

静叶轮毂间隙对压气机角区失速的控制

廖吉香, 姜 斌, 吕从鹏, 邱 毅, 王国强, 郑 群
(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了研究静叶轮毂间隙对压气机角区失速的控制作用,以某 1.5 级轴流压气机为研究对象,采用三维数值模拟方法研究静叶轮毂整体间隙和部分间隙对压气机低工况点和设计点气动性能的影响。结果表明:整体间隙通过产生泄漏流削弱起始于轮毂表面终止于静叶吸力面的“龙卷风”旋涡的能量源,达到了控制角区失速提高压气机低工况点性能的目的,但间隙产生的泄漏损失会降低设计点性能。而部分间隙明显优于整体间隙,部分间隙的位置越靠近尾缘,低工况点性能提高的幅度越大,同时对设计点的损害越小。TAI2 方案的低工况点流量增加了 0.89 kg/s,效率提高了 1.25%,而设计点效率不降低。另一方面,只有当部分间隙增大到一定尺寸后间隙泄漏流才足以抑制角区失速团。

关 键 词: 角区失速; 整体间隙; 部分间隙; 压气机低工况点; 压气机设计点

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Control of hub-corner stall in a compressor with stator hub gap

LIAO Jixiang, JIANG Bin, LÜ Congpeng, QIU Yi,
WANG Guoqiang, ZHENG Qun

(College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: To research the control of hub-corner stall in a compressor with stator hub gap, a 1.5-stage axial flow compressor was studied. The effects of integral hub gap and partial hub gap on the aerodynamic performance of compressor at low-operating point and design point were studied by three-dimensional numerical simulation method. The results show that the integral hub gap can restrain the hub-corner stall and improve the performance of compressor, because the energy source of the “tornado” vortex is weakened by the leakage flow, and the “tornado” vortex begins from the hub surface and ends at the suction surface, but the performance of compressor is reduced due to the leakage loss produced by stator hub gap at design point. And the partial hub gap is significantly better than the integral hub gap, with the position of partial hub gap moving backward, the performance of compressor is gradually improved at low-operating point, and the damage to the performance at design point is gradually reduced. For example, the mass flow rate of TAI2 scheme increased by 0.89 kg/s and the efficiency increased by 1.25% at low-operating point, and the efficiency of design point remained unchanged. In addition, only when the partial hub gap increases to a certain size could the hub-corner stall be restrained by enough leakage flow.

收稿日期: 2015-12-30

基金项目: 国家自然科学基金(51476039); 中央高校基本科研业务费专项资金(HEUCF150304)

作者简介: 廖吉香(1979—),女,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学方面研究。

引用格式: 廖吉香,姜斌,吕从鹏,等. 静叶轮毂间隙对压气机角区失速的控制[J]. 航空动力学报,2017,32(7):1782-1792. LIAO Jixiang,JIANG Bin,LÜ Congpeng,et al. Control of hub-corner stall in a compressor with stator hub gap[J]. Journal of Aerospace Power,2017,32(7):1782-1792.

Key words: hub-corner stall; integral hub gap; partial hub gap;
low-operating point of compressor; design point of compressor

现代航空发动机对压气机/风扇单级负荷的要求越来越高,但随着负荷的增加,压气机内部流场的轴向和横向逆压力梯度越来越大,在压气机叶片中流体容易由吸力面尾缘和端壁之间的角区形成一股低能流体区,即角区分离/失速。国内外大量的研究发现,压气机叶片的角区分离/失速会导致流道堵塞,进而造成压气机的效率和压比下降^[1-4]。近年来主动控制技术被认为是一种具有潜力的措施,已经引起越来越多的关注,如在叶片和端壁上开抽吸槽^[5-11],其利用抽吸槽的抽吸作用吸除压气机叶栅通道的角区分离/失速,减小二次流损失,进而提高压气机/风扇的性能。

另一方面, Lee 等^[12]利用实验和数值模拟的方法研究了某 10 级轴流压气机,发现可转静叶的轮毂间隙可以抑制静叶角区的三维分离,使压气机的效率提高,级间匹配得到改善。而 Ribí 等^[13]发现可转静叶的轮毂间隙可以扩宽轴流压气机的稳定工作范围,但也造成效率和压比一定程度的下降。王靖宇等^[14]通过优化可转静叶旋转凸台的位置来控制可转静叶与机匣之间的间隙,发现旋转凸台置于叶片前缘并覆盖尽可能多的前缘间隙能够有效降低损失,改善压气机气动性能。

从上述对抽吸槽和可转静叶自身间隙的研究发现,间隙作为一种特殊的抽吸槽也可以达到控制压气机角区分离/失速的目的,对此,研究人员也进行了间隙的相关研究。Gbadebo 等^[15]利用压气机叶栅研究了叶顶间隙与角区三维分离的相互作用,研究结果表明叶顶间隙消除角区分离与前缘马蹄形涡有关,也和叶顶间隙泄漏流与端壁的相互作用有关。同年,王松涛等^[16]以某 11 级压气机的进口导叶+第 1 级的 1.5 级压气机为研究对象,发现对于设计转速的所有工况,进口导叶根部加间隙造成压气机总压损失增加,效率下降,而对于部分转速的近失速点,静叶根部的轮毂-吸力面存在角区失速,加入间隙后,角区失速得以削弱,从而提高了部分转速时压气机的喘振裕度。2011 年,左志涛等^[17]研究了静叶轮毂间隙对某高压压气机整机性能的影响,发现适当大小的轮毂间隙可以削弱静叶近轮毂处的二次流和旋涡运动,提高压气机近轮毂处的通流能力,最终使压气机的喘振裕度增大。而韩少冰等^[18]和王子楠等^[19]有相似的发现,适当大小的轮毂间隙能够抑

制叶栅的角区分离/失速,但过大的轮毂间隙反而会造成叶栅性能恶化。

基于上述前人的研究可以发现,利用间隙这种主动控制技术来抑制或消除压气机叶栅的角区分离/失速是可行有效的。但上述的研究也发现,当压气机流场较好时,间隙产生的泄漏流反而会降低压气机的性能,因此利用间隙控制压气机叶栅的角区分离/失速值得进一步研究。

本文以某 1.5 级轴流压气机为研究对象,该压气机在较低转速时静叶根部存在严重的角区分离/失速,为了全面考虑静叶轮毂间隙对压气机性能的影响,以低工况点(75%设计转速近失速点)和设计点为研究工况,详细分析静叶轮毂整体间隙和部分间隙对压气机的影响。

1 计算算例和数值方法

本文的计算模型为某 8 级低压轴流压气机其中的 1.5 级(第 2 级动叶+第 2 级静叶+第 3 级动叶)。为了更好地反映出压气机的流场结构,利用 NUMECA/AutoGrid 5 软件生成 O4H 结构化网格,动叶叶顶间隙为 0.5 mm 的蝶形网格。经过网格敏感性分析表明(图 1),当每列叶片网格数达到 80 万左右时可以基本消除网格敏感性,网格总数为 2553146,壁面第 1 层网格厚度为 3 μm。

