

# 带吸力面小翼的压气机叶栅变间隙特性实验

韩少冰, 钟兢军  
(大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026)

**摘 要:** 为了进一步揭示吸力面小翼在不同叶尖间隙条件下的影响机理,开展了有/无吸力面小翼的压气机叶栅变间隙特性实验. 结果表明:与无间隙叶栅相比,叶尖相对间隙为 1% 时引入的泄漏流可以有效抑制叶片吸力面/端壁角区三维分离的产生,叶栅总损失和气动堵塞程度最低,此时为研究的 4 种间隙工况中的最佳间隙工况. 吸力面小翼在此间隙下降低了泄漏涡强度的同时使通道涡增强,叶片吸力面重新出现了三维分离流动,叶栅总损失和堵塞程度均有所增加. 在叶尖相对间隙为 2% 和 3% 时,带吸力面小翼叶栅中叶尖分离涡增强,主导叶尖区流动的泄漏涡强度减弱,两种间隙下叶栅总损失系数分别降低了 8.9% 和 12.5%,堵塞系数分别降低了 6.9% 和 6.3%. 在研究的 3 种非零间隙条件下吸力面小翼降低了叶栅气动损失对叶尖间隙变化的敏感性,减弱了叶尖泄漏涡造成的叶栅出口气流角的欠偏转/过偏转程度.

**关 键 词:** 吸力面小翼; 压气机叶栅; 变间隙特性; 间隙泄漏流动; 旋涡结构

**中图分类号:** V231.3      **文献标志码:** A

Experiment on variable tip clearance characteristics of  
compressor cascade with suction-side winglet

HAN Shao-bing, ZHONG Jing-jun  
(Marine Engineering College,  
Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

**Abstract:** In order to further explore the effect mechanisms of suction-side winglet under different tip clearance sizes, an experimental investigation on the variable tip clearance characteristics of the compressor cascade with/without suction-side winglet was carried out. Results showed that at 1% relative tip clearance size, the tip leakage flow suppressed three-dimensional separation on the corner of suction surface and endwall, the cascade loss and endwall blockage were both minimum; and this clearance size was found to be optimum tip clearance. The suction-side winglet reduced the strength of tip leakage vortex but resulted in a stronger passage vortex, and the three-dimensional separation zone was formed again. For the particular tip clearance, the loss and endwall blockage of cascade with winglet were both higher than the baseline tip cascade. In case of 2% and 3% relative tip clearance sizes, for the cascade with suction-side winglet, the tip separation became stronger, and the strength of tip leakage vortex was reduced. In case of these two tip clearance sizes, the total pressure loss coefficients of the cascade was reduced by 8.9% and 12.5%, respectively by the suction-side winglet, and the blockage coefficients with winglet were 6.9% and 6.3% lower

compared with the cascade without winglet. For these three tip clearance sizes, the compressor cascade performance sensitivity to tip clearance variation was improved by the suction-side winglet, and the degree of outlet flow angle's underturning and overturning induced by leakage vortex was reduced by the suction-side winglet.

**Key words:** suction-side winglet; compressor cascade;  
variable tip clearance characteristics; tip clearance flow;  
vortical structure

现代高性能压气机技术的发展使得压气机的气动设计变得愈加精细. 压气机动叶叶尖/悬臂静叶叶根间隙泄漏流动严重影响着压气机的压升能力、效率和稳定工作裕度. 为有效控制压气机叶尖/叶根径向间隙泄漏流动, 研究人员提出了各种措施对叶片或机匣/轮毂进行局部的几何调整, 如叶尖小翼技术<sup>[1]</sup>、机匣/轮毂处理<sup>[2]</sup>、叶片弯掠<sup>[3]</sup>等.

压气机叶尖小翼技术源于外流中的机翼翼梢小翼技术. 20 世纪 70 年代, 美国航空航天局的惠特科姆受大型鸟类在飞行中展开翅膀并向上偏折翼尖羽毛以减小阻力的启发, 提出了外流中飞机翼梢小翼的概念<sup>[4]</sup>. 之后, 叶尖小翼技术先后应用于船舶螺旋桨<sup>[5]</sup>、风力机<sup>[6]</sup>、轴流风机<sup>[7]</sup>等领域. 近年来在透平机械领域, 国内外学者开展了一系列利用叶尖小翼控制轴流涡轮叶栅和转子方面的研究<sup>[8-11]</sup>, 而叶尖小翼技术在轴流压气机领域的可行性尚未得到系统研究. 大连海事大学钟兢军教授课题组开展了压气机静止直列叶栅和低速转子加装叶尖小翼的数值模拟和实验研究工作<sup>[12-15]</sup>.

已有的研究表明, 压气机叶尖泄漏流动受叶尖形状、间隙尺寸、进口附面层厚度、叶片负荷、叶片与机匣间的相对运动等因素的影响<sup>[16-17]</sup>. 压气机在实际工作过程中受各种载荷的影响(如机械载荷、转子陀螺力矩等), 压气机叶尖/叶根径向间隙会发生一定的变化<sup>[18]</sup>. 因此, 为了进一步研究压气机叶尖小翼技术的可行性及其作用机理, 本文开展了具有吸力面小翼的压气机叶栅变间隙特性的实验研究.

实际压气机动叶叶尖间隙/悬臂静子叶根间隙空间狭小, 其内部复杂流场细节的测量十分困难且成本高昂. 为此, 借鉴文献[9-10]在涡轮矩形叶栅上开展叶尖小翼实验研究的做法, 本文对带有叶尖小翼的大尺寸矩形压气机叶栅流场进行了测量. 矩形叶栅实验具有测试方便、费用低廉的优点, 但由于忽略了机匣(或轮毂)与叶片间的相对

运动及叶轮旋转带来的哥氏力和离心力的影响, 其间隙流场结构会和实际的压气机动叶叶尖或悬臂静子叶根流场存在一定差别. 作为初步的机理研究, 作者认为开展带叶尖小翼的压气机叶栅变间隙特性的实验研究工作, 对研究压气机叶尖小翼在不同叶尖间隙尺寸下的影响机理仍很有意义.

1 实验装置

图 1 为实验时采用的大连海事大学矩形叶栅风洞示意图. 该风洞主要由扩压段、稳定段、收敛段和叶栅实验段组成, 风洞来流由一台 132 kW 的交流电动机带动的鼓风机提供. 风洞稳定段内布置有过滤网和整流格栅, 可以确保叶栅实验段进口来流的均化.

