

文章编号: 1000-8055(2024)12-20220895-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220895

## 周向槽与间隙改型组合控制间隙流场数值模拟

张国臣<sup>1</sup>, 李志鹏<sup>1</sup>, 曹志远<sup>2</sup>, 徐志晖<sup>1</sup>, 孙 丹<sup>1</sup>

(1. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院, 沈阳 110136;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

**摘 要:** 设计了一种平行扩张式叶尖间隙来抑制转子叶尖间隙处的流动损失。对其进行数值模拟发现改型间隙可以有效地抑制转子吸力面处的尾流损失, 使转子吸力面尾缘处由径向潜流与泄漏流掺混形成的机匣角区分离涡尺度减小。转子吸力面上激波作用位置向下游移动, 边界层长度缩短, 边界层分离程度减弱, 研究表明改型间隙比设计间隙的峰值等熵效率提高 0.374%, 稳定裕度提高 3.457%。为了提高改型间隙对涡流损失抑制的效果, 在叶尖前缘加入周向单槽, 研究表明组合方案降低了双泄漏流的风险, 使主流与叶尖泄漏流交界面向通道内移动且熵值减小, 延迟在小质量流量工况下由前缘溢出而导致的尖峰型失速的发生, 且组合方案比设计间隙的稳定裕度提高 4.105%, 峰值等熵效率提高 0.164%。

**关 键 词:** 涡流损失; 尾流损失; 间隙改型; 周向槽; 积极螺旋度; 径向潜流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

### Numerical simulation on combination of circumferential groove and tip clearance modification to control tip clearance flow field

ZHANG Guochen<sup>1</sup>, LI Zhipeng<sup>1</sup>, CAO Zhiyuan<sup>2</sup>, XU Zhihui<sup>1</sup>, SUN Dan<sup>1</sup>

(1. School of Aero-engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. School of Power and Energy, Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** A parallel dilation tip clearance was designed to inhibit the flow loss at rotor tip clearance. Through numerical simulation, it was found that the modified tip clearance can effectively suppress the wake loss at the trailing edge of the rotor and reduce the size of the corner separation vortex in the region of the casing formed by mixing the spanwise underflow and the leakage flow at the trailing edge of the suction surface. The position of shock waves action on the rotor suction surface moved downstream, which shortened the length of the boundary layer and weakened the separation degree of the boundary layer. The research showed that the peak efficiency of the modified tip clearance increased to 0.374% and the stability margin increased to 3.457% compared with the design tip clearance. To improve the effect of vortex loss suppression by the modified tip clearance, a circumferential single casing groove was added at the leading edge of the rotor tip. The results showed that the combination scheme can reduce the risk of double leakage flow, make the interface between the main stream and the tip leakage flow move into the channel and reduce the entropy, delay the occurrence of spike stall caused by leading edge spillage at low flow rate. Moreover, the stability margin and peak efficiency of the combination scheme increased by 4.105% and 0.164%, respectively, compared with the design tip clearance.

收稿日期: 2022-11-22

基金项目: 翼型、叶栅空气动力学重点实验室基金(614220121050125)

作者简介: 张国臣(1984—), 男, 讲师, 博士, 主要研究方向为推进系统气动热力学及应用。

引用格式: 张国臣, 李志鹏, 曹志远, 等. 周向槽与间隙改型组合控制间隙流场数值模拟[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20220895. ZHANG Guochen, LI Zhipeng, CAO Zhiyuan, et al. Numerical simulation on combination of circumferential groove and tip clearance modification to control tip clearance flow field[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20220895.

**Keywords:** vortex loss; wake loss; tip clearance modification; circumferential groove; positive helicity; span-wise underflow

压气机内部流场复杂多变,尤其在转子叶尖的叶尖间隙区,存在端壁边界层分离、叶片面层分离、叶尖泄漏涡、二次流和多次泄漏流等<sup>[1-2]</sup>,叶尖间隙附近的泄漏流流动对压气机等熵效率(以下简称效率)和稳定裕度有着很深的影响。且研究人员实验发现随着质量流量(下文简称流量)的减小,激波与泄漏涡相互干扰使得近失速条件下间隙泄漏涡破碎,涡破碎极有可能是转子叶尖靠近压力面侧低能流体产生的主要原因<sup>[3-4]</sup>。Deveaux 等人<sup>[5]</sup>对孤立的固定转子叶片的叶尖间隙流动进行了实验和模拟,分析了叶尖间隙高度值和传入机匣边界层厚度,将叶尖间隙处的总压损失分解成涡流损失和尾流损失。涡流损失主要在叶尖前缘附近,而尾流损失主要在叶尖尾缘附近发生,且两者的影响均与叶尖间隙高度值相关。由此本文设计了一种平行扩张式间隙,在前 50% 叶尖弦长为平行式小间隙和后 50% 叶尖弦长为均匀扩张式间隙,来控制前缘与尾缘处的总压损失。

近年来,随着实验研究和科技发展,很多关于叶轮机械的流动控制技术被研发和应用到实际中。例如曹志远等人<sup>[6-7]</sup>研究的前掠转子与后掠转子、边界层抽吸<sup>[8]</sup>、端壁射流<sup>[9]</sup>等。此外,许多科研人员采用了多种方法来控制叶尖泄漏流量。Mao 等人<sup>[10-11]</sup>在叶尖间隙处利用机匣处理手段,实现对泄漏流的有效控制,处理后的压气机特性和稳定裕度都有较大改善。Du 等人<sup>[12]</sup>、Maesschalck 等人<sup>[13]</sup>和 Xiang 等人<sup>[14]</sup>均研究不同叶尖平行间隙大小对流场的影响,研究得出,随着叶尖间隙的增加,叶尖泄漏流的强度增大,泄漏涡尺度增加,转子的不稳定性进一步增大。Ciorciari 等人<sup>[15]</sup>利用多元过度模型来分析两种不同叶尖间隙对压气机性能的影响,指出合适的叶尖间隙能改善泄漏流的结构,进而提高压气机性能。Foley 等人<sup>[16]</sup>对一个多级轴流压气机的一级进行实验研究,发现叶尖间隙的变化改变了叶尖载荷的分布,且叶尖泄漏涡与尾迹相互掺混。马文生等人<sup>[17]</sup>通过对某多级轴流压气机内部流场进行三维 CFD 数值模拟,发现转子顶部间隙对压气机总体性能影响很大,且随着顶部间隙的增加,压气机流量、效率均下降,叶尖泄漏流增强且由泄漏引起的熵增明显增加,同时泄漏涡引起的熵增在

通道中的强度和影响范围不断扩大。Ye 等人<sup>[18]</sup>研究周向机匣槽对转子旋转不稳定的影响发现,造成压气机转子旋转不稳定的因素为叶尖泄漏涡和叶片吸力面上的流动分离等。且机匣槽能够有效地抑制叶尖泄漏涡和间断性的分离涡,对压气机的性能有很大的提升。Wu 等人<sup>[19]</sup>研究周向单槽位置对跨声速压气机转子流动稳定性影响,研究表明周向机匣槽位于转子叶尖前缘处可以有效地抑制叶尖泄漏流的强度,降低叶尖间隙处的熵值和减弱了转子通道的堵塞效应。且表明为了更好地发挥机匣槽的作用,应该优化叶尖间隙的形状。目前,大多数研究人员集中在平行式间隙结构,对非平行式间隙结构研究较少。因此研究非平行式间隙结构对压气机的性能影响,进而提高压气机性能具有一定的意义。

本文首先通过调整优化叶尖间隙形状,得到了一种平行扩张式间隙。不仅抑制了尾流损失与涡流损失,还减小了转子叶片的质量及材料。随后,为了提高改型后间隙对转子流动损失抑制的效率,在叶尖前缘加入了周向机匣槽。分别研究了改型间隙和改型间隙与周向槽组合对压气机性能和转子间隙流动损失的影响。最后总结了主要结论。

## 1 计算方法与网格无关验证

本文以 NASA Stage 35 为研究对象,由 36 个转子叶片和 46 个静子叶片组成,表 1 为 NASA Stage 35 的气动设计参数。利用商业软件 NUMECA 采用定常数值模拟方法,根据文献<sup>[20]</sup>所述,求解器使用 NUMECA 中的 FINE/TURBO 程序,对雷诺平均 Navier-Stokes (N-S)控制方程求解,空间离散采用中心差分格式,时间离散采用显式多阶 Runge-Kutta 法。运用局部时间步法、多重网格法和隐式残差法等加速收敛。所有固体壁面均给定绝热无滑移条件,压气机进口总压为 101 325 Pa,总温为 288.15 K。静子出口给定静压。

图 1 对比了不同湍流模型下压气机总压比及效率特性曲线,其中  $k-\varepsilon$  湍流模型和 shear stress transport (SST) 湍流模型低于实验值, Spalart-Allmaras (S-A) 湍流模型最贴近于实验值;效率值高于实验值,在近失速工况处 S-A 模型更接近于实验值,故本文采用 S-A 湍流模型进行数值计算