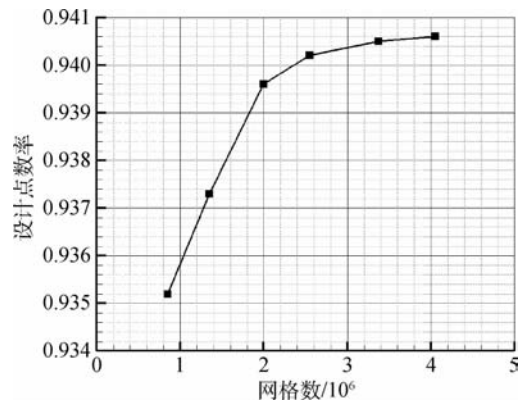


图 1 网格敏感性验证

Fig. 1 Verification of grid sensitivity

对于静叶轮毂间隙,不同的轮毂间隙结构采用不同的网格划分方式,整体间隙采用 Auto Grid5 直接生成蝶形网格,如图 2(a)所示。部分间隙则利用 IGG(interactive geometry modeller and grid generator)生成结构化网格,如图 2(b)

所示。图中只给出了部分间隙的网格,3 个方向网格数 $I \times J \times K=17 \times 13 \times 97$,与叶片表面完全相容的两个网格壁面采用 FNMB(完全非匹配)边界条件,其他 4 个网格壁面设置为 SOL(固体壁面)边界条件,壁面第 1 层网格厚度也为 $3 \mu\text{m}$ 。

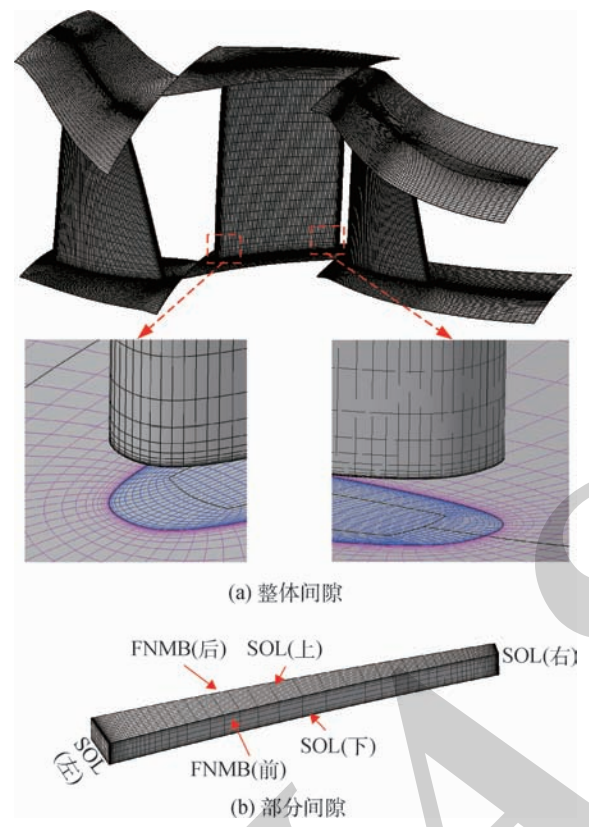


图 2 计算模型及网格

Fig. 2 Computational model and mesh

数值模拟采用 NUMECA/Fine Turbo 软件,计算模型为 RANS(Reynolds-averaged Navier Stokes)的定常计算,考虑计算成本和计算精度,参考文献[20],湍流模型选择 SA(Spalart-Allmaras)低雷诺数湍流模型,工质选择理想气体,进口条件给定沿径向分布的总温、总压、径向速度和切向速度,低工况点时按照简单径向平衡方程给定静压出口边界条件,设计点时按简单径向平衡方程给定流量出口边界条件,壁面采用绝热无滑移边界条件。

2 整体间隙

本文研究的静叶轮毂整体间隙为等间隙结构,设计了 4 种厚度 $d=0.15, 0.25, 0.40, 0.80 \text{ mm}$ 的整体间隙方案。由于该压气机在设计点流场较好,加入静叶轮毂之后可能产生泄漏损失,而在较低工况时静叶根部存在角区失速,所以为了

全面地研究整体间隙对压气机性能的影响,以低工况点(75%设计转速近失速点)和设计点 2 个工况点为研究对象,详细分析整体间隙对压气机的影响。

2.1 整体间隙方案下低工况点的影响

本文研究的压气机是某 8 级轴流压气机其中的 1.5 级,该压气机在采用可转静叶技术之后,静叶根部的负荷增加,流向逆压力梯度和横向逆压力梯度明显增加,从而造成可转静叶根部发生严重的角区失速,而该失速团是起始于轮毂表面终止于静叶吸力面的“龙卷风”旋涡(图 3),从而造成流道堵塞。

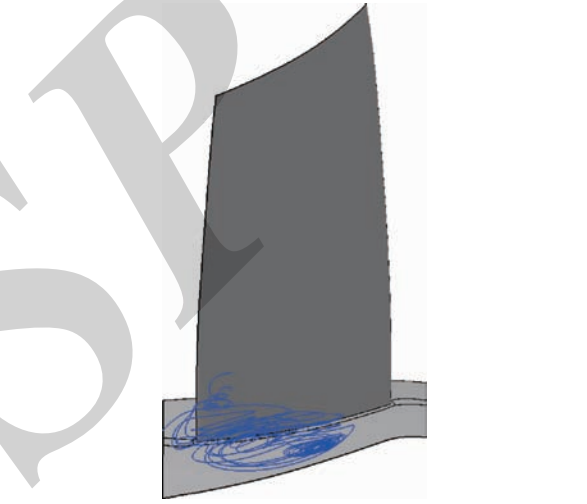


图 3 静叶根部角区的三维旋涡结构

Fig. 3 Three-dimensional vortex structure at the root of stator

采用静叶轮毂整体间隙后,从表 1 可以看出,压气机低工况点性能得到明显提高,压气机的流量、效率和压比都有一定的提高,如间隙厚度 $d=0.25 \text{ mm}$ 的方案,流量比无轮毂间隙方案(ORI)增大了 0.73 kg/s ,效率提高了 0.96% ,压比增大了 0.122% 。并且随着整体间隙的增大,流量、效率和压比都是先增加后减小,即整体间隙超过一定尺寸后,压气机的性能逐渐降低。