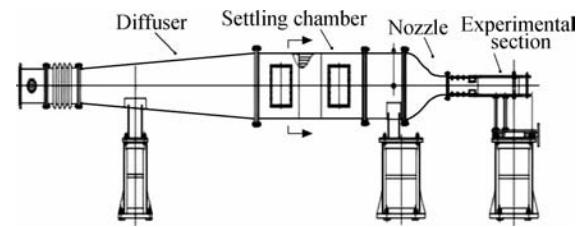


图 1 实验风洞示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experiment wind tunnel

图 2 为压气机叶栅实验段照片, 实验叶栅由 8 片叶片组成, 表 1 给出了实验叶栅的详细参数. 实验时叶栅来流总压由栅前总压探针测量, 叶栅出口流场由锥头 5 孔探针测量, 5 孔探针的测点布置方式如图 3 所示, 图中  $\bar{h}$  表示相对叶展,  $\bar{t}$  表示相对节距, 同时通过布置在叶栅上端壁的 132 个静压测孔对上端壁静压场进行了测量. 实验过程中, 叶栅流场的气动参数通过测压软管传送至电子压力扫描阀. 压力扫描阀采用 DSA3217 多通道(192 路)扫描阀, 其内置有硅电阻传感器、模拟/数字(A/D)信号转换器与微处理器和存储器, 通过以太网与计算机进行数据通信, 测量精度为 0.05%.



图 2 压气机叶栅实验段照片

Fig. 2 Picture of compressor cascade experiment section

表 1 叶栅参数  
Table 1 Cascade parameters

| 参数                        | 数值            |
|---------------------------|---------------|
| 叶片弦长 $c/\text{mm}$        | 160           |
| 叶展 $h/\text{mm}$          | 160           |
| 节距 $t/\text{mm}$          | 120           |
| 叶片几何进气角 $\beta_1/(\circ)$ | 46.23         |
| 叶片几何进气角 $\beta_2/(\circ)$ | 76.93         |
| 叶片安装角 $\gamma/(\circ)$    | 60            |
| 叶尖间隙 $(\tau/c)/\%$        | 1.0, 2.0, 3.0 |
| 进气攻角 $i/(\circ)$          | -2.54         |
| 进口弦长雷诺数 $/10^5$           | 4.3           |

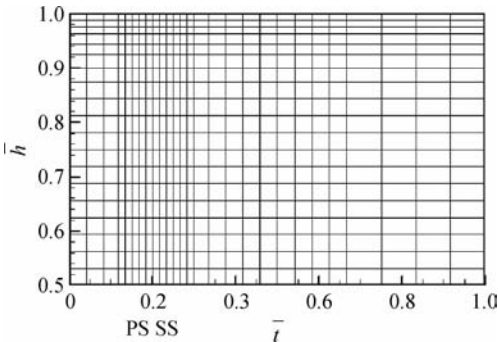


图 3 测量截面测点布置图

Fig. 3 Measure points of measurement plane

实验时, 栅前来流速度  $U_\infty=40\text{ m/s}$ , 叶栅进口附面层厚度约为  $20\text{ mm}$ . 实验共测量了 3 种叶尖间隙尺寸 ( $\tau/c=1.0\%$ ,  $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$ ), 为了便于对比分析, 同时对原型叶栅无间隙流场进行了测量. 实验过程中叶尖间隙尺寸通过调节下支撑板上的四角螺栓来控制. 叶尖间隙尺寸的定位误差为  $\pm 0.2\text{ mm}$ , 5 孔探针测量速度及总压的不确定度小于  $1\%$ , 气流角误差为  $\pm 0.5^\circ$ .

实验叶栅根据叶尖几何结构的不同分为无叶尖小翼的常规叶栅 (NW) 和带吸力面小翼叶栅 (SW2.0). 吸力面小翼的造型采用在保持原始叶型压力面型线不变的基础上, 将原始叶型吸力面型线向叶片吸力面侧扩展并在前/尾缘处光顺后得到, 周向扩展量为原始叶型当地厚度的 2 倍. 参考文献[9]的做法, 同时为便于加工, 吸力面叶尖小翼为平板状, 与叶片联接处无倒角, 展向厚度为  $1.4\text{ mm}$ , 如图 4 所示. 在实际压气机转子或悬臂静子中应用叶尖小翼时, 可采用叶尖小翼与叶片的一体化造型, 即叶尖小翼与转/静子叶片呈倒角状联接, 可保证其应用时的可靠性.

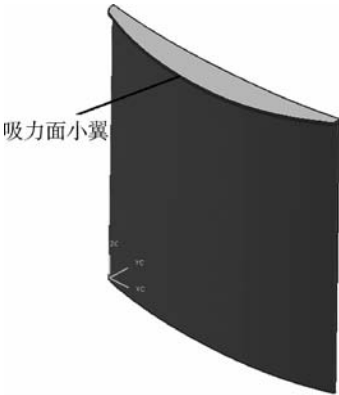


图 4 吸力面小翼示意图

Fig. 4 Schematic diagram of suction-side winglet

2 实验结果分析与讨论

2.1 叶栅上端壁静压系数

图 5 为叶栅上端壁静压系数分布云图, 图中  $\bar{c}_{ax}$  表示无量纲化的叶片轴向弦长. 上端壁静压系数定义为

$$C_p = (p - p_0) / \left( \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \right) \tag{1}$$

其中  $p$  为上端壁静压,  $p_0$  为栅前静压,  $\rho$  为密度. 对于无小翼的常规叶栅,  $\tau/c=1.0\%$  时, 上端壁静压场出现两处较为明显的静压斜槽 (图中用带箭头的虚线标示), 其中起源于  $30\%$  轴向弦长处并向远离叶片吸力面侧发展的静压斜槽对应着叶尖泄漏涡 (TLV) 的运行轨迹, 另一条位于叶尖上方的静压斜槽则对应着叶尖分离涡 (TSV) 的发展. Store 等<sup>[19]</sup> 和 Inoue 等<sup>[20]</sup> 的研究均表明, 上端壁靠近叶片吸力面侧的静压斜槽与叶尖泄漏涡轨迹相对应, 上端壁最低静压值对应着泄漏涡的起始位置. 与  $\tau/c=1.0\%$  时相比,  $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时, 泄漏涡起始位置向叶栅下游移动,