表 1 Stage 35 设计参数  
Table 1 Design parameter of Stage 35

| 设计参数       | 数值       |
|------------|----------|
| 总压比        | 1.820    |
| 绝热效率       | 0.828    |
| 流量/(kg/s)  | 20.188   |
| 转速/(r/min) | 17 188.7 |

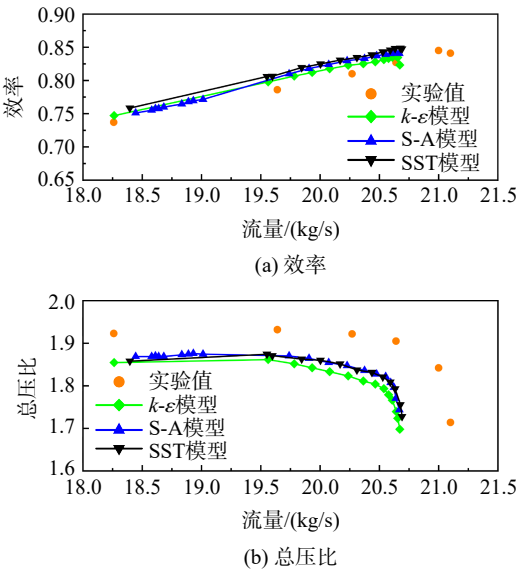


图 1 100% 设计转速下不同湍流模型压气机特性线  
Fig. 1 Compressor characteristic for different turbulence models at 100% design speed

求解。为了满足 S-A 湍流模型的计算需求,第 1 层壁面网格宽度设定为  $3 \times 10^{-6}$  mm,且此时的  $y^+ < 10$ 。

利用 NUMECA 软件中 IGG 模块建立模型对平行式叶尖间隙进行改型处理。得到一种不同形状 的间隙,改型后最小间隙为 0.204 mm,最大间隙 为 0.408 mm。图 2 为改型间隙与周向槽组合 的通道模型。计算的网格使用 Autogrid-5 模块生 成,每个模块均采用 O4H 结构化网格拓扑结构, 在叶尖间隙处采用蝶形网格拓扑结构,网格块之 间采用完全匹配连接方式,单一通道周向采用周 期性完全匹配连,并进行网格加密处理。周向槽 网格采用 H 型网格拓扑结构,并与转子通道网格 采用完全非匹配连接。周向槽两侧边界设置为周 期边界条件。槽高为 5 mm,槽宽为 2.5 mm,满足 纵横比为 2。周向槽的周向和轴向网格点数为 45 和 17,径向网格点数为 25。单一通道总体网 格约为 225 万与周向槽组合的网格数约为图 231 万。图 3 为转子与机匣槽组合的子午面图, 图中  $C_{tip}$  为叶尖弦长。

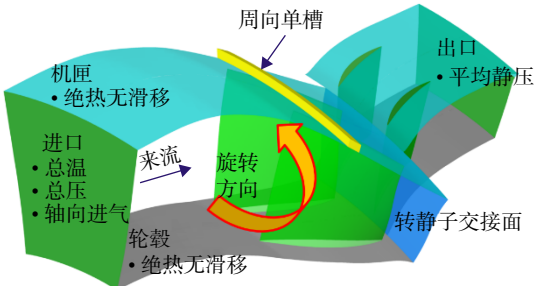


图 2 压气机通道模型  
Fig. 2 Model of compressor channel

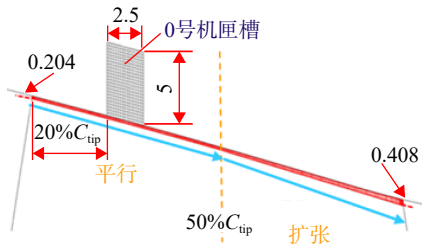


图 3 叶尖间隙与周向槽子午面图(单位: mm)  
Fig. 3 Meridian view of tip clearance and circumferential groove (unit: mm)

根据文献 [21-22],得到实验数据。为了消除 网格数对计算精度的影响,不同网格数压气机 的性能对比如图 4 所示。图中网格 1~网格 3 的网 格数分别为 167 万、225 万和 339 万。其中,总压 比曲线略低于实验数据,效率曲线略高于实验数 据。网格 1~网格 3 的最大压力比误差分别为 3.12%、2.70% 和 2.44%。峰值效率分别为 0.08%、 0.16% 和 0.16%。网格 1~网格 3 的喘振裕度(SM)

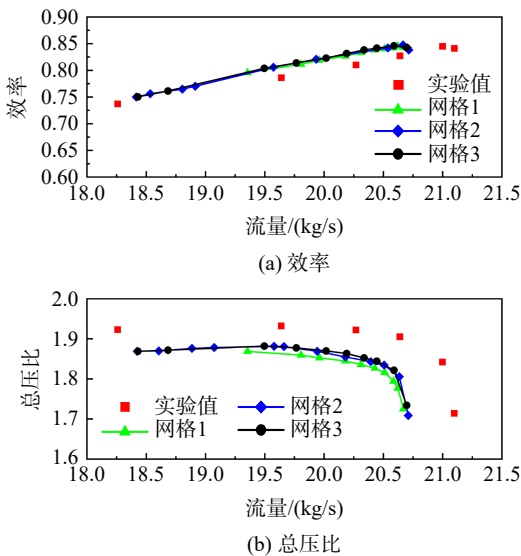


图 4 不同网格数与实验值性能对比  
Fig. 4 Performance comparison of different grids and experiment values

误差分别为 5.12%、1.27% 和 1.14%。这些误差可能是由于压气机内部的非定常流动与理想气体和绝热无滑壁面边界条件下的稳态模拟相冲突造成的。此外,为了进一步验证数值模拟值与实验值在设计点处的误差,仿真结果与实验数据在设计点的对比如图 5 所示。图 5(a)为转子出口沿叶高的相对马赫数分布对比,图 5(b)为静子出口沿叶高绝对马赫数分布对比。仿真结果与实验数据点基本一致。在图 5 中,网格 2 或网格 3 的一致性优于网格 1,说明该方法具有较高的仿真精度。从所有误差来看,网格 1 误差最大,网格 2 和网格 3 误差较好。最大压比误差的网格 2 相对于网

格 3 较大,网格 2 具有较少的网格数。为了提高计算速度,且网格 2 的误差在可接受范围内。因此本文选择网格 2 进行数值模拟。

图 6 为不同转换速度下网格 2 仿真结果与实验数据的对比,进一步验证了网格 2 的数值模拟精度。图 6(a)为模拟结果与实验的效率对比,图 6(b)为压比对比。在图 6 中,对比实验值,最大总压比误差在 100% 设计转速下为 1.28%, 90% 和 70% 设计转速下分别为 1.63% 和 1.49%。它们的最大效率误差别为 2.61%、2.44% 和 2.33%。模拟结果误差均在可接受范围内,因此本文的网格 2 数值方法是可信的。

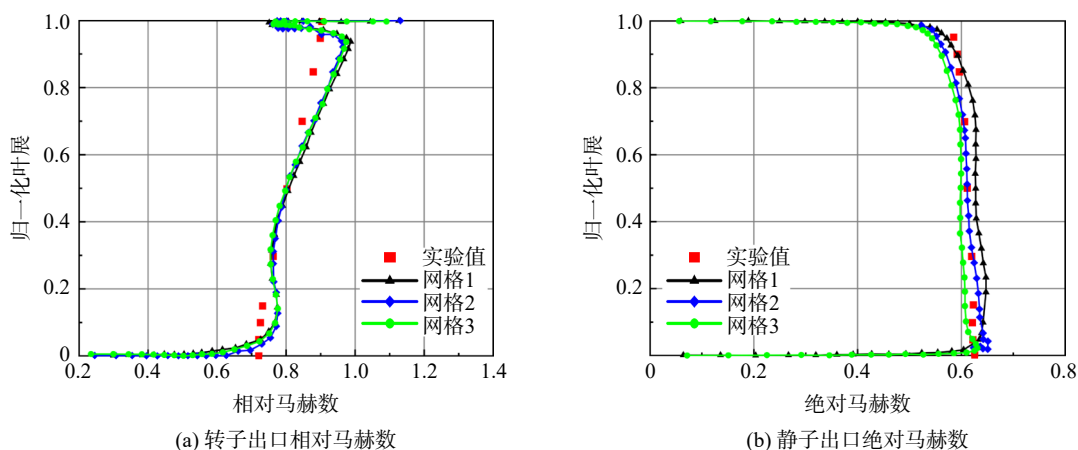


图 5 模拟结果与实验值在设计点处对比

Fig. 5 Comparison of simulation results and experiment data at designed point

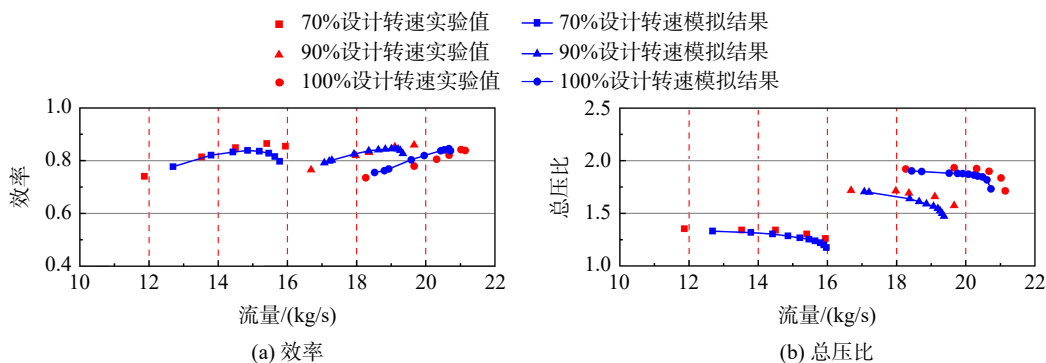


图 6 不同转速下模拟结果与实验值性能对比

Fig. 6 Performance comparison of calculation and experiment with different rotational speeds