表 1 整体间隙的低工况点性能参数

Table 1 Performance parameters at low-operating point with integral hub gap

间隙方案	流量/(kg/s)	效率/%	压比
ORI	50.63	90.00	1.3080
$d=0.15 \text{ mm}$	51.30	90.89	1.3094
$d=0.25 \text{ mm}$	51.36	90.96	1.3096
$d=0.40 \text{ mm}$	51.36	90.91	1.3096
$d=0.80 \text{ mm}$	51.30	90.79	1.3094

静叶轮毂间隙提高低工况点的性能主要利用间隙泄漏流吹除静叶根部的角区失速团。从图 4 可以看出,当静叶轮毂整体间隙厚度为 0.15 mm 时,一定强度的泄漏流能够削弱起始于轮毂表面的“龙卷风”旋涡,从而造成静叶吸力面的旋涡强度明显减弱,当该尺寸的轮毂间隙产生的泄漏流强度不足以吹除角区的“龙卷风”旋涡时,从轮毂表面的极限流线来看依然有较强的旋涡运动。随

着整体间隙的增大,整体间隙产生的泄漏流强度逐渐增强,其足以吹除“龙卷风”旋涡在轮毂表面的发生源,从而使静叶根部的角区失速团消失。但是足够强度的泄漏流吹除“龙卷风”旋涡的同时会产生过多的泄漏损失,并且泄漏流和尾迹、主流发生掺混会产生额外的损失,所以过大的轮毂整体间隙会造成压气机低工况点的性能会有所降低。

将上述轮毂整体间隙对压气机流场的影响进行量化。如图 5 所示,图中 $\bar{R}$ 表示相对叶高, W 表示轴向密流(密流为单位时间内流过单位面积的流体质量),轮毂间隙抑制或消除了静叶根部角区失速,从而提高了静叶根部的通流能力,下游动叶的进口相对气流角减小,抗分离能力提高。另一方面提高了静叶根部的负荷(图 6, $\bar{Z}$ 表示相对轴向弦长, C_p 表示静压升系数)和压气机的做功能力。最终如图 7 所示, $\bar{\omega}$ 表示静叶总压损失系

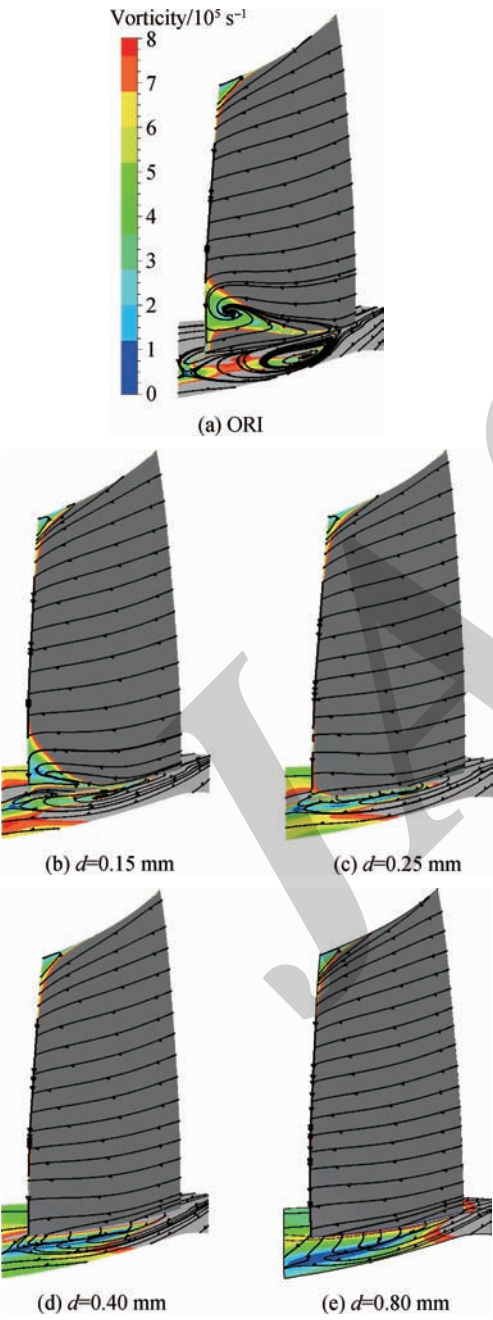


图 4 整体间隙下低工况点的静叶吸力面与轮毂表面极限流线及涡量分布

Fig. 4 Limiting streamline and vorticity distribution near stator suction surface and hub surface at low-operating point with integral hub gap

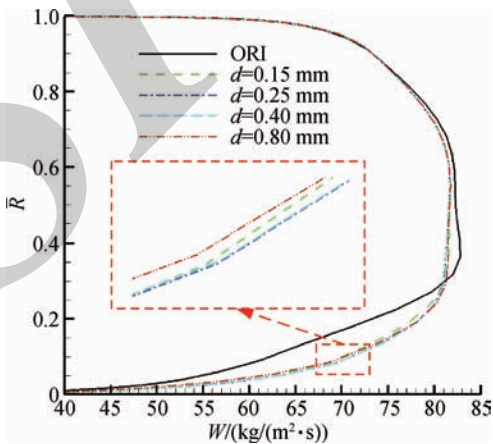


图 5 静叶出口轴向密流沿叶高分布
Fig. 5 Outlet axial dense flow rate along spanwise of stator

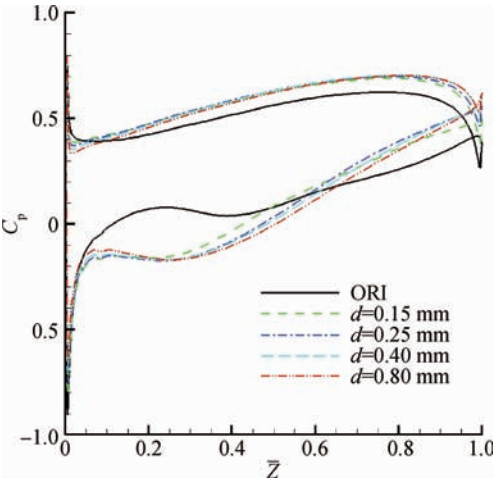


图 6 静叶表面 5% 相对叶高轴向静压系数分布
Fig. 6 Static pressure coefficient distribution along axial direction of stator at 5% span

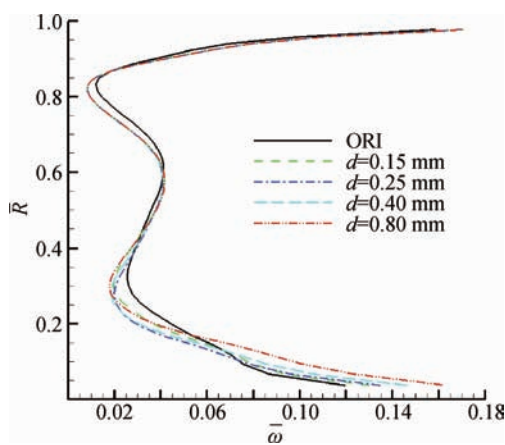


图 7 整体间隙下低工况点的静叶总压损失系数沿叶高分布

Fig. 7 Total pressure loss coefficient along spanwise of stator at low-operating point with integral hub gap