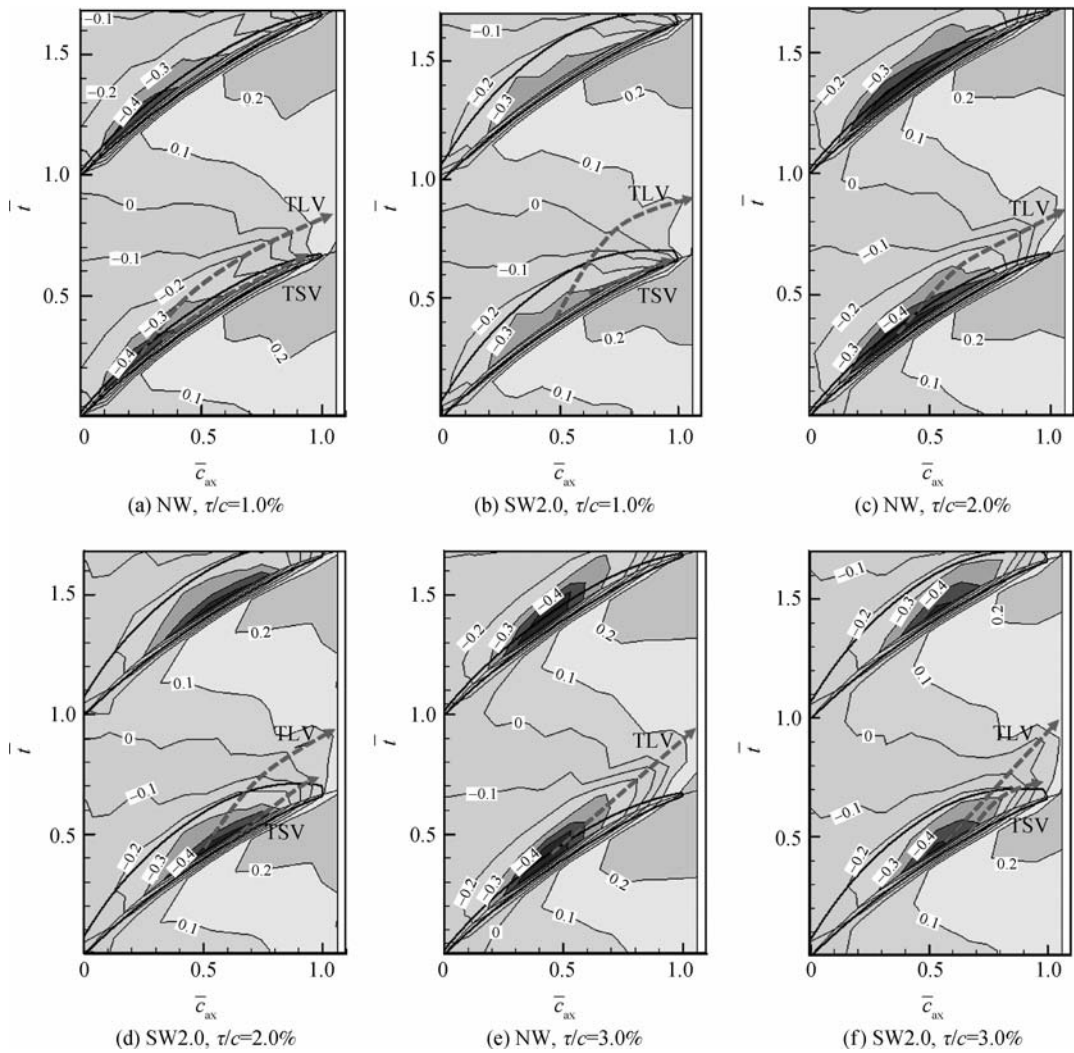


图 5 叶栅上端壁静压系数云图

Fig. 5 Contours of cascade endwall static pressure coefficient

分别位于 40%和 50%轴向弦长位置处。随着叶尖间隙尺寸增加,泄漏流动增强,泄漏涡向着更为远离叶片吸力面的流道中部位置发展且影响范围增大。受叶尖间隙尺寸增大的影响,  $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时叶尖分离涡的影响已无法在上端壁静压场上显现。

对于带吸力面小翼叶栅方案,3 种间隙下叶尖泄漏涡轨迹与常规叶栅相比均更为远离叶片吸力面,这是由于吸力面小翼的存在延迟了泄漏流与通道主流的剪切作用。此外,对应泄漏涡轨迹的静压斜槽趋势减缓,说明吸力面小翼降低了叶尖泄漏涡/流强度。同时还可以发现吸力面小翼叶栅方案中最低静压区位置更靠近叶栅下游,说明吸力面小翼延迟了泄漏涡的形成与出现。 $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时,吸力面小翼方案中仍可以清晰分辨出对应叶尖分离涡的静压斜槽,可见吸力面小翼使得泄漏流进入间隙时的“颈缩效应”

增强,叶尖分离涡强度增大。压气机叶尖泄漏流量取决于来流惯性、叶尖驱动压差、端壁横流及叶尖分离涡的阻滞作用等因素,带吸力面小翼叶栅中增强的叶尖分离涡类似于一列密封齿,有助于降低叶尖泄漏流量。

2.2 叶栅出口二次流速度矢量和轴向涡量

图 6 为带有叶尖间隙的不同方案叶栅出口二次流速度矢量和无量纲轴向涡量分布图,图中标示出了该截面存在的旋涡结构,箭头所指位置为各旋涡涡心位置。在数据处理程序中定义无量纲的轴向涡量为

$$\Omega_z = \left( \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \cdot \left( \frac{t}{U_\infty} \right) \tag{2}$$

对于无小翼的常规叶栅,3 种间隙条件下叶栅出口截面均存在叶尖泄漏涡(TLV)和通道涡(PV),且随着叶尖间隙尺寸的增加,泄漏涡强度增大,通道涡在泄漏涡的挤压作用下影响范围逐

渐缩小至紧贴上端壁的区域。从轴向涡量分布中可以看出,泄漏涡对应于负轴向涡量集中区,这是由于叶尖泄漏涡通常由叶尖低能流体在通过叶尖间隙后遇到主流作用卷吸而成。组成泄漏涡涡面的低能流体与高能的主流流体因流动方向及轴向动量差而发生较强的剪切作用,引起流体微团的有旋运动。对于通道涡,其形成原因在于上端壁附面层流体在端壁横向压力梯度的作用下向叶片吸力面侧迁移,下层主流流体来补充形成。文献[21-22]的研究也发现压气机中通道涡在流向逆压梯度的作用下,其涡核为发散型,通道涡不存在流动剪切,不具备泄漏涡等集中涡的非线性特征。此外,对于本文研究的压气机叶栅而言,由于存在叶