## 2 结果与讨论

### 2.1 不同叶尖间隙对压气机气动性能影响

首先分析了不同的转子叶尖间隙对压气机性能的影响。Zhang 等人<sup>[23]</sup>研究不同间隙大小对压气机性能和流场结构的影响,研究表明,当 Stage 35 转子的间隙为  $0.5\tau$  时( $\tau$  为设计间隙),压

气机性能最优越,此时间隙为 0.204 mm。因此,本节设计了两种类型的叶尖间隙形状,如图 7 所示,即平行式间隙与平行扩张式间隙。平行式间隙方案由相对于设计间隙  $\tau$  来命名,而平行扩张式间隙由两端相对应的间隙尺寸来命名。例如  $0.5\tau$ - $\tau$ -50% 是指间隙在前 50% 弦长为平行式,后

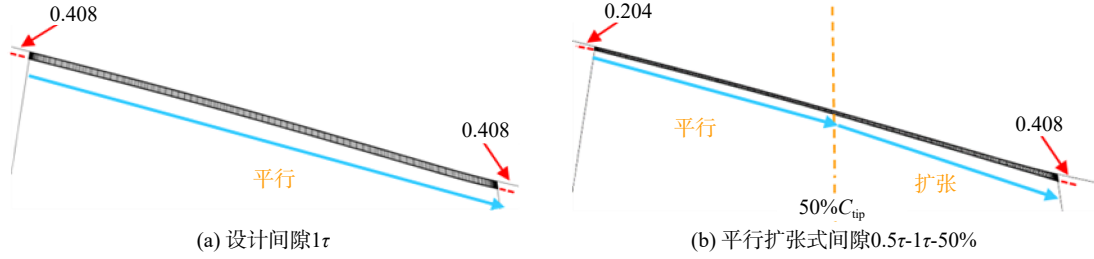


图 7 不同转子间隙的形状和网格(单位: mm)

Fig. 7 Rotor tip clearance with different shapes and grids (unit: mm)

50% 弦长为扩张式, 且其叶片前缘的相对间隙尺寸为 0.5 倍的设计间隙尺寸, 尾缘处的相对间隙尺寸为 1 倍的设计间隙尺寸。

图 8 给出了不同的转子叶尖间隙下压气机性能曲线变化趋势。图 8(a) 为总压比曲线, 图 8(b) 为效率曲线, NSP 表示近失速点, 此时压气机的流量为 18.60 kg/s。本研究中具有最小流量的点对应于计算最后的失速点。从图中可以看出, 随着转子叶尖间隙的增加, 压气机性能曲线总体上向小流量方向移动, 且节流流量减小, 减小的幅度基本与转子叶尖间隙的增加量成正相关。相比于设计间隙  $\tau$ , 当转子叶尖间隙小于设计间隙时, 随着流量的降低, 压气机总压比始终高于设计间隙的总压比。当转子叶尖间隙大于设计间隙时, 随着流量的降低, 压气机总压比始终低于设计间隙的总压比。但是小转子叶尖间隙时, 如  $0.25\tau$  和  $0.5\tau$ , 当流量大于 19 kg/s 时,  $0.25\tau$  的转子间隙的总压比始终高于  $0.5\tau$  的转子间隙的总压比。当流量较小时, 却是  $0.5\tau$  的转子间隙的总压比高于  $0.25\tau$  的转子间隙的总压比。当流量大于峰值

效率所对应的流量时, 效率随着转子叶尖间隙的增加而降低, 随后随着转子叶尖间隙的增加而增加。但是在近失速点处, 转子间隙为  $0.25\tau$  和  $0.5\tau$  的方案效率略小于设计间隙的效率, 且两个小叶尖间隙的效率也基本相同。

图 9 为不同叶尖间隙情况下的峰值效率改进量(PEI, 量符号为  $I_{PE}$ )和稳定裕度改进量(SMI, 量符号为  $I_{SM}$ )的变化。两者的公式定义如下:

$$I_{SM} = \left[ \left( \frac{\pi_{CS}}{\pi_B} \right)_{NS} \times \left( \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_{CS}} \right)_{NS} - 1 \right] \times 100\% \quad (1)$$

$$I_{PE} = \left[ \left( \frac{\eta_{CS}}{\eta_B} \right)_{PEP} - 1 \right] \times 100\% \quad (2)$$

式中  $\pi$  为总压比,  $\dot{m}$  为流量,  $\eta$  为效率, 下标 CS 表示改型间隙方案, 下标 B 表示设计间隙方案, 下标 NS 表示最小失速点, 下标 PEP 代表峰值效率点。从图 8 中可以看出, 当转子的叶尖间隙尺寸从  $0.25\tau$  增加到  $2.0\tau$  时, PEI 几乎呈线性下降的趋势。当转子叶尖间隙为  $0.25\tau$  时, 峰值效率增加约为 0.382%。当转子叶尖间隙为  $2.0\tau$  时, 峰值效

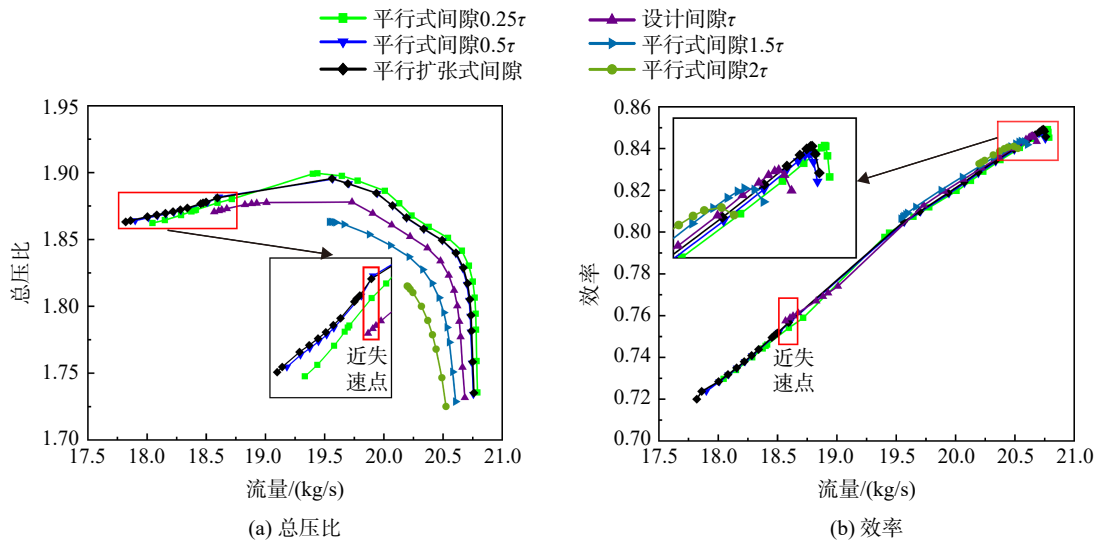


图 8 不同叶尖间隙方案的压气机性能曲线

Fig. 8 Compressor performance curves of different tip clearance schemes

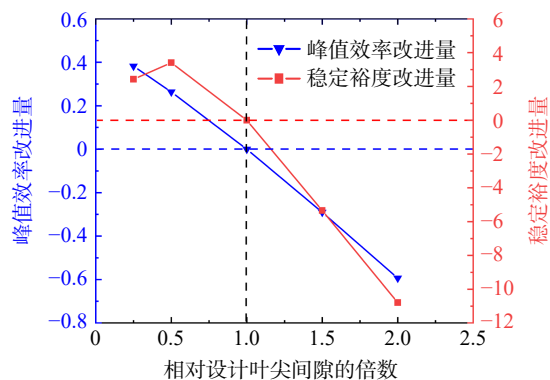


图 9 不同叶尖间隙方案下 SMI 与 PEI 对比

Fig. 9 Comparison of SMI and PEI for different tip clearance schemes

率减少约为 0.589%。与设计间隙相比较, 具有较小的叶尖间隙的压气机稳定裕度得到了提升。在转子的叶尖间隙从  $0.5\tau$  增加到  $2.0\tau$  的范围内, SMI 随着转子叶尖间隙的增加而线性减小。当转子叶尖间隙为  $2.0\tau$  时, 相比于设计间隙  $\tau$ , 其稳定裕度改进量 SMI 减小了 10.793%。综上分析考虑到转子叶尖间隙对压气机的峰值效率和稳定裕度的影响, 可以通过将转子的叶尖间隙减小到  $0.5\tau$  来改善压气机的性能。在这种情况下, 压气机的峰值效率和稳定裕度分别提高了 0.266% 和 3.365%。