数,静叶 10%~40%相对叶高之间的总压损失系数明显减小,但是由于泄漏流的存在,10%相对叶高以下的近轮毂处总压损失系数增大,综合考虑静叶总压损失系数和下游动叶效率沿叶高的变化,压气机低工况点性能得到提高。

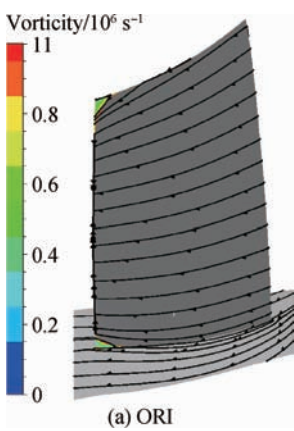
2.2 整体间隙方案下设计点的影响

相对于轮毂整体间隙改善压气机低工况点的性能,设计点时压气机性能会有所恶化。如表 2 所示,轮毂间隙会降低压气机设计点的压比和效率,并且随着间隙厚度的增大下降幅度逐渐增大。这是因为设计点时压气机的流场比较合理,整体间隙的存在反而会产生额外的泄漏损失,而且整体间隙越大泄漏损失越大。从图 8 可以看出,对于原型压气机,其只在叶顶和叶根的尾缘附近有少许的分离,加入轮毂间隙后,静叶根部尾缘附近的分离消失,但是压气机与吸力面之间较大的压差导致从轮毂间隙产生泄漏涡,泄漏涡从前缘至尾缘逐渐积聚并与主流发生掺混,而且这种趋势随着整体间隙的增大逐渐增强,最终导致压气机设计点性能下降。

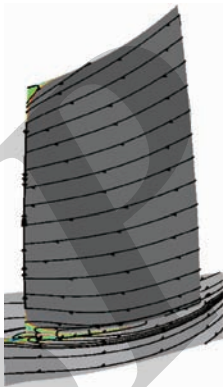
表 2 整体间隙的设计点性能参数

Table 2 Performance parameters at design point with integral hub gap

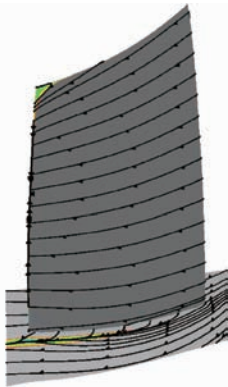
间隙方案	效率/%	压比
ORI	94.02	1.5328
$d=0.15\text{ mm}$	93.88	1.5293
$d=0.25\text{ mm}$	93.86	1.5290
$d=0.40\text{ mm}$	93.82	1.5282
$d=0.80\text{ mm}$	93.73	1.5256



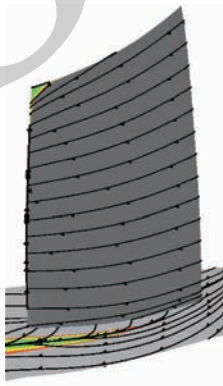
(a) ORI



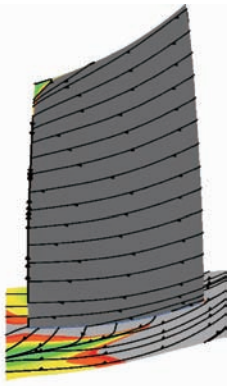
(b) $d=0.15\text{ mm}$



(c) $d=0.25\text{ mm}$



(d) $d=0.40\text{ mm}$



(e) $d=0.80\text{ mm}$

图 8 整体间隙下设计点的静叶吸力面与轮毂表面极限流线及涡量分布

Fig. 8 Limiting streamline and vorticity distribution near stator suction surface and hub surface at design point with integral hub gap

从轮毂整体间隙对压气机设计点径向参数的影响来看,轮毂间隙会导致沿整个叶高的径向参数都发生变化,无论是静叶总压损失系数还是动叶效率(η_p)。对于静叶而言(图 9),轮毂间隙产生的泄漏损失会导致近轮毂处的静叶总压损失系数明显增大,而且静叶根部的负荷会降低,压气机的做功能力会有所下降。当然,下游动叶的根部的流场也会受到轮毂间隙的影响(图 10),其根部

一定叶高之间的效率会有较大幅度的下降,但近轮毂处的效率是增大的,这是因为轮毂间隙产生的泄漏流会降低静叶根部的通流能力,进而导致下游动叶进口相对气流角增大,而动叶处于一定正攻角有利于提高效率。综合考虑静叶总压损失系数和动叶效率沿整个叶高的变化,轮毂整体间隙会导致压气机设计点的效率和压比下降。

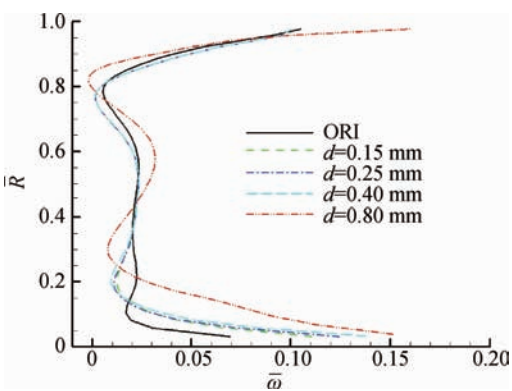


图 9 整体间隙下设计点的静叶总压损失系数沿叶高分布

Fig. 9 Total pressure loss coefficient along spanwise of stator at design point with integral hub gap

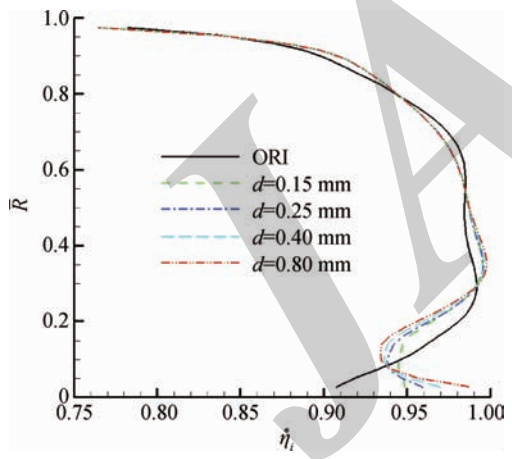


图 10 整体间隙下设计点的动叶效率沿叶高分布

Fig. 10 Efficiency along spanwise of rotor at design point with integral hub gap

3 部分间隙

从第 2 节静叶轮毂整体间隙对压气机低工况点和设计点性能影响来看,整体间隙能够利用间隙泄漏流吹除静叶根部的角区失速团从而改善压气机低工况点的性能,但设计点时整体间隙会产生额外的泄漏损失降低压气机的性能。所以考虑是否可以在基本不降低压气机设计点性能的前提