尖间隙,叶片前缘马蹄涡很弱或者已消散,通道涡缺少前缘马蹄涡压力面分支卷吸的进口附面层流体的补充。所以,此时通道涡虽然在二次流矢量图中表现为空间上的涡结构形式,但其涡心并不具有明显的涡量。叶尖分离涡(TSV)由于自身强度较小,在叶栅出口位置处已耗散或被卷入叶尖泄漏涡。

对于带吸力面小翼的压气机叶栅,  $\tau/c = 1.0\%$  时,小翼使得叶尖泄漏流道增宽,泄漏流在叶尖通道会发生一定的掺混作用使得间隙射流强度降低,从而减弱了泄漏流与主流的剪切作用,延缓了叶尖泄漏涡的形成。由图 6(b)可以看出,此时泄漏涡位置更为远离叶片吸力面,且强度明显

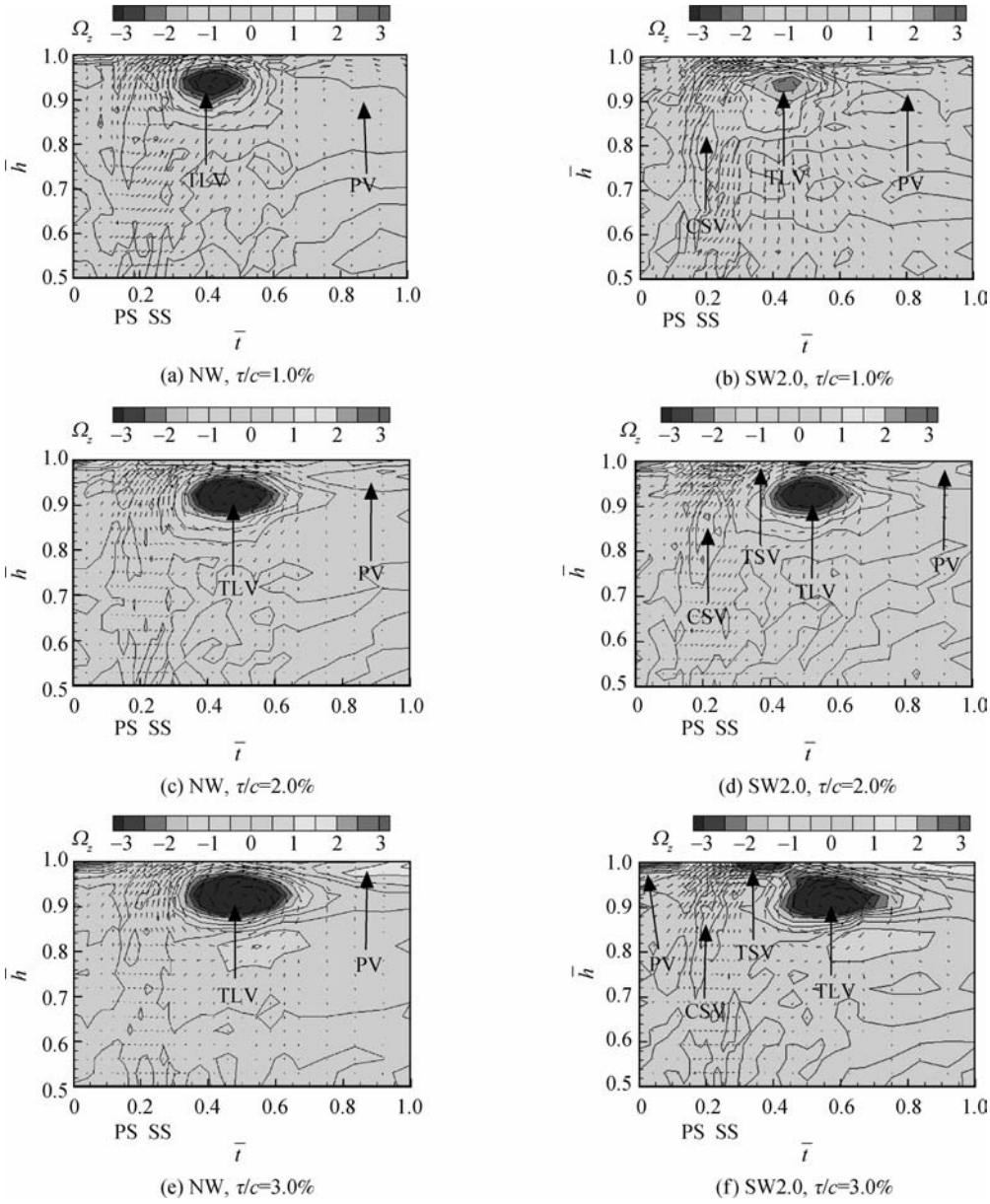


图 6 叶栅出口二次流速度矢量和轴向涡量云图

Fig. 6 Secondary flow velocity vectors and contours of axial vorticity at cascade exit

减弱.受泄漏涡/流减弱的影响,上端壁附面层流体向叶片吸力面迁移的趋势增强,通道涡涡核更靠近叶片吸力面侧.由于吸力面小翼的阻挡,叶尖泄漏流无法直接吹除叶片吸力面附面层低能流体,叶片尾迹区又重新出现了集中脱落涡(TSV),此时集中脱落涡强度及影响范围远小于图7所示的无间隙叶栅出口集中脱落涡.文献[23]的研究表明,集中脱落涡源于叶片吸力面上分离线形成的螺旋点,其在向叶栅出口发展的过程中不断卷吸叶片尾缘的脱落涡片. $\tau/c=2.0\%$ 和 $\tau/c=3.0\%$ 时,泄漏涡涡核较 $\tau/c=1.0\%$ 时更为远离叶片吸力面,受泄漏涡周向迁移的影响,通道涡涡核更靠近相邻叶片压力面侧.此时,叶片尾迹区仍存在着明显的集中脱落涡.此外,在泄漏涡左上侧也可分辨出叶尖分离涡,说明附加吸力面小翼后增强的叶尖分离涡在叶栅出口截面仍未完全耗散.