## 2.2 改型间隙对转子流动稳定性影响

取进口流量为  $18.60 \text{ kg/s}$  时, 转子叶尖间隙为  $0.5\tau$  和设计间隙  $\tau$  的转子 99.2% 处叶高截面的相对马赫数云图进行比较, 如图 10 所示。从图中发现在转子压力面前缘处存在很大的低速区, 该低速区是由于叶尖间隙前缘处的叶尖泄漏流通过激波时, 两者相互作用, 使叶尖泄漏流发生了膨胀导致了涡波破碎, 即涡流损失。在转子压力面前缘形成大量低能流体微团, 最后导致该部分通道的堵塞。在小叶尖间隙方案下, 相比于设计间隙, 转子压力面前缘附近的低速区明显减弱。对比发现在转子吸力面的尾缘处也存在这一个明显的低速区, 且设计间隙的低速区面积明显远远小于小转子叶尖间隙的低速区面积。这是径向潜流作用导致在机匣处堆积的角区分离涡与转子吸力面边界层分离而造成的, 即尾流损失。当转子叶尖间隙增加时, 激波在叶片吸力面上的相互作用位置向后移动。因此处于激波下游的边界层长度被缩短, 导致该部分低速区的面积减小。

综上分析, 转子的流动总压损失主要分为叶尖泄漏流与通道激波相互作用导致涡波破碎的涡

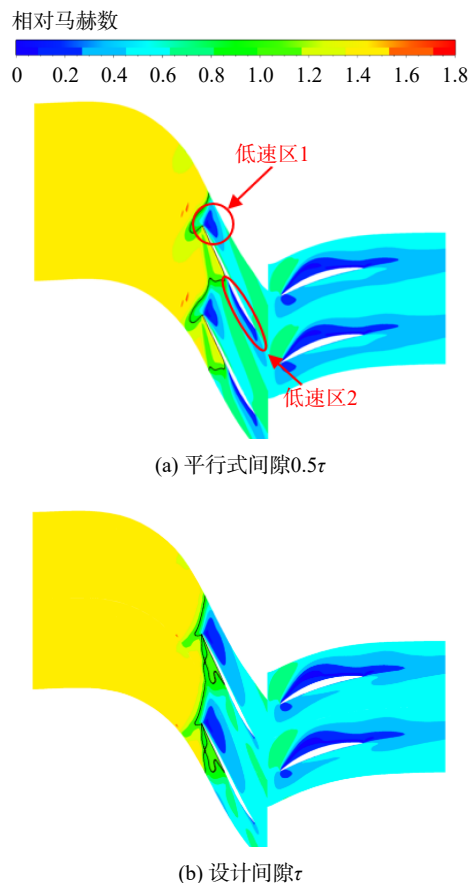


图 10 99.2% 叶高处相对马赫数分布

Fig. 10 Relative Mach number distribution at 99.2% blade span

流损失和间隙泄漏流和径向潜流在机匣处掺混及转子吸力面附面层堆积分离造成的尾流损失。

故在此部分针对这两种损失现象进行分析, 并设计了一种平行扩张式间隙, 如图 7(b) 所示。从图 8(a) 中发现, 该改型间隙相对于  $0.5\tau$  和  $0.25\tau$  的叶尖间隙在低流量下的总压比均高于两者这种平行式间隙, 相对于设计间隙  $\tau$  的稳定裕度提升量为 3.457%, 比  $0.25\tau$  和  $0.5\tau$  的稳定裕度分别提高了 1.032% 和 0.092%。从图 8(b) 可以得到, 相比于设计间隙  $\tau$  的峰值效率提升为 0.374%。但改型后的叶尖间隙的峰值效率比  $0.25\tau$  和  $0.5\tau$  的峰值效率分别降低约 0.008% 和提高 0.108%。

图 11 为转子叶片前缘附近的三维泄漏流流线分布, 且由归一化螺旋度  $H_n$  定义, 并将归一化螺旋度投影到流线上。归一化螺旋度定义如下<sup>[24]</sup>:

$$H_n = \frac{\xi \cdot \mathbf{w}}{|\xi| \cdot |\mathbf{w}|} \quad (3)$$

式中  $\xi$  为涡量向量,  $\mathbf{w}$  为相对速度向量。归一化螺旋度代表涡核附近流体对涡缠绕的紧密程度, 归一化螺旋度的取值范围为  $-1 \sim 1$ , 当其符号发生

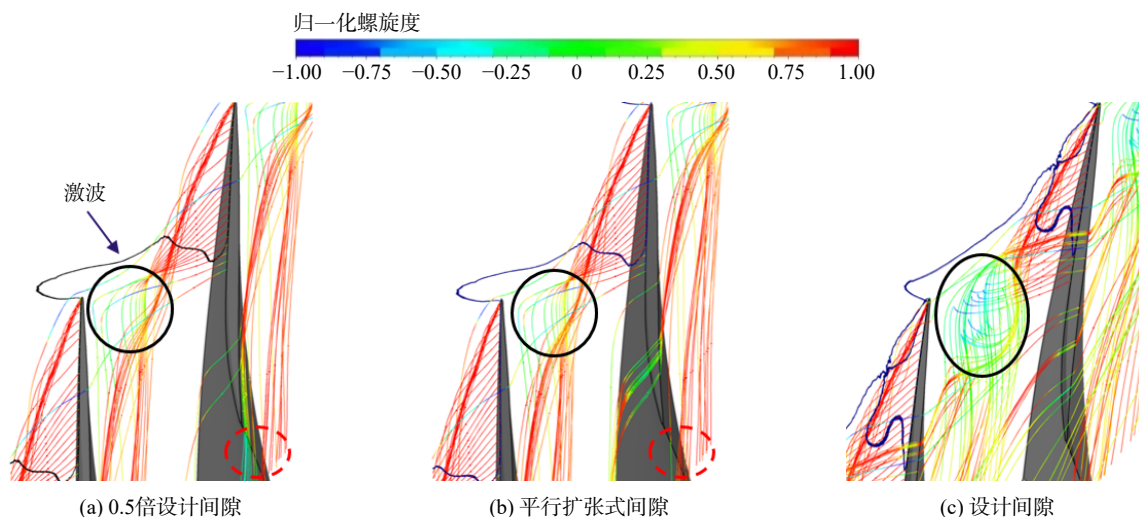


图 11 转子叶尖前缘三维泄漏流流线分布

Fig. 11 Three-dimensional leakage flow streamlines near rotor blade leading edge

快速变化时可以认为涡破裂。图 11 中,当转子叶尖间隙由  $0.5\tau$  增加到设计间隙  $\tau$  时,叶尖泄漏流的强度明显增强,且叶尖泄漏流和间隙泄漏流的破碎位置明显向上游移动。叶尖泄漏流与激波(黑色圈)相互作用导致了激波偏转了方向,且转子叶片附近的激波逐渐被推出转子叶片通道。改型后转子吸力面上激波诱导的分离线向尾缘移动,表明叶片吸力面上的激波作用位置向下游移动,如图 12 中的实线圈。当叶尖泄漏流穿过激波时,叶尖泄漏流迅速开始膨胀该部分的流线的归一化螺旋度符号发生了变化,说明已经发生了涡波破碎,使该部分通道堵塞加剧。但是比较  $0.5\tau$  与  $0.5\tau-\tau-50\%$  发现,改型后的叶尖泄漏流强度稍微减弱,涡波破碎尺度略有降低。改型后叶尖尾缘间隙增大,该范围的间隙泄漏流泄漏量增加,在吸力面和压力面压差的作用下,气流通过尾缘间隙区域流到相邻通道,对该部分体能流体有吹除