下利用轮毂间隙提高压气机低工况点性能,为此提出部分间隙,并研究部分间隙的位置和尺寸对压气机的影响。

3.1 部分间隙位置的影响

对于部分间隙,首先研究部分间隙位置对压气机设计点和低工况点的影响,设计了 4 种位置的部分间隙,分别为前部(FRO)、中间(MID)、尾部 1(TAI1)和尾部 2(TAI2),如图 11 所示,4 种部分间隙的厚度和长度一致,厚度为 0.83 mm,长度为 20.96 mm,其网格结构如图 2(b)所示。

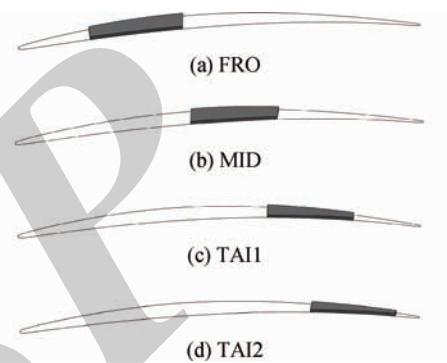


图 11 4 种位置的部分间隙示意图

Fig. 11 Four kinds of position of partial hub gap

3.1.1 低工况点下部分间隙位置的影响

由于静叶根部的角区失速团主要集中在静叶的尾缘附近,其前缘附近的流场较好,采用部分间隙后,随着部分间隙位置的逐渐向尾缘方向移动,部分间隙产生的泄漏流能够更好地吹除角区失速团,同时在流场较好的前缘附近不产生过多的泄漏损失,从而可以更大幅度提高压气机低工况点性能。如表 3 所示,随着部分间隙的位置越靠后,压气机低工况点性能提高的幅度越大。相对于第 2 节研究的整体间隙,合适位置的部分间隙对压气机低工况点的流量、效率和压比的提高幅度更大,这是因为部分间隙产生的泄漏流可以更加显著地增加角区低能流体的动能^[21]同时又不产生过多的泄漏损失,从而使压气机低工况点性能获得更大幅度的提升。相对于前文中整体间隙最好的 $d = 0.25$ 方案,TAI2 方案流量比其大 0.16 kg/s ,效率高 0.29% ,因此部分间隙明显优于整体间隙。

从静叶根部的流场来看(图 12),采用部分间隙之后,间隙泄漏流能够一定程度抑制“龙卷风”旋涡的能量源,静叶根部吸力面和轮毂表面的旋涡运动得到缓解,并且随着部分间隙位置逐渐后

表 3 不同位置的部分间隙的低工况点性能参数
Table 3 Performance parameters at low-operating point with partial hub gap at different positions

间隙方案	流量/(kg/s)	效率/%	压比
ORI	50.63	90.00	1.3080
FRO	51.20	90.76	1.3090
MID	51.26	90.87	1.3092
TAI1	51.50	91.19	1.3098
TAI2	51.52	91.25	1.3100

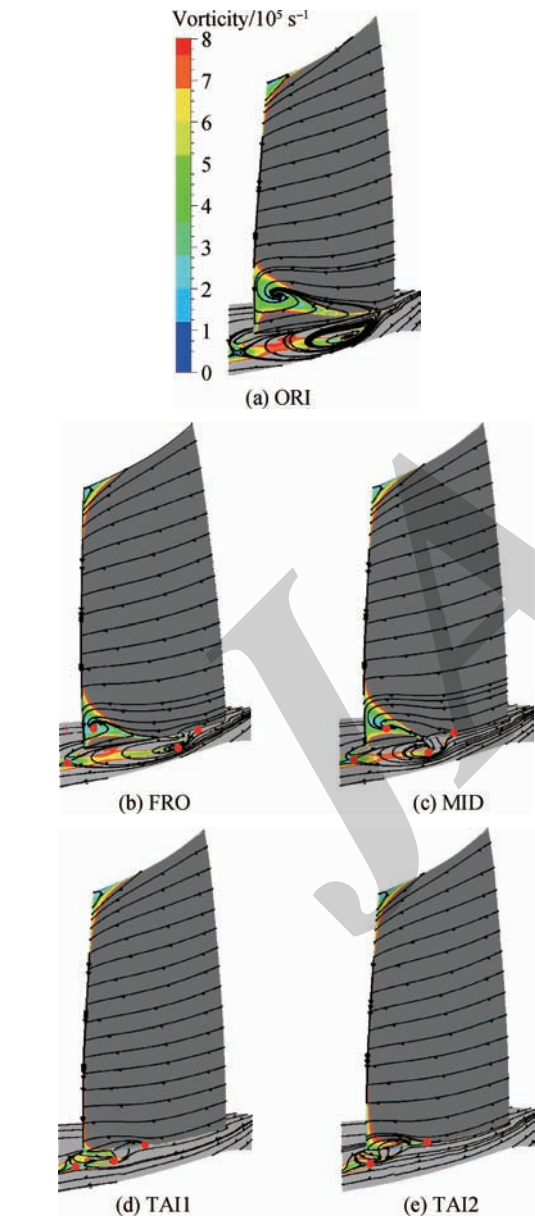


图 12 不同位置的部分间隙下低工况点的静叶吸力面与轮毂表面极限流线及涡量分布
Fig. 12 Limiting streamline and vorticity distribution near stator suction surface and hub surface at low-operating point with partial hub gap at different positions

移,“龙卷风”旋涡的强度逐渐减弱,其强度不足以支撑旋涡从轮毂表面发展到静叶吸力面。而从静叶吸力面和轮毂表面的拓扑分析来看,随着部分间隙位置逐渐后移,吸力面的螺旋结点向根部尾缘方向移动然后消失,而轮毂表面的螺旋结点也逐渐向后发展,结点与鞍点之间的距离逐渐缩小,至“TAI2”方案,结点与鞍点相混合形成鞍-结点,压气机静叶根部的流场得到明显改善。可以推测,如果部分间隙的位置进一步后移,鞍-结点将会发展成鞍点,而鞍点比鞍-结点更加稳定,从而流场也更加合理。

更重要的一点,部分间隙更大幅度提高压气机低工况性能的部分原因是间隙泄漏能控制角区失速团的同时又不产生过多的泄漏损失,如图 13 所示,合适位置的部分间隙不会导致静叶近轮毂处的总压损失系数增大,这与整体间隙有较大差别。