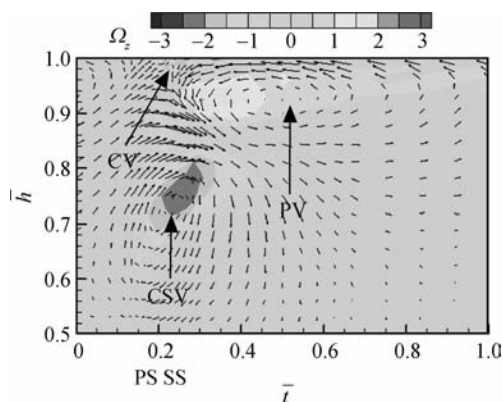


图7 无叶尖间隙叶栅出口二次流速度矢量和轴向涡量云图

Fig. 7 Secondary flow velocity vectors and contour of axial vorticity at cascade exit without tip clearance

### 2.3 叶栅出口总压损失系数

图8和图9给出了不同间隙下各方案叶栅出口截面总压损失系数分布.总压损失系数定义为

$$C_{pt} = (p_{t0} - p_t) / \left( \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \right) \quad (3)$$

其中 $p_{t0}$ 为栅前总压, $p_t$ 为出口测量截面总压.

对比图8(a)和图9可以发现, $\tau/c=1.0\%$ 时,叶尖泄漏流的引入有效吹除了堆积在叶片吸力面/端壁角度的低能流体,抑制了叶片吸力面角区附面层的三维分离,高损失区主要对应叶尖泄漏涡和通道涡靠近上端壁侧附面层流体聚集区.附加小翼后,受泄漏涡/流强度减弱的影响,向叶片吸力面迁移的端壁附面层流体造成的高损失区已和泄漏涡高损失区联通.同时,叶片吸力面/叶尖

小翼角区和集中脱落涡等低能流体聚集区也存在较大损失.

$\tau/c=2.0\%$ 和 $\tau/c=3.0\%$ 时,叶尖泄漏流动增强,对应泄漏涡的高损失区更为远离叶片吸力面和上端壁.吸力面小翼有效降低了泄漏涡区高损失值及其影响范围,此时增强的叶尖分离涡区、集中脱落涡区和叶片吸力面小翼与叶片联接处的角区的损失有所增加.叶片吸力面附面层受泄漏涡影响的径向窜流和小翼底部附面层流体相互作用会导致翼角涡(WCV)的产生.受集中脱落涡卷吸尾缘涡作用的影响,叶片尾迹变窄,尾迹损失也有所降低.

### 2.4 叶栅出口截距平均参数

图10为叶栅出口截距平均总压损失系数沿叶展的分布.限于篇幅,这里仅给出 $\tau/c=1.0\%$ 和 $\tau/c=2.0\%$ 时的分布情况, $\tau/c=3.0\%$ 时与 $\tau/c=2.0\%$ 时的分布规律类似.

截距平均总压损失系数定义为

$$\bar{C}_{pt,z} = \int_0^t \rho U_z C_{pt} dx / \int_0^t \rho U_z dx \quad (4)$$

其中 $U_z$ 为气流轴向速度.

由图10可以看出,与无间隙叶栅相比,原型叶栅在 $\tau/c=1.0\%$ 时引入的叶尖泄漏流有效抑制了叶片吸力面/端壁角区三维分离的形成,大大降低了60%~85%叶展范围内的气动损失,同时泄漏流也带来了85%~95%叶展范围的总压损失增加.吸力面小翼的加装重新带来了叶片吸力面三维分离的出现(可从图6(b)中集中脱落涡的重新出现推测出)及叶片/吸力面小翼角区低能流体的集聚,导致70%~90%叶展的损失增加,而90%~100%叶展范围内由于泄漏涡减弱降低的损失被增强的通道涡导致的损失所抵消. $\tau/c=2.0\%$ 时,与小翼的常规叶栅相比,带吸力面小翼叶栅中由于小翼降低了泄漏涡带来的损失,总压损失在80%~90%叶展范围内明显降低.在90%~100%叶展范围内,翼角涡和叶尖分离涡等引入的附加损失抵消了强度减弱的泄漏涡降低的总压损失,使得有/无吸力面小翼叶栅在此叶展范围损失变化不大.

图11为不同间隙时各方案叶栅出口截面总的质量平均总压系数.整个测量截面的质量平均总压损失系数定义为

$$\bar{C}_{pt} = \int_{h/2}^h \int_0^t \rho U_z C_{pt} dx dy / \int_{h/2}^h \int_0^t \rho U_z dx dy \quad (5)$$