的作用。使得泄漏流与径向潜流掺混形成的机匣角区分离涡尺寸减小,如图 11 中虚线圈。

为了更明显地对比 3 种叶尖间隙处的涡系结构改善程度,定义了  $Q$  准则<sup>[25]</sup>,如图 13 所示。 $Q$  可以由如下的公式表示:

$$Q = -\frac{1}{2}(\mathbf{e}_{ij}\mathbf{e}_{ji} + \mathbf{\Omega}_{ij}\mathbf{\Omega}_{ji}) = \frac{1}{2}(\|\mathbf{\Omega}\|^2 - \|\mathbf{E}\|^2) \quad (4)$$

式中  $\mathbf{e}_{ij}$ 、 $\mathbf{\Omega}_{ij}$  分别为应变速率张量和涡量张量,  $\|\mathbf{E}\|$  与  $\|\mathbf{\Omega}\|$  分别代表流场中一点的变形和旋转,且将  $Q > 0$  的区域定义为涡。图 13 中细线代表激波位置,通道内等值面代表涡系结构。从图中发现叶尖泄漏流在激波上游与间隙泄漏流掺混在一起,并在经过激波之后,在转子压力面前缘处破碎(黑色圈 1),随后向转子尾缘流去,贯穿整个转子通道。在转子吸力面处也存在涡结构,这是由间隙泄漏流与径向潜流作用导致在机匣处堆积的角区

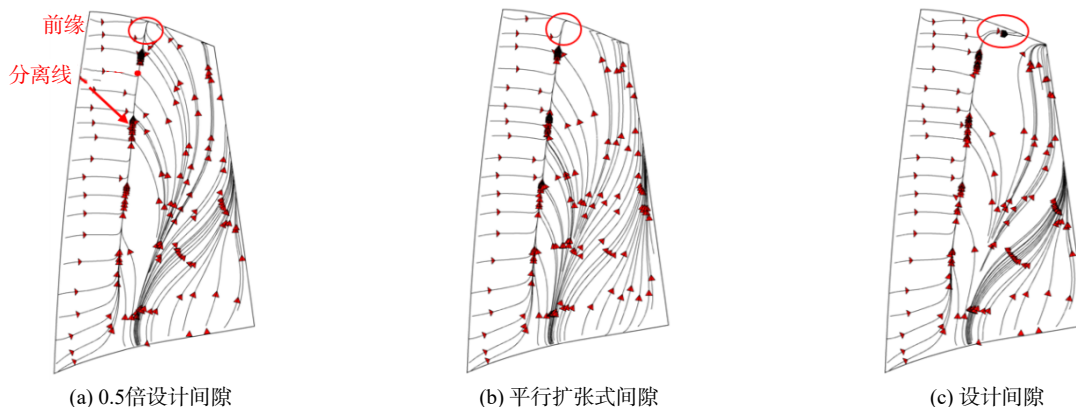
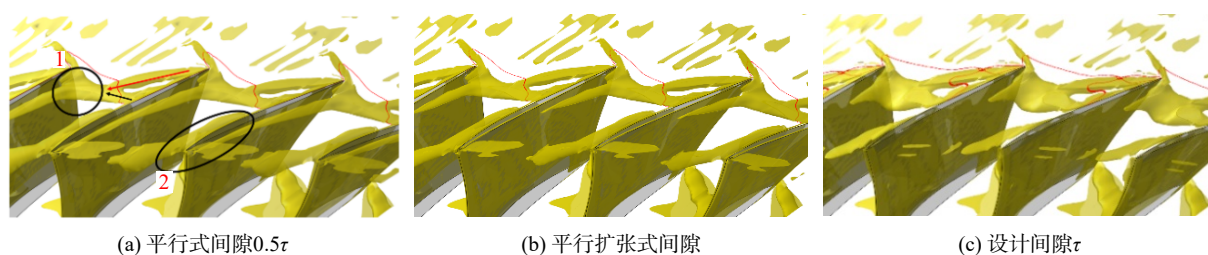


图 12 转子叶片吸力面极限流线分布

Fig. 12 Limiting streamlines on blade suction surface of rotor

图 13 不同叶尖间隙下泄漏涡系三维结构( $Q=9 \times 10^7$ )Fig. 13 Three-dimensional structure of leakage vortex for different tip clearances ( $Q=9 \times 10^7$ )

分离涡与转子吸力面边界层分离而造成的(黑色圈 2)。对比设计间隙  $\tau$  发现,小间隙  $0.5\tau$  的叶尖泄漏流和间隙泄漏流强度都降低,但是尾流损失恶化很严重。正如图 11(a)与图 11(b)所示,改型后转子叶尖压力面前缘处的涡波破碎面积稍微减小,机匣角区分离涡尺寸减小。

图 14 与图 15 中的转子吸力面存在径向涡与径向潜流。此时为近失速工况,流量为  $18.60 \text{ kg/s}$ ,图中 SS 代表吸面,PS 代表压力面,  $90\%C_{up}$  代表

90% 弦长截面。从图 14 与图 15 中可以看出,不同间隙方案的转子吸力面侧均存在径向涡,且近壁面处气流被较大压力梯度的径向涡卷吸到叶尖区域,从而使涡的直径变大。因为转子压力差的存在,气流会沿径向迁移。胡加国等人<sup>[26]</sup>表明在两种因素的作用下,径向潜流会向叶尖机匣区域聚集,被机匣所阻挡,与间隙泄漏流混合在一起,形成机匣区域的角区分离涡,从而产生转子吸力面尾缘处较大的低速区域。与设计间隙  $\tau$  相比,

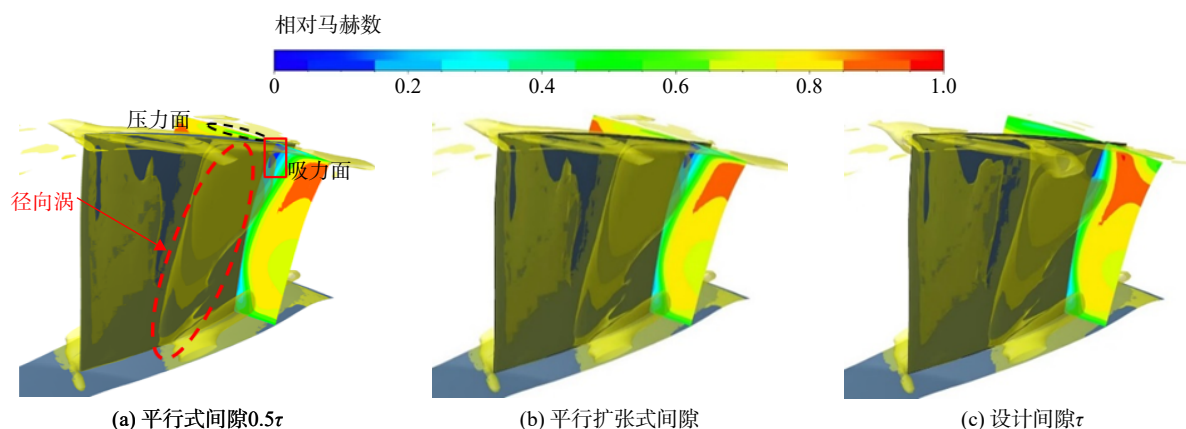


图 14 径向涡和相对马赫数在转子吸力面与叶尖尾缘出处分布

Fig. 14 Radial vortex and relative Mach number distribution on trailing edge and suction surface of rotor blade

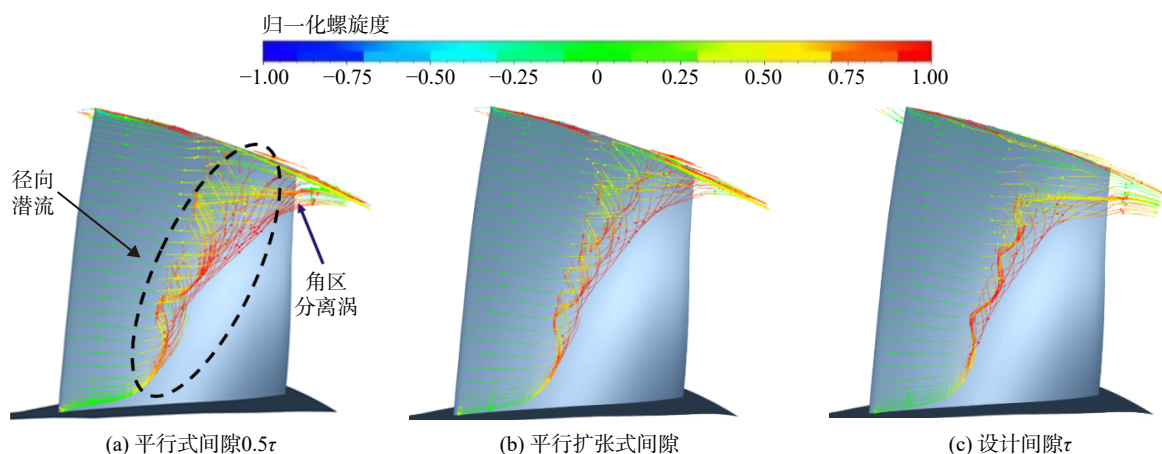


图 15 径向潜流在转子吸力面处沿叶高方向分布

Fig. 15 Distribution of span-wise underflow along blade span on suction surface of rotor