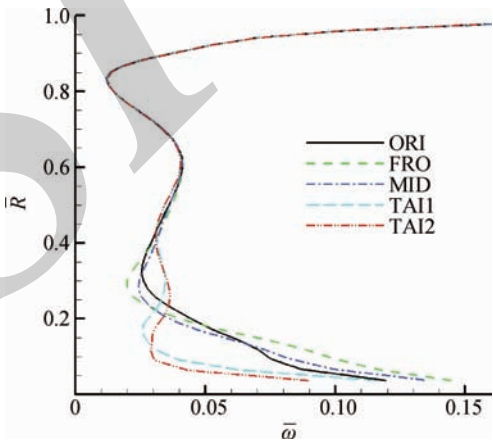


图 13 不同位置的部分间隙下低工况点的静叶总压损失系数沿叶高分布
Fig. 13 Total pressure loss coefficient along spanwise of stator at low-operating point with partial hub gap at different positions

3.1.2 设计点下部分间隙位置的影响

从表 4 可以看出,随着部分间隙位置逐渐后移,压气机设计点的效率和压比逐渐提高,说明部分间隙越靠近尾缘对压气机设计点性能的伤害越小,其中 TAI2 方案效率没有降低,压比稍微有所降低。这是因为部分间隙的位置越靠后,压力面与吸力面的压差越小,从而产生的泄漏损失逐渐减小(如图 14 所示),部分间隙对压气机设计点性能的伤害逐渐减轻。而图 15 和图 16 也可以反映出这一点,部分间隙位置越靠后,静叶近轮毂处的总压损失增大幅度越小,而且下游动叶效率下降的幅度越小。

表 4 不同位置的部分间隙的设计点性能参数

Table 4 Performance parameters at design point with partial hub gap at different positions

间隙方案	效率/%	压比
ORI	94.02	1.5328
FRO	93.87	1.5276
MID	93.90	1.5293
TAI1	93.97	1.5309
TAI2	94.02	1.5312

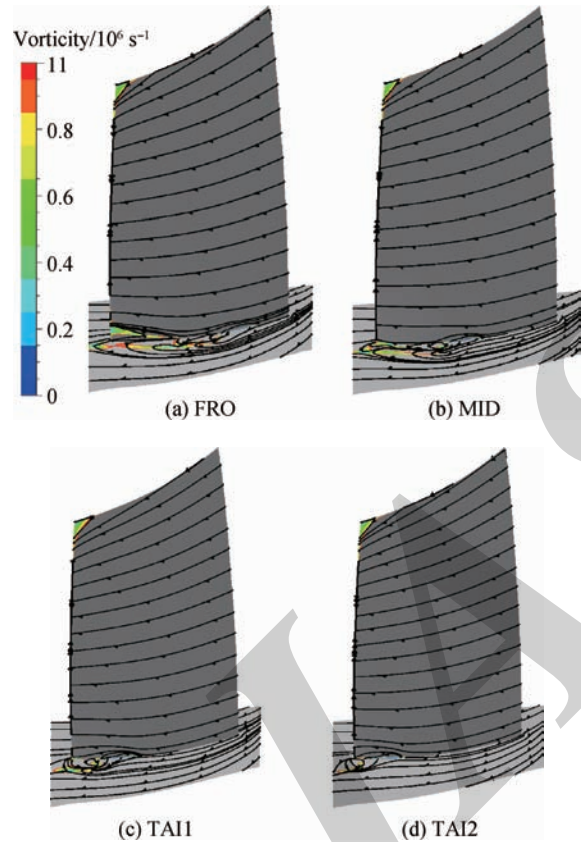


图 14 不同位置的部分间隙下设计点的静叶吸力面与轮毂表面极限流线及涡量分布

Fig. 14 Limiting streamline and vorticity distribution near stator suction surface and hub surface at design point with partial hub gap at different positions

从上述不同位置的部分间隙对压气机的影响可以发现,无论是低工况点还是设计点,部分间隙的位置越靠近尾缘对压气机的性能越有利,并且部分间隙明显优于整体间隙。选择合适位置的部分间隙可以在基本不降低压气机设计点性能的前提下大幅度提高低工况点的性能。

3.2 部分间隙厚度的影响

部分间隙除了位置对压气机性能有重要的影响外,部分间隙的尺寸同样也会产生有很大的影响。部分间隙尺寸包括厚度(d)和长度(l),其定

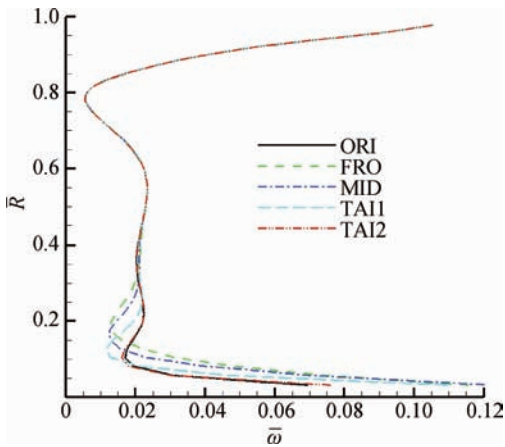


图 15 不同位置的部分间隙在设计点的静叶总压损失系数沿叶高分布

Fig. 15 Total pressure loss coefficient along spanwise of stator at design point with partial hub gap at different positions

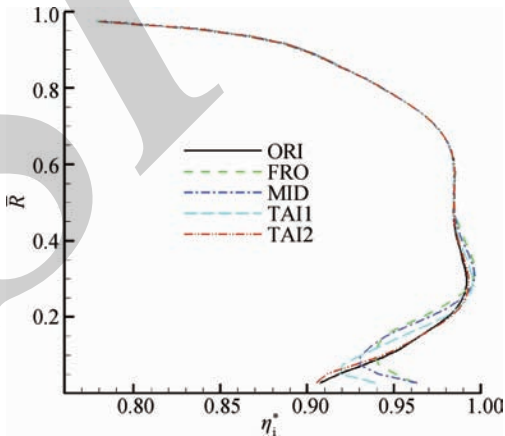


图 16 不同位置的部分间隙下设计点的动叶效率沿叶高分布

Fig. 16 Efficiency along spanwise of rotor at design point with partial hub gap at different positions

义如图 17 所示。为了全面研究部分间隙尺寸对压气机的影响,分别比较间隙厚度(给定间隙长度)和间隙长度(给定间隙厚度)对压气机的影响。

为了比较部分间隙厚度对压气机性能的影响,给定部分间隙的位置和长度(21.2 mm),间隙厚度 $d=0.154, 0.360, 0.830, 1.258$ mm,如图 18 所示。

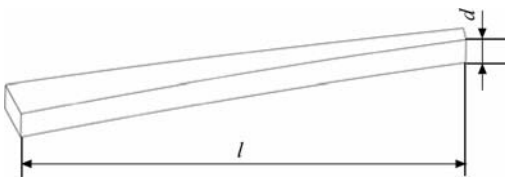


图 17 部分间隙长度和厚度的定义

Fig. 17 Definition of length and thickness of partial hub gap



图 18 4 种厚度部分间隙示意图(单位:mm)
Fig. 18 Four kinds of thickness of partial hub gap
(unit:mm)