对于本文研究的无小翼的常规叶栅,存在最

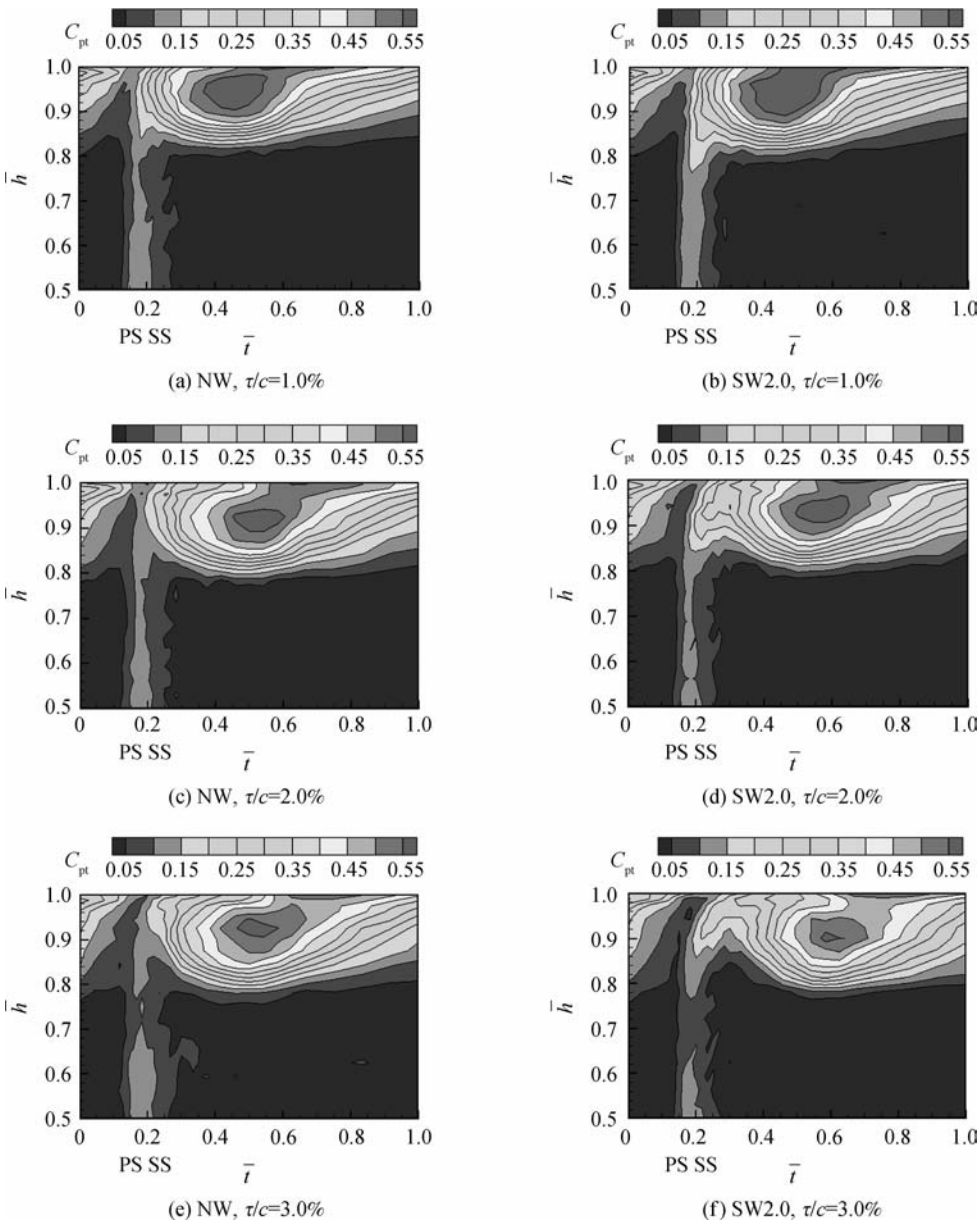


图 8 叶栅出口总压损失系数云图

Fig. 8 Contours of total pressure loss coefficient at cascade exit

佳叶尖间隙,  $\tau/c=1.0\%$  时叶栅总损失最低, 说明此间隙时引入的叶尖泄漏涡/流与叶栅二次涡/流较好的平衡, 这与 Store 等<sup>[24]</sup> 的叶栅实验结果类似. 此间隙时的吸力面小翼在降低叶尖泄漏损失的同时却使得叶栅二次涡/流增强, 叶栅总损失反而增加 4.9%.  $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时, 吸力面小翼显著降低了占据叶栅损失较大部分的泄漏损失, 叶栅总损失分别降低了 8.9% 和 12.5%. 纵观有/无吸力面小翼的叶栅损失系数随间隙的变化可以看出, 吸力面小翼较好地改善了压气机叶栅的变间隙特性, 在 3 种非零间隙情况下带小翼叶栅损失变化不大, 从而大大降低了压气机叶栅的间隙敏感性.

图 12 为不同叶尖间隙下叶栅出口截距平均周向气流角沿叶展的分布情况. 截距平均周向气流角定义为

$$\bar{\alpha} = \frac{\int_0^l \rho U_z \alpha dx}{\int_0^l \rho U_z dx} \quad (6)$$

其中  $\alpha$  为叶栅出口当地周向气流角.

由图 12(a) 可以看出, 对于无间隙叶栅, 由于叶栅进口附面层较厚, 叶栅内二次流动较强, 90%~100% 叶展气流出现了由通道涡造成的过偏转, 70%~100% 叶展范围内气流因通道涡和集中脱落涡的作用出现了欠偏转现象.  $\tau/c=1.0\%$  时, 泄漏涡使得 90%~100% 叶展气流欠偏转, 而 80%~90% 叶展气流出现过偏转. 吸力面小翼降

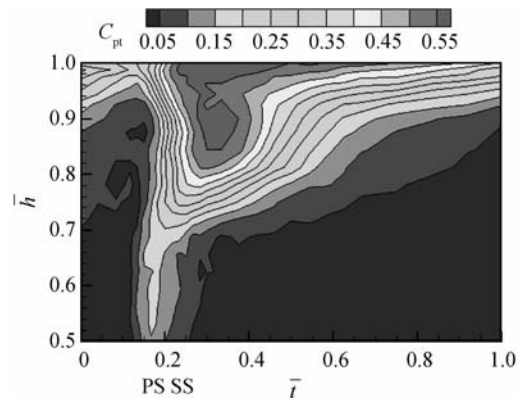


图 9 无叶尖间隙叶栅出口总压损失系数云图  
Fig. 9 Contour of total pressure loss coefficient at cascade exit without tip clearance

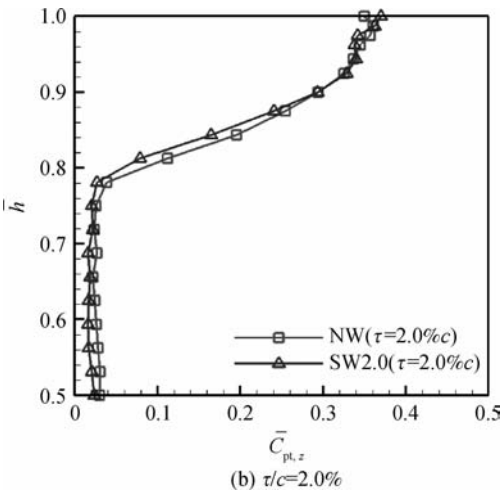
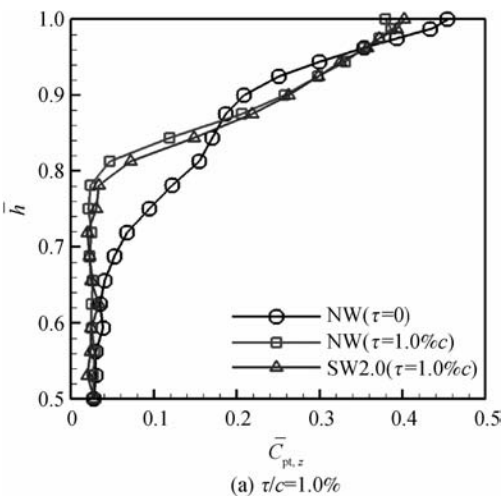


图 10 截距平均总压损失系数沿叶展的分布  
Fig. 10 Distribution of pitchwise averaged total pressure loss coefficient along spanwise direction