较小的叶尖间隙  $0.5\tau$  的间隙泄漏流流量较小, 压力面尾缘气流的切向速度增加, 所以在 90% 叶高附近的马赫数增加(图 14 方框)。将  $0.5\tau$  的间隙改型为  $0.5\tau-\tau-50\%$  间隙后, 转子尾缘处的叶尖间隙增大, 在吸力面和压力面压差的作用下, 间隙附近的马赫数有一定程度的增加(图 14 黑色虚线圈), 使得尾缘附近的间隙泄漏流的泄漏量增加的同时, 对转子吸力面尾缘处的低速区进行一定程度的吹除, 径向涡与径向潜流尺度也有一定程度的减小。且无量纲螺旋度在间隙尾缘区域减弱, 表明径向潜流的卷积效应减弱, 导致尾缘角区分离涡强度与尺度均减小, 间隙区域流场得到改善。

### 2.3 组合方案对转子流动损失的影响

将间隙改型为  $0.5\tau-\tau-50\%$  间隙后(记为 SW), 相比于  $0.5\tau$  小间隙, 流场得到一定程度的改善, 且转子吸力面尾缘处的尾流损失造成的低速区也得到改善, 为了进一步改善转子压力面前缘处的低涡流损失便从距离叶尖前缘 20% 弦长处加入了周向机匣槽(下文简称机匣槽)。该部分将在本节进行讨论。

如图 16 所示, 显示了转子叶尖改型间隙与机匣槽组合下压气机的性能曲线变化趋势。图 16(a) 为总压比曲线, 图 16(b) 为效率曲线, 此时压气机的流量为  $18.60 \text{ kg/s}$ 。从图 16(a) 中发现, 当流量大于  $19.8 \text{ kg/s}$  时, 改型间隙与机匣槽组合方案的总压比始终低于单独改型间隙的方案。当流量开始减小时, 两者趋势却相反。且组合方案对压气机总压比的提升作用很明显, 进而提升了压气机的稳定裕度, 相比于设计间隙与改型间隙, 组合方案的稳定裕度分别提升了 4.105% 和 0.648%, 效率分别提升约为 0.164% 和降低约为 0.21%。

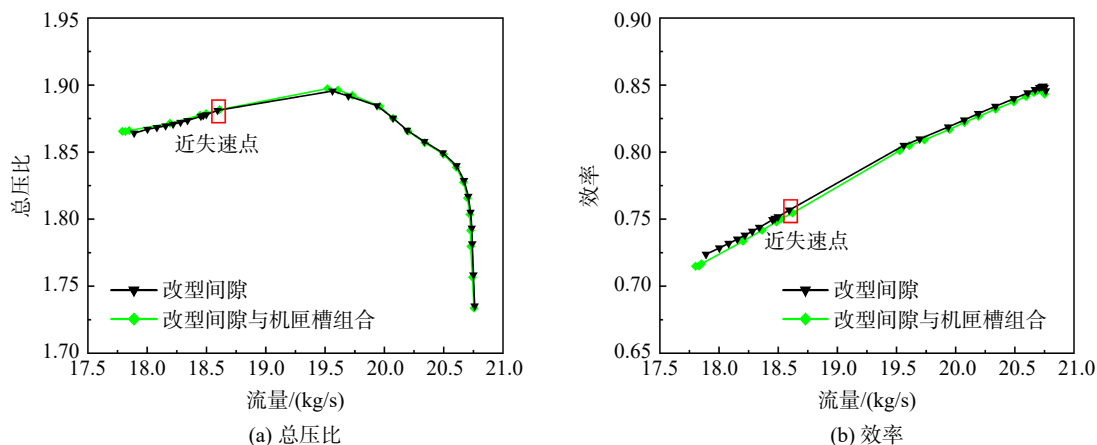


图 16 组合方案与 SW 方案下压气机特性曲线

Fig. 16 Compressor performance curves of coupling scheme and SW scheme

图 17 显示了近失速工况流量为  $18.60 \text{ kg/s}$  条件下压气机通道 99.2% 叶高的叶尖间隙处熵值分布。熵定义如下<sup>[27]</sup>:

$$S = \frac{c_p}{\gamma} \lg \left[ \left( \frac{p}{p_{\text{ref}}} \right)^{1-\gamma} \left( \frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{\gamma} \right] \quad (5)$$

式中  $S$  代表熵,  $p$ 、 $T$  分别为当地静压和静温,  $p_{\text{ref}}$ 、 $T_{\text{ref}}$  分别为参考压力与参考温度,  $c_p$  为比定压热容,  $\gamma$  为比热比。图 17 中黑色线为周向机匣槽, 虚线为主流与叶尖泄漏流的交界面, 通常被认为是高梯度的熵等值线的区域。对比图 17(a) 与图 17(b), 发现组合方案的转子叶尖前缘区熵值面积降低, 表明叶尖泄漏流的强度减小。且来流与叶尖泄漏流的交界面位置向转子通道内移动(黑色圈), 文献[28]表明这有助于提高通道内流体的流动稳定性。这意味着在使用机匣槽后, 压气机的稳定工作裕度得到了改善。相比改型转子叶尖前缘区域, 在转子叶尖机匣槽区域, 组合方案的熵值增大, 是由于槽内复杂流动和主流掺混带来的更大的流动熵增, 可能是造成效率降低的一个因素。

图 18 显示了近失速工况流量为  $18.60 \text{ kg/s}$  条件下压气机通道 99.2% 叶高处的相对马赫数分布。发现加入机匣槽后, 低能流体微团 1 的面积显著减少, 这与图 17 所示叶尖前缘附近的损失减少相对应。因此叶尖前缘处堵塞减弱。且通道激波略微向下游移动。使得通道内的流量提高, 这有利于提升压气机的稳定工作裕度。从图 18(b) 中明显发现在转子前缘附近增加周向机匣槽后, 转子压力面前缘区域由涡流损失造成的低速区明显减弱。是因为在周向机匣槽内存在径向诱导速度, 槽内的径向流动对尾缘处的低能流体微团具有抽

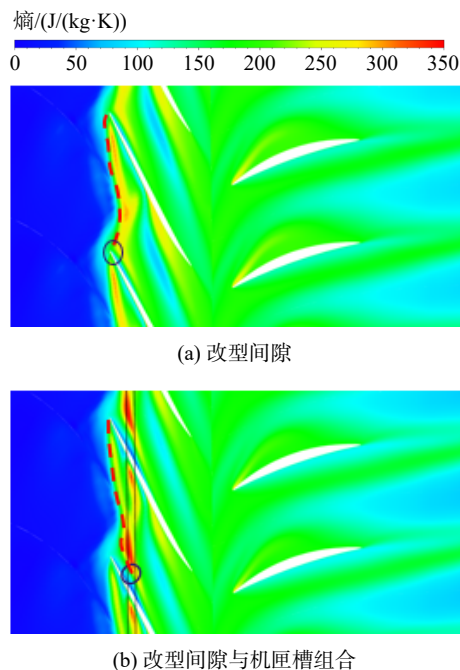


图 17 99.2% 叶高处转子间隙的熵分布  
Fig. 17 Distribution of entropy on blade tip clearance at 99.2% blade span

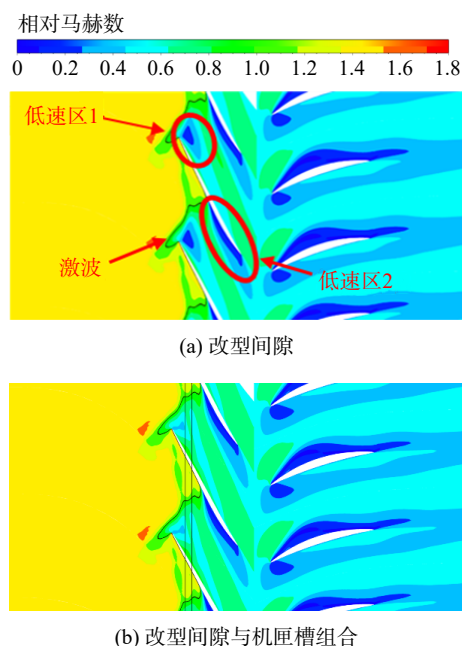


图 18 99.2% 叶高处转子间隙的相对马赫数分布  
Fig. 18 Distribution of relative Mach number on blade tip clearance at 99.2% blade span

吸作用,使得压力面前缘区域的低能流体微团被分成两部分,机匣槽附近的低能流体微团相对马赫数提升,从而减小了低能流体微团的面积,扩大了转子通道的流通通路,使得压气机的稳定裕度进一步提高。