3. 2. 1 低工况点下部分间隙厚度的影响

如表 5 所示,当部分间隙的厚度为 0.154 mm 时,压气机的性能有所降低,说明过小厚度的部分间隙反而会使压气机的流场恶化。从图 19 可以看出,过小厚度的部分间隙产生的泄漏流较弱,其不但不能抑制静叶根部角区的旋涡运动,反而该部分泄漏流会被卷吸进旋涡进一步增强旋涡强度,从而造成静叶根部流场恶化,压气机低工况点性能下降。只有当部分间隙的厚度增大到一定程度后,部分间隙产生的泄漏流强度才足以吹除角区失速团。随着部分间隙厚度进一步增大,压气机低工况点的性能会有所降低,其影响机理与整体间隙一致,都是因为过大厚度的部分间隙更好地抑制旋涡运动的同时会产生过多的泄漏损失。而从图 20 也可以看出,过小厚度的部分间隙会使静叶根部的总压损失系数大幅度增加,进一步验证了第 3.1 节的分析。

表 5 不同厚度的部分间隙的低工况点特性参数
Table 5 Performance parameters at low-operating point with partial hub gap of different thicknesses

间隙方案	流量/(kg/s)	效率/%	压比
ORI	50.63	90.00	1.3080
$d=0.154\text{ mm}$	50.58	89.94	1.3076
$d=0.360\text{ mm}$	51.52	91.24	1.3100
$d=0.830\text{ mm}$	51.52	91.23	1.3100
$d=1.258\text{ mm}$	51.50	91.21	1.3099

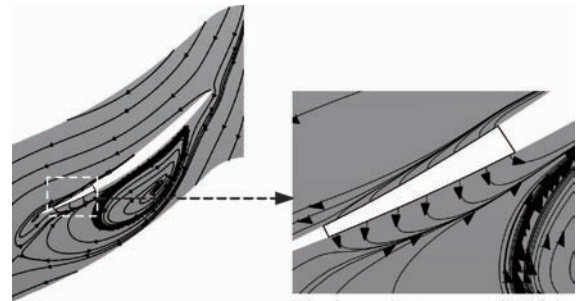


图 19 $d=0.154$ 方案近轮毂表面极限流线
Fig. 19 Limiting streamline near hub surface of
 $d=0.154$ case

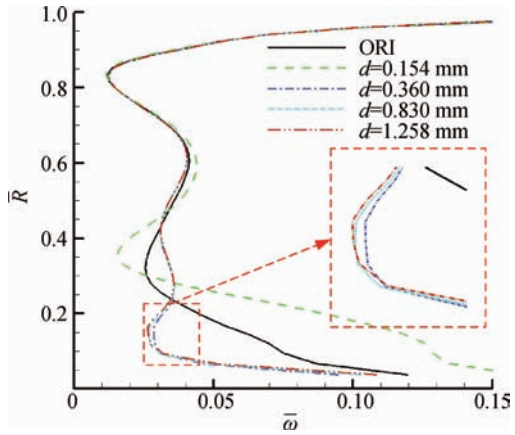


图 20 不同厚度的部分间隙下低工况点的静叶总压损失系数沿叶高分布
Fig. 20 Total pressure loss coefficient along spanwise of stator at low-operating point with partial hub gap of different thicknesses

3. 2. 2 设计点下部分间隙厚度的影响

压气机设计点的性能参数如表 6 所示,类似于不同厚度的整体间隙对压气机设计点的影响,随着部分间隙厚度的增加压气机设计点性能逐渐降低。

表 6 不同厚度的部分间隙的设计点特性参数
Table 6 Performance parameters at design point with partial hub gap of different thicknesses

间隙方案	效率/%	压比
ORI	94.02	1.5328
$d=0.154\text{ mm}$	94.01	1.5320
$d=0.360\text{ mm}$	94.01	1.5317
$d=0.830\text{ mm}$	94.00	1.5309
$d=1.258\text{ mm}$	93.99	1.5295

3. 3 部分间隙长度的影响

作为部分间隙尺寸的另一个控制余度,部分间隙的长度对压气机也有重要的影响。给定 0.36 mm 的部分间隙厚度,设计了 4 种部分间隙长度 $l=4.96, 15.59, 26.16, 36.67\text{ mm}$ 的方案,如图 21 所示。

4 种不同长度部分间隙的压气机低工况点和设计点性能参数如表 7 和表 8 所示,从中可以看出,作为控制部分间隙尺寸的两个余度,部分间隙的长度和厚度对压气机低工况点和设计点的影响规律基本一致,这里对部分间隙长度对压气机的影响不再做详细的分析。

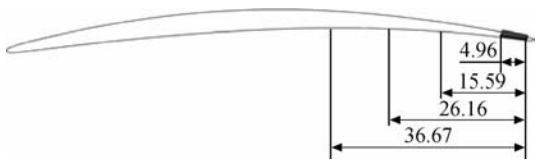


图 21 4 种长度部分间隙示意图(单位:mm)
Fig. 21 Four kinds of length of partial hub gap
(unit: mm)

表 7 不同长度的部分间隙的低工况点性能参数

Table 7 Performance parameters at low-operating point with partial hub gap of different lengths

间隙方案	流量/(kg/s)	效率/%	压比
ORI	50.63	90.00	1.3080
$l=4.96\text{ mm}$	50.57	89.93	1.3075
$l=15.59\text{ mm}$	51.53	91.25	1.3100
$l=26.16\text{ mm}$	51.53	91.24	1.3100
$l=36.67\text{ mm}$	51.52	91.20	1.3098

表 8 不同长度的部分间隙的设计点性能参数

Table 8 Performance parameters at design point with partial hub gap of different lengths

间隙方案	效率/%	压比
ORI	94.02	1.5328
$l=4.96$	94.02	1.5325
$l=15.59$	94.01	1.5318
$l=26.16$	94.00	1.5314
$l=36.67$	93.96	1.5308

4 结 论

本文利用三维数值模拟方法研究了静叶轮毂整体间隙和部分间隙对压气机低工况点和设计点的影响,得出以下结论:

1) 静叶轮毂整体间隙通过间隙产生的泄漏流削弱“龙卷风”旋涡起始于轮毂表面的能量源,从而抑制了静叶根部的角区失速团,静叶根部的通流能力提高,压气机低工况点性能改善,并且存在最佳厚度的整体间隙使得低工况点性能获得最大程度的提高,但设计点由于整体间隙产生较多的泄漏损失性能会有所下降。

