,120(3):465-476.

[8] 韩少冰,钟兢军. 叶尖小翼对跨声速压气机转子变工况性能的影响[J]. 航空动力学报,2016,31(3):647-658.

HAN Shaobing, ZHONG Jingjun. Influence of blade tip winglet on the off-design performance of a transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3):647-658. (in Chinese)

[9] 吕从鹏,姜斌,张寅豹,等. 跨声速轴流压气机转子弯掠控制机理[J]. 航空动力学报,2017,32(4):1001-1011.

LÜ Congpeng, JIANG Bin, ZHANG Yanbao, et al. Controlling mechanisms of bowed and swept of rotor in transonic axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(4):1001-1011. (in Chinese)

[10] HORN J R A, LOUGHERY R J, TRAMM P C. Single stage experimental evaluation of boundary layer blowing and bleed techniques for high lift stator blades[R]. NASA-CR-54573,1971.

[11] 郭爽,陆华伟,宋彦萍,等. 吸力面附面层抽吸在三维高负荷扩压叶栅中的作用机制[J]. 航空动力学报,2014,29(11):2529-2536.

GUO Shuang, LU Huawei, SONG Yanping, et al. Mechanism of suction surface boundary layer suction in three-dimensional high loaded diffuser cascades[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(11):2529-2536. (in Chinese)

[12] 赵振国,周正贵,陶胜. 吸附式压气机转子叶片气动优化设计[J]. 航空动力学报,2015,30(3):726-735.

ZHAO Zhenguo, ZHOU Zhenggui, TAO Sheng. Aerodynamic optimization design of an aspirated compressor rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(3):726-735. (in Chinese)

[13] SACHDEVA A, LEOEUF F. Topological studies of three-dimensional flows in a high pressure compressor sta-

tor blade row without and with boundary layer aspiration [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24 (5): 541-549.

[14] 张博涛,刘波,赵航. 叶顶抽吸对叶栅间隙泄漏流动的控制研究[J]. 推进技术, 2020, 41(8): 1701-1709.
ZHANG Botao, LIU Bo, ZHAO Hang. Effects of blade tip suction on cascade gap leakage flow[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(8): 1701-1709. (in Chinese)

[15] 陆华伟,韩兴伟,张永超,等. 机匣周向槽抽吸影响跨声速压气机转子性能的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(6): 1191-1195.
LU Huawei, HAN Xingwei, ZHANG Yongchao, et al. Numerical simulation of transonic compressor rotor performance affected by the casing circumferential groove suction [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(6): 1191-1195. (in Chinese)

[16] MAO Xiaochen, LIU Bo, ABDUL R, et al. Numerical investigation into the effects of casing aspiration on the overall performance and flow unsteadiness in a counter-rotating axial flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 78: 671-681.

[17] ZHANG Botao, LIU Bo, HAN Changfu, et al. Control and entropy analysis of tip leakage flow for compressor cascade under different clearance sizes with endwall suction[J]. Entropy, 2020, 22(2): 128. 1-128. 17.

[18] MAO Xiaochen, LIU Bo, TANG Tianquan. Effect of casing aspiration on the tip leakage flow in the axial flow compressor cascade[J]. Journal of Power and Energy, 2018, 232(3): 225-239.

[19] MAO Xiaochen, LIU Bo, TANG Tianquan. Control of tip leakage flow in axial flow compressor cascade by suction on the blade tip[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2018, 11(1): 137-149.

[20] EVANS S, HODSON H, HYNES T, et al. Flow control in a compressor cascade at high incidence[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(4): 828-836.

[21] STORER J A, CUMPSTY N A. Tip leakage flow in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 252-259.

[22] HUNT J C R, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[R]. NASA-N89-24555, 1988.

[23] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 469-480.

(编辑:张 雪)