图 19 为近失速工况下,流量为 18.60 kg/s, 间

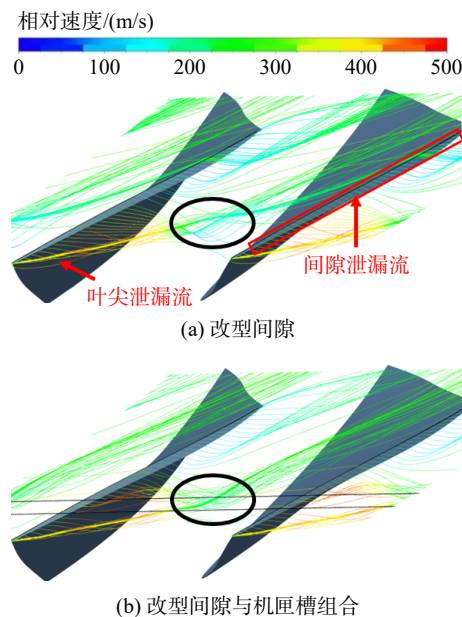


图 19 相对速度流线在叶尖间隙区域的分布  
Fig. 19 Relative velocity streamlines distribution at tip clearance area

隙区域的相对速度流线图。图中黑色圈为泄漏涡,黑色线为机匣槽,矩形框为间隙泄漏流,也可称为二次泄漏流。如图所示,泄漏涡由叶尖前缘泄漏流和间隙泄漏流两部分组成。对比两幅图发现,在机匣槽的作用下转子叶片前缘附近的区域的泄漏流相对速度增大,这是因为机匣槽对间隙泄漏流具有径向抽吸作用,使叶尖泄漏流沿径向发生了翘曲,提高了该部分流体的动能,使得该部分堵塞效应降低。叶尖泄漏流与间隙泄漏流掺混之后经过激波,再与激波的相互作用下发生了涡波破碎。一部分叶尖泄漏流会撞击相邻的转子叶片前缘范围内的压力面侧,另一部分则与部分间隙泄漏流共同向转子叶片尾缘流去贯穿整个转子通道。因为机匣槽的作用也会使向转子叶片尾缘流去的泄漏流的相对速度增加,进而提高了流通通路。

图 20 为近失速工况下,流量为 18.60 kg/s,前缘区域 20%~70% 弦长间隙处的间隙泄漏流三维流线图,并将相对马赫数投影到流线上。如图 20(a)所示,在改型间隙方案中,间隙中部大量的泄漏流撞击相邻叶片中间弦长的压力侧后,形成了二次泄漏流。且前缘溢出流动现象已经到达了相邻叶片压力面前缘处,若进口流量继续降低将会发生尖峰型失速。而从图 20(b)中发现,将改型间隙与机匣槽组合后,几乎消除了转子间隙中部附近的二次流动现象,且前缘溢出现象被消除,

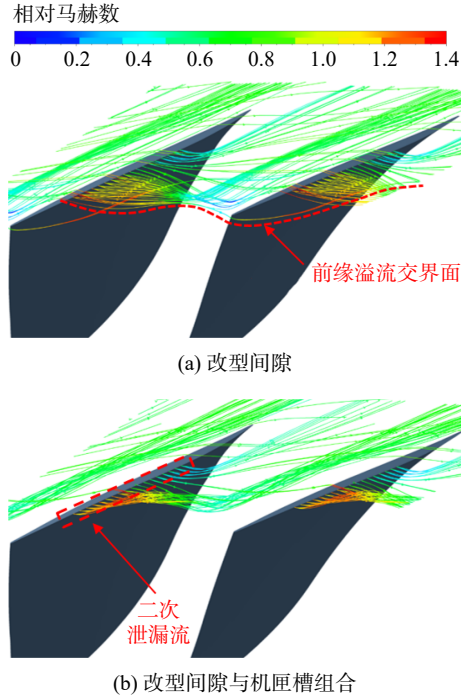


图 20 叶尖间隙 20%~70% 弦长处泄漏流三维流线分布  
Fig. 20 Distribution of 3D leakage flow at 20% to 70% chord of tip clearance

这有利于延缓尖峰型失速的发生, 原有的前缘溢出流动向转子吸力面靠近, 这与图 17 中主流与叶尖泄漏流的交界面向转子通道内流动相对应。间隙前部泄漏流速度增大, 且与轴向角度减小并向转子吸力面靠近, 这有利于削弱转通道的堵塞效应, 提高流路通路, 使压气机稳定工作裕度得到大幅度提升。

叶尖泄漏流的强度由绝对涡量<sup>[29]</sup>来表示。绝对涡量由以下公式定义:

$$\xi_n = \frac{|\xi|}{2\omega} \quad (6)$$

式中  $\omega$  表示转子旋转的角速度,  $\xi$  表示绝对涡向量。图 21 为近失速工况下流量为 18.60 kg/s 时, 转子叶尖改型间隙和改型间隙与机匣槽组合在端壁附近的绝对涡量和流线分布图。竖直的虚线为转子叶尖改型间隙方案和改型间隙与机匣槽组合方案下转子叶尖间隙前缘泄漏流涡核的位置。与单转子叶尖改型间隙方案相比, 在加入机匣槽后, 转子叶尖前缘的附近区域的涡量峰值减小且涡量面积明显减小, 泄漏流尺度减小且涡核向下游移动, 降低了双泄漏流的风险, 如图 21(b) 放大区域, 这是因为周向机匣槽内存在径向流动的流体, 且槽内逆时针流动起积极作用的螺旋度面积明显大于顺时针流动起消极作用的螺旋度面积, 其对叶

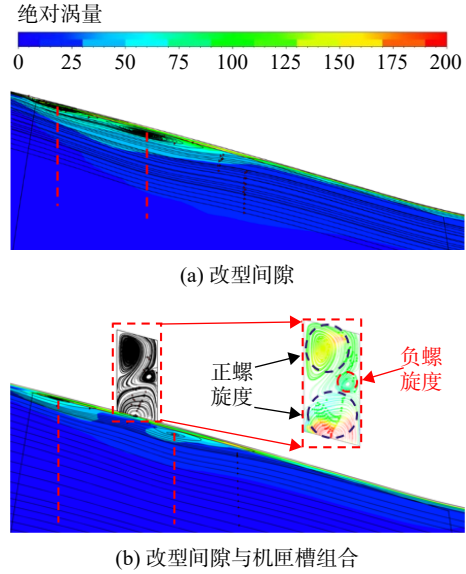


图 21 子午面叶尖间隙处涡量与流线分布  
Fig. 21 Meridian view of vorticity and streamline distribution in tip clearance region

尖泄漏流具有抽吸作用, 进而削弱了前缘附近处由涡流损失造成的堵塞效应。使得前缘附近的区域的流体动能增大, 使得整个压气机通道流通路增大, 对转子叶尖尾缘附近的流场也起到了一定的改善作用。使得转子叶尖尾缘附近的涡量面积减小。

改型间隙方案和改型间隙与机匣槽组合方案在叶尖间隙处的叶尖泄漏流角(TLA)<sup>[18]</sup>分布如图 22 所示, 且叶尖泄漏流角 TLA 由如下公式定义:

$$\beta_a = \arccos\left(\frac{V_a}{\sqrt{V^2 - V_r^2}}\right) \quad (7)$$

式中  $V$  代表速度, 下标  $a$  代表轴向,  $r$  代表径向。从图 22 中发现, 组合方案与改型间隙方案相比, TLA 几乎在整个叶尖弦长范围内都有明显减小。

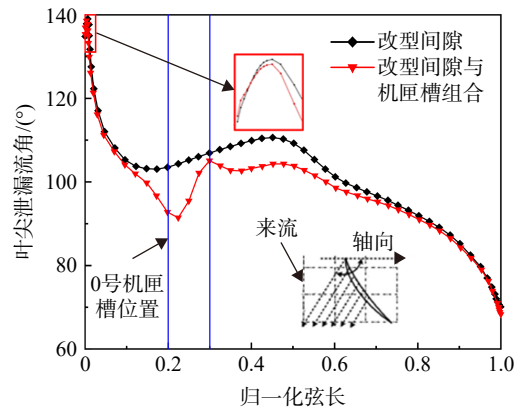


图 22 叶尖泄漏流角在中部间隙处的分布  
Fig. 22 Distribution of tip leakage flow angle at mid-gap

在叶尖前缘处,如图 22 放大区域,组合方案下 TLA 减小,说明叶尖泄漏流向转子通道内偏移,与主流的掺混延后,这与图 17 和图 19 所描述一致。在后 80% 弦长范围内,TLA 总体为大幅度减小的趋势,且 TLA 在机匣槽下方和槽前后一定范围内减小程度更为明显。因为机匣槽在槽口处对气流有径向诱导作用,对该部分间隙泄漏流有抽吸作用,使泄漏流的径向速度增加并沿径向发生了翘曲,进而改变了间隙泄漏流的流动方向,使其向靠近转子叶片吸力面的方向靠近。改善了叶尖附近由泄漏流造成的堵塞,这有利于提高压气机在近失速点的流动稳定性和压气机的性能。