2) 部分间隙明显优于整体间隙,无论是压气机低工况点还是设计点。随着部分间隙位置的后移,间隙产生的泄漏流抑制角区失速的能力逐渐增强,同时又不产生过多的泄漏损失,因此压气机低工况点的性能逐渐提高,而且设计点的性能恶

化的程度逐渐缓解。如在 TAI2 方案中,低工况点时流量增加了 0.89 kg/s,效率提高了 1.25%,压比提高了 0.15%,而设计点效率不降低,仅压比稍微下降了 0.10%。

3) 部分间隙的尺寸对压气机的性能也有重要的影响。过小尺寸的部分间隙产生的泄漏流会被卷吸进旋涡进一步增强旋涡强度,只有当部分间隙达到一定尺寸后间隙产生的泄漏流才足以抑制角区失速进而提高低工况点的性能。选择合适位置和尺寸的部分间隙可以在保证基本不降低压气机设计点性能的前提下最大幅度的提高低工况点性能。

4) 基于部分间隙位置越靠近尾缘对压气机越有利的认识,提出“尾缘间隙”,其是部分间隙极限靠近尾缘的特例,这将是下一步的研究工作。

参考文献:

[1] 于贤君,刘宝杰,张志博,等. 近失速状态下压气机静子通道内的三维流动[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(1): 53-56.
YU Xianjun, LIU Baojie, ZHANG Zhibo, et al. Three-dimensional flow structures in stator passage of an axial compressor at the near-stall condition[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(1): 53-56. (in Chinese)
[2] HASHMI S F A, QIAO Weiyang, CHEN Pingping. Prediction of hub corner stall characteristics of a highly loaded low speed singe stage fan[J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(2): 106-114.
[3] CHEN Pingping, QIAO Weiyang, HASHMI S F A, et al. Passive control of hub-corner stall/separation using axisymmetric hub contouring[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2012, 226(10): 1212-1224.
[4] 田江涛,吴艳辉,李清鹏,等. 静子轮毂角区失速与尖隙流动相互作用机理分析[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(12): 2034-2039.
TIAN Jiangtao, WU Yanhui, LI Qingpeng, et al. The analysis of interactional mechanism between hub corner stall and tip leakage flow in an axial-flow compressor stator[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(12): 2034-2039. (in Chinese)
[5] 周敏,王如根,曹朝辉,等. 开槽处理技术对叶片尾缘气流流动特性的影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1100-1105.
ZHOU Min, WANG Rugen, CAO Zhaohui, et al. Influence of slot treatment on flow performance of blade trailing edge[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1100-1105. (in Chinese)
[6] HUBRICH K, BLCS A, OTT P. Boundary layer suction via a slot in a transonic compressor numerical parameter study and first experiments[R]. ASME Paper GT2004-53758, 2004.

- [7] 吴培根,王如根,罗凯,等.开槽叶片对大转角扩压叶栅性能的影响[J].航空动力学报,2013,28(11):2503-2509.
WU Peigen, WANG Rugen, LUO Kai, et al. Effect of slot-
ted blade on performance of high-turning angle compressor
cascades[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(11):
2503-2509. (in Chinese)
- [8] ZHOU Min, ZHU Junqiang, LU Xingen, et al. Study of flow
control using a slotted blade for a compressor airfoil at low
Reynolds number[R]. ASME Paper GT-2010-22660, 2010.
- [9] GMELIN C, THIELE F, LIESNER K, et al. Investigation
of secondray flow suction in a high speed compressor cas-
cade[R]. ASME Paper GT2011-46479, 2011.
- [10] LEMKE M, GMELIN C, THIELE F. Simulations of a
compressor cascade with steady secondary flow suction
[J]. Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary De-
sign, 2013, 121(8):549-556.
- [11] 陈萍萍,乔渭阳.边界层吸气对压气机叶栅角区分离损失
的控制[J].航空学报,2014,35(11):3000-3011.
CHEN Pingping, QIAO Weiyang. Boundary layer suction
on hub-corner separation loss in a liner compressor cascade
[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35
(11):3000-3011. (in Chinese)
- [12] LEE C, SONG J, LEE S, et al. Effect of a gap between in-
ner casing and stator blade on axial compressor perform-
ance[R]. ASME Paper GT-2010-22439, 2010.
- [13] RIBI B, MEYER M P. Influence of a gap between casing
and variable stator blade on axial compressor performance
[R]. ASME Paper GT-2008-50301, 2008.
- [14] 王靖宇,杨荣菲,胡骏.可调静子旋转凸台位置对端区流动
的影响[J].航空动力学报,2012,27(11):2585-2591.
WANG Jingyu, YANG Rongfei, HU Jun. Effect of location
of penny platform in variable stator vane on endwall flow
[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(11):2585-
2591. (in Chinese)
- [15] GBADEBO S A, CUMPSTY N A. Interaction of tip clear-
ance flow and three-dimensional separations in axial com-
pressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4):
679-685.
- [16] 王松涛,杜鑫,冯国泰.导叶根部间隙对压气机性能影响的
数值研究[R].北京:中国动力工程学会透平专业委员会学
术研讨会,2007.
- [17] 左志涛,朱阳历,张冬阳,等.静叶轮毂间隙对高压压气机
气动性能的影响[J].推进技术,2011,32(3):329-333.
ZUO Zhitao, ZHU Yangli, ZHANG Dongyang, et al. Nu-
merical investigation of the stator hub gap effects on aero-
dynamic performance of a high-pressure compressor[J].
Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(3):329-333.
(in Chinese)
- [18] 韩少冰,钟兢军,陆华伟,等.叶尖泄漏与压气机叶栅三维
角区分离相互作用实验研究[J].推进技术,2013,34(2):
187-193.
HAN Shaobing, ZHONG Jingjun, LU Huawei, et al. Ex-
perimental investigation interaction between tip clearance
flow and three-dimensional separation in compressor cas-
cade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(2):
187-193. (in Chinese)
- [19] 王子楠,高磊,耿少娟,等.不同端壁间隙下压气机平面叶
栅角区流动的数值模拟和实验研究[J].工程热物理学报,
2015,36(7):1428-1432.
WANG Zinan, GAO Lei, GENG Shaojuan, et al. Numerical
and experimental investigation on corner flow structure in
a planar compressor cascade with different clearances[J].
Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(7):1428-
1432. (in Chinese)
- [20] 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 dihe-
dral/swept blade and boundary layer suction to control
vortex configuration in compressor cascades[D]. Harbin:
Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- [21] 陈焕龙,陈浮,宋彦萍.高负荷缝隙弯曲扩压叶栅展向负荷
试验[J].航空动力学报,2009,24(2):420-426.
CHEN Huanlong, CHEN Fu, SONG Yanping. Experimen-
tal investigation on the span loading in compound lean
compressor cascades with slots air injection[J]. Journal of
Aerospace Power, 2009, 24(2):420-426. (in Chinese)

(编辑:陈越)