低了泄漏涡强度,消除了叶尖区流体的欠/过偏转,使得出口气流角沿叶展方向的分布较为均匀。  
当  $\tau/c=2.0\%$  时,见图 12(b),由于叶尖分离涡抵消了泄漏涡强度降低带来的影响,带吸力面

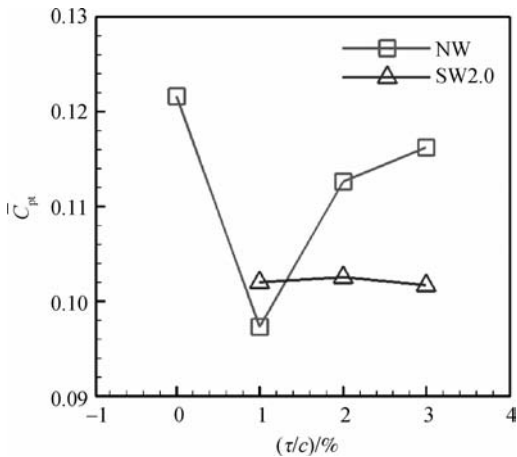


图 11 测量截面质量平均总压损失系数随间隙变化  
Fig. 11 Variation of  $\bar{C}_{pt}$  with tip clearance size

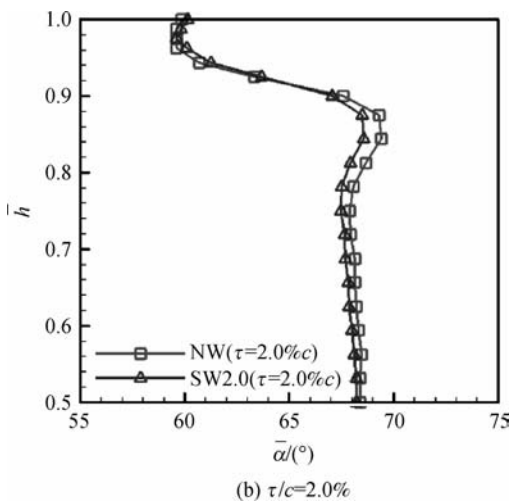
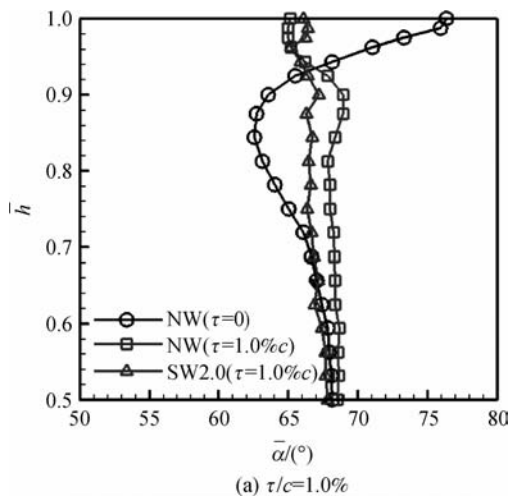


图 12 截距平均周向气流角沿叶展的分布  
Fig. 12 Distribution of pitchwise averaged circumferential flow angle along spanwise direction

小翼叶栅在  $90\%\sim 100\%$  叶展内气流角较原型叶栅变化不大,在  $80\%\sim 90\%$  叶展范围内,受泄漏

涡强度减弱的影响,带吸力面小翼叶栅中气流过偏转程度减弱。

2.5 叶栅出口气动堵塞系数

叶尖泄漏涡在带来气动损失的同时还会造成叶尖区的气动堵塞,影响着压气机叶栅的通流能力。为了分析吸力面小翼对压气机叶栅通流能力的影响,参考文献[25-26]的做法,仿照附面层位移厚度的定义可以定义不可压时的叶栅堵塞系数

$$\frac{A_b}{A_{ex}} = \iint \left(1 - \frac{U_z}{U_{z,edge}}\right) dA / 0.5ht \quad (7)$$

其中  $A_b$  为测量截面堵塞区域面积,  $A_{ex}$  为叶栅出口测量截面面积,  $U_{z,edge}$  为堵塞区域边界的轴向速度,  $h$  为叶展,  $t$  为节距。

图 13 为不同间隙下有/无吸力面小翼的叶栅出口堵塞系数变化情况。对于原型叶栅,在最佳间隙( $\tau/c=1.0\%$ )时叶栅堵塞系数最小,这是由于此时叶尖泄漏流抑制了叶栅端区的三维角区分离,一方面降低了叶栅损失,另一方面也减小了叶栅的流动堵塞面积,提高了叶栅的通流能力。在此间隙下,吸力面小翼降低了泄漏涡带来的流动堵塞,却使得叶片吸力面角区分离重新出现,叶栅堵塞系数增加了 1.8%。 $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时,吸力面小翼有效降低了泄漏涡主导的叶栅端区流动堵塞,叶栅堵塞系数分别降低了 6.9% 和 6.3%。

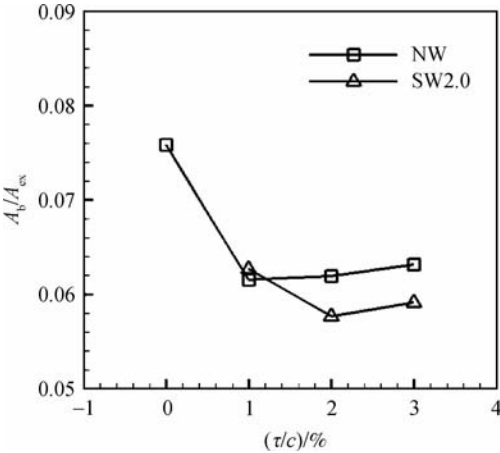


图 13 不同叶尖间隙下叶栅堵塞系数

Fig. 13 Cascade blockage coefficient with different tip clearance sizes

3 结 论

本文开展了有/无吸力面小翼的压气机叶栅变间隙特性实验研究,通过流场结构和叶栅气动性能的对比,分析了不同叶尖间隙条件下吸力面小翼的影响机理。

1) 无叶尖间隙时,压气机叶栅端区存在着较强二次流动。 $\tau/c=1.0\%$  时引入的泄漏流阻止了端区附面层流体向叶片吸力面角区的迁移及吹除了叶片吸力面的附面层流体,消除了叶片吸力面/端壁角区的三维分离,此时泄漏涡和通道涡相平衡,叶栅总压损失和端区流动堵塞程度最低,为研究的 4 种间隙工况中的最佳间隙状态。