### 3 结 论

本文对改型后叶尖间隙与周向机匣槽组合进行了研究,可以得到以下一些结论:

1) 转子叶尖间隙处的涡流损失与尾流损失都与叶尖间隙有关,且小的叶尖间隙尾流损失严重。合理地设计叶尖间隙分布可以有效地抑制涡流损失与尾流损失。将叶尖间隙改型为平行扩张式间隙后,相比较改型前  $0.5\tau$  的平行间隙,由于径向潜流与间隙泄漏掺混流所导致的低速区减小,径向涡尺度降低,可以削弱尾流损失。改型后稳定裕度改进量为 3.457%,峰值效率改进量为 0.375%。

2) 在转子前缘涡波损失发生的位置加入周向单槽后,机匣槽内存在积极作用的螺旋度,其径向诱导作用对间隙泄漏流进行径向抽吸,进一步提高改型后叶尖间隙处泄漏流的速度,并使得泄漏流向转子吸力面靠近,改善转子通道的流路通路。在改型间隙与机匣槽共同作用下,转子叶尖前缘主流与叶尖泄漏流交界面向通道内移动且熵值减小,涡流损失大幅度改善,通道堵塞效应削弱。压气机的稳定裕度提升约为 4.105%,峰值效率提升约为 0.164%。比改型后叶尖间隙的稳定裕度提升 0.648%,但是峰值效率降低约 0.21%。

3) 周向单槽与改型间隙组合后,降低了双泄漏流的风险,可以延迟在小流量工况下由前缘溢出而导致的尖峰型失速的发生。

由以上分析,可见转子间隙改型与机匣槽组合方案是可行的,但由于各种原因,无法展开相关的实验研究工作,从方法角度讲是不足的,在未来工作中会进行相关转子叶尖间隙实验工作来丰富研究的内容。

### 参考文献:

- [1] YE Shubo, ZHAO Qingjun, CUI Weiwei, et al. An improved model for tip clearance loss in transonic axial compressors[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2018, 232(4): 295-314.
- [2] DANISH S N, QURESHI S R, IMRAN M M, et al. Effect of tip clearance and rotor-stator axial gap on the efficiency of a multi-stage compressor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 99: 988-995.
- [3] 张卓勋, 吴艳辉, 楚武利, 等. 激波/泄漏涡相互干扰对跨声压气机流动稳定性的影响[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(7): 1615-1621.  
ZHANG Zhuoxun, WU Yanhui, CHU Wuli, et al. Influence of shock/tip leakage vortex interaction on flow stability in a single-stage transonic axial compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(7): 1615-1621. (in Chinese)
- [4] 谢芳, 楚武利, 张皓光. 跨声轴流压气机激波/泄漏涡/边界层分离相互作用的影响[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(2): 425-430.  
XIE Fang, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Influence of shock waves/leakage vortex/boundary layer separation interaction in a single-stage transonic axial compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(2): 425-430. (in Chinese)
- [5] DEVEAUX B, FOURNIS C, BRION V, et al. Experimental study and modelling of the tip-leakage flow for an isolated fixed blade[R]. San Francisco, US: ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference, 2019.
- [6] CAO Zhiyuan, GAO Xi, LIANG Yuyuan, et al. Comparison of flow mechanism of blade sweep between a transonic single rotor and a rotor in stage environment[J]. *Journal of Thermal Science*, 2022, 31(5): 1804-1819.
- [7] CAO Zhiyuan, SONG Cheng, ZHANG Xiang, et al. Blade lean and tip leakage flows in highly loaded compressor cascades[J]. *Journal of Thermal Science*, 2021, 30(4): 1388-1405.
- [8] CAO Zhiyuan, SONG Cheng, GAO Xi, et al. Computational study on the boundary layer suction effects in the supersonic compressor flow with a bowed blade[J]. *Journal of Thermal Science*, 2022, 31(2): 511-528.
- [9] CAO Zhiyuan, GAO Xi, ZHANG Xiang, et al. Influence of end-wall air injection with discrete holes on corner separation of a compressor cascade[J]. *Journal of Thermal Science*, 2021, 30(5): 1684-1704.
- [10] MAO Xiaochen, LIU Bo. Investigation of the casing groove location effect for a large tip clearance in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2020, 105: 106059.
- [11] ZHANG Qianfeng, DU Juan, LI Jichao, et al. Dual stability enhancement mechanisms of axial-slot casing treatment in a high-speed mixed-flow compressor with various tip clearances[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(4): 19-31.
- [12] DU Juan, LIN Feng, ZHANG Hongwu, et al. Numerical simulation on the effect of tip clearance size on unsteadiness in tip clearance flow[J]. *Journal of Thermal Science*, 2008, 17(4): 337-342.
- [13] MAESSCHALCK C D, LAVAGNOLI S, PANIAGUA G, et al. Aerothermodynamics of tight rotor tip clearance flows in high-speed unshrouded turbines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 65(1/2): 343-351.
- [14] XIANG Juntao, SCHLUTER J, DUAN Fei. Numerical study of the tip clearance flow in miniature gas turbine compressors[J].

- Aerospace Science and Technology*, 2019, 93: 105352.
- [15] CIORCIARI R, LESSER A, BLAIM F, et al. Numerical investigation of tip clearance effects in an axial transonic compressor[J]. *Journal of Thermal Science*, 2012, 21(2): 109-119.
- [16] FOLEY A C, IVEY P C. Measurement of tip-clearance flow in a multistage, axial flow compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(2): 211-217.
- [17] 马文生, 顾春伟. 叶顶间隙对压气机性能的影响[J]. *动力工程*, 2007, 27(6): 863-867.  
MA Wensheng, GU Chunwei. Effect of tip clearance on compressor performance[J]. *Journal of Power Engineering*, 2007, 27(6): 863-867. (in Chinese)
- [18] YE Shubo, ZHAO Qingjun, ZHOU Xiaoyong, et al. The impact of circumferential casing grooves on rotating instability in a transonic axial compressor[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2019, 233(8): 2868-2893.
- [19] WU Xiaoxiong, LIU Bo, ZHANG Botao, et al. Effect of circumferential single casing groove location on the flow stability under tip-clearance effect in a transonic axial flow compressor rotor[J]. *Energies*, 2021, 14(19): 6143.
- [20] 张海燕. 转静子交界面处理方法和湍流模型对压气机数值计算影响研究[D]. 南昌: 南昌航空航天大学, 2017.  
ZHANG Haiyan. Research on effect of rotor/stator interface approach and turbulence model on simulation of compressor[D]. Nanchang: Nanchang Aviation University, 2017. (in Chinese)
- [21] REID L, MOORE R. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor[R]. NASA 1978-TP-1337, 1978.
- [22] REID L, MOORE R D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.82[R]. NASA 1978-TP-1338, 1978.
- [23] ZHANG Botao, MAO Xiaochen, WU Xiaoxiong, et al. Effects of tip leakage flow on the aerodynamic performance and stability of an axial-flow transonic compressor stage[J]. *Energies*, 2021, 14(14): 4168.
- [24] ZHANG Botao, LIU Bo, MAO Xiaochen, et al. Effect of hub clearance of cantilever stator on aerodynamic performance and flow field of a transonic axial-flow compressor[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2021, 235(15): 2193-2207.
- [25] JEONG J, HUSSAIN F. On the identification of a vortex[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1995, 285: 69-94.
- [26] 胡加国, 王如根, 李坤, 等. 非设计条件下跨声速压气机失速机制分析[J]. *推进技术*, 2016, 37(8): 1490-1499.  
HU Jiaguo, WANG Rugen, LI Kun, et al. Instability mechanism analysis with transonic compressor at off-design work conditions[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(8): 1490-1499. (in Chinese)
- [27] 高丽敏, 王磊, 茅晓晨, 等. 缝式机匣处理对对转压气机的扩稳机理[J]. *航空动力学报*, 2023, 38(3): 640-654.  
GAO Limin, WANG Lei, MAO Xiaochen, et al. Mechanism of stability improvement with slot casing treatment in counter-rotating compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2023, 38(3): 640-654. (in Chinese)
- [28] CAMERON J D, BENNINGTON M A, ROSS M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(5): 051005.
- [29] 张晨凯, 胡骏, 王志强, 等. 轴流压气机转子叶尖间隙流动结构的数值研究[J]. *航空学报*, 2014, 35(5): 1236-1245.  
ZHANG Chenkai, HU Jun, WANG Zhiqiang, et al. Numerical study on tip clearance flow structure of an axial flow compressor rotor[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2014, 35(5): 1236-1245. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)