2)  $\tau/c=1.0\%$  时,吸力面小翼降低了泄漏涡强度,使得泄漏涡对通道涡的抑制作用减弱,通道涡增强,叶片吸力面重新出现了三维分离流动,叶栅总压损失和端区流动堵塞程度均有所增加。

3)  $\tau/c=2.0\%$  和  $\tau/c=3.0\%$  时,叶尖分离涡增强,主导叶尖区流动的泄漏涡强度减弱且更为远离叶片吸力面,通道涡由于受泄漏涡的抑制作用,强度进一步减弱。两种间隙下叶栅总损失系数分别降低了 8.9% 和 12.5%,堵塞系数分别降低了 6.9% 和 6.3%。

4) 吸力面小翼降低了压气机叶栅气动损失对叶尖间隙变化的敏感性,减弱了叶尖泄漏涡造成的叶栅出口气流角的欠偏转/过偏转程度,可以使压气机叶栅在一定间隙变化范围内保持较好的气动性能。

5) 叶片/吸力面小翼联接处会形成新的角区分离,后续将根据二面角原理,研究叶片/叶尖小翼融合式设计技术,以消除小翼带来的不利影响。

致谢:

感谢赵岩硕士在叶栅实验过程中给予的帮助。

参考文献:

[1] 钟兢军,韩吉昂,严红明,等. 压气机动叶叶尖小翼:中国, ZL200810010515.4[P]. 2010-06-09.

[2] Tim H, Ivor D. Enhancing the stability of subsonic compressors using casing grooves[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2): 021007. 1-021007. 11.

[3] McNulty G S, Decker J J, Beacher B F. The impact of forward swept rotors on tip clearance flows in subsonic axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 445-454.

[4] Whitcomb R T. A design approach and selected wind-tunnel results at high subsonic speeds for wing-tip mounted winglets[R]. NASA TN D-8260, 1976.

[5] Gomez G P, Gonzales-Adalid J. Tip loaded propellers justification of their advantages over conventional propellers using the momentum theory[J]. International Shipbuilding Progress, 1995, 42(429): 5-60.

[6] 杨振涛,汪建文,东雪青,等. 小翼对风力机叶尖涡运动轨迹的影响研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(12): 2398-

2401.  
YANG Zhentao, WANG Jianwen, DONG Xueqing, et al. Research on the influence of wind turbine vane tip vortex trajectory [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(12): 2398-2401. (in Chinese)

[ 7 ] Corsini A, Rispoli F, Sheard A G. Development of improved blade tip end-plate concepts for low-noise operation in industrial fans[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221(5): 669-681.

[ 8 ] Shavalikul A, Camci C. A comparative analysis of pressure side extensions for tip leakage in axial turbines[R]. ASME Paper GT2008-50782, 2008.

[ 9 ] Seo Y C, Lee S W. Tip gap flow and aerodynamic loss generation in a turbine cascade equipped with suction-side winglets[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(3): 703-712.

[10] Stephens J E, Corke T, Morris S C. Turbine blade tip leakage flow control: thick/thin blade effects and separation line studies[R]. ASME Paper GT2008-50705, 2008.

[11] 王大磊, 邵伏永, 郭昊雁, 等. 翼梢小翼对涡轮间隙泄漏流动影响的数值研究[J]. 推进技术, 2014, 35(3): 341-346.  
WANG Dalei, SHAO Fuyong, GUO Haoyan, et al. Study of tip winglets on leakage flow in a transonic turbine stage [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(3): 341-346. (in Chinese)

[12] 钟兢军, 韩少冰, 陆华伟. 叶尖小翼对扩压叶栅气动特性影响的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31(2): 243-246.  
ZHONG Jingjun, HAN Shaobing, LU Huawei. Numerical simulation of blade tip winglet on the aerodynamic performance of compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(2): 243-246. (in Chinese)

[13] 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流场影响的数值研究[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. (in Chinese)

[14] ZHONG Jingjun, HAN Shaobing, LU Huawei, et al. Effect of tip geometry and tip clearance on the aerodynamic performance of a linear compressor cascade[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(3): 583-593.

[15] 钟兢军, 韩少冰. 融合式叶尖小翼对低速压气机转子气动性能的影响[J]. 推进技术, 2014, 35(6): 749-757.  
ZHONG Jingjun, HAN Shaobing. Effects of blended tip winglet on aerodynamic performance of a low speed compressor rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(6): 749-757. (in Chinese)

[16] 杨策, 马朝臣, 王延生, 等. 透平机械叶尖间隙流场研究的进展[J]. 力学进展, 2011, 31(1): 70-83.  
YANG Ce, MA Chaochen, WANG Yansheng, et al. A review of studies on turbomachinery tip gap leakage[J]. Advances in Mechanics, 2011, 31(1): 70-83. (in Chinese)

[17] 陈海生, 谭春青. 叶轮机械内部流动研究进展[J]. 机械工程学报, 2007, 43(2): 1-12.  
CHEN Haisheng, TAN Chunqing. Review of investigation into internal flow of turbomachinery[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(2): 1-12. (in Chinese)

[18] 王雷, 刘波, 赵鹏程. 前掠对高负荷风扇转子叶尖间隙效应的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1841-1847.  
WANG Lei, LIU Bo, ZHAO Pengcheng. Numerical investigation of effect of forward sweep on tip clearance flows in highly loaded fan rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1841-1847. (in Chinese)

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

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

[21] 张华良. 采用叶片弯/掠及附面层抽吸控制扩压叶栅内涡结构的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.  
ZHANG Hualiang. Investigation on application of dihedral/swept blade and boundary layer suction to control vortex configurations in compressor cascades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)

[22] 于贤君. 亚音轴流压气机端壁区复杂流动研究及其模化分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.  
YU Xianjun. Experimental investigations and approximate analysis for the three-dimensional flow fields in the end-wall region in a subsonic axial compressor stage[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)

[23] Kang S. Investigation of the three dimensional flow within a compressor cascade with and without tip clearance[D]. Brussel: Vrije Universiteit Brussel, 1993.

[24] Store J A, Cumpsty N A. An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(4): 648-656.

[25] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A, et al. Endwall blockage in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 499-509.

[26] Bae J W, Breuer K S, Tan C S. Active control of tip clearance flow in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2): 352-362.

(编辑: 王碧珺)