

自循环机匣处理轴向位置影响扩稳能力的机理

张皓光, 安康, 谭锋, 楚武利, 吴艳辉
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了揭示自循环机匣处理轴向位置影响压气机稳定性的流动机理,采用非定常数值方法研究了3种不同轴向位置对机匣处理(CT)扩稳能力的影响,结果表明:机匣处理喷气装置离叶顶前缘最近且在叶顶前缘上游的扩稳能力最强,喷气装置在叶顶前缘正上方的次之,喷气装置在叶顶前缘上游较远处最弱,对应机匣处理获得的综合失速裕度改进量分别为9.40%,7.09%,5.49%。通过详细地分析压气机叶顶流场表明:喷气装置离叶顶前缘最近且在叶顶前缘上游的机匣处理施加有利影响程度最高的范围刚好覆盖叶顶前缘处,此处是引起转子失速的关键部位,因此抑制叶顶间隙泄漏流造成的堵塞的效果最好,对应的扩稳能力在3种机匣处理中最强。

关键词: 压气机; 自循环机匣处理; 轴向位置; 喷气; 间隙泄漏流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Mechanism of affecting ability of stability enhancement with varying axial position of self-recirculating casing treatment

ZHANG Hao-guang, AN Kang, TAN Feng, CHU Wu-li, WU Yan-hui

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The unsteady numerical investigation of three kinds of self-recirculating casing treatments was performed to explore the mechanism of affecting the ability of improving compressor stall margin with changing axial position of casing treatment (CT). Results showed that the ability of improving stall margin was best when the injecting part of CT was close to the blade tip leading edge, and also located in upstream blade inlet. The ability became low by changing the axial position of CT to make the injecting part above the blade tip leading edge. It became lower by moving the injecting part away from the blade tip leading edge along upstream direction, and the corresponding stall margin improvement gained with three kinds of casing treatments was 9.40%, 7.09% and 5.49% respectively. When the injecting part of CT was close to the blade tip leading edge, and located in upstream blade inlet, the level of positive effect created by CT was highest in the blade tip leading edge and the stall of rotor happened in this pivotal zone. Consequently the inlet blockage caused by the low energy tip clearance leakage flow was restrained most effectively, and the corresponding ability of increasing rotor stable operating range was highest among three kinds of casing treatments.

收稿日期: 2015-08-07

基金项目: 国家自然科学基金(51006084);航空科学基金(2014ZB53014);

中央高校基本科研业务费专项资金(3102014JCY01004);陕西省自然科学基金(2015JM5202)

作者简介: 张皓光(1981—),男,副教授,博士,研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail:zhg@nwpu.edu.cn

引用格式: 张皓光,安康,谭锋,等. 自循环机匣处理轴向位置影响扩稳能力的机理[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 983-989.
ZHANG Haoguang, AN Kang, TAN Feng, et al. Mechanism of affecting ability of stability enhancement with varying axial position of self-recirculating casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 983-989.

Key words: compressor; self-recirculating casing treatment; axial position; injection; clearance leakage flow

轴流压气机的稳定工作范围受到叶顶间隙泄漏流动、叶顶端壁/叶片附面层分离等不稳定流动的限制^[1],机匣处理是轴流压气机常用的扩稳措施,自循环机匣处理是一种机匣处理结构,其衍生于叶顶喷气控制失速的方法,叶顶喷气在影响压气机效率较小的基础上可扩大压气机的稳定工作范围^[2-8],但这种扩稳方法需要外部气源提供气流形成喷气,而自循环机匣处理则是利用压气机出口下游的高压气体提供喷气量。

21 世纪初,自循环机匣处理逐渐引起各国学者的关注^[9-15],Iyengar 等^[10]把文献[9]的自循环机匣处理结构应用于 NASA Rotor 67 转子上,研究指出在设计转速下机匣处理能使转子稳定工作范围增加 26.5% 左右,而且对效率影响很小.文献[11]针对总压比为 1.6 的单级跨声轴流压气机开展自循环机匣的非定常数值研究,计算结果指出机匣处理可使压气机获得 4% 左右的裕度改进量,但由于其喷气、引气结构的原因使得该机匣处理的扩稳能力不是很高.文献[12]在 NASA Stage 35 压气机进行自循环机匣处理的试验与定常数值研究,结果表明自循环机匣处理在 70%, 100% 设计转速下都起到了扩稳作用.文献[13]针对低速轴流压气机转子开展自循环机匣处理几何参数影响扩稳能力的试验研究,结构涉及喷气、引气装置的形状及装置数目等参数,试验结果指出槽形喷气出口扩稳效果比圆形出口好,随着喷嘴数目从 12 个增加到 24 个,裕度改进量由 2.6% 增加到 6.1%.文献[14]分别对带不同自循环装置数目的亚声速轴流压气机进行全通道非定常数值研究,结果表明,自循环装置数目从 10 增加到 15,综合裕度改进量由 6.3% 增加到 9.0%,效率同时也降低 0.12 左右。

与其他形式的机匣处理结构类似,自循环机匣处理的轴向位置变化将会影响它的扩稳效果,目前单独研究轴向位置影响自循环机匣扩稳能力的文献很少,文献[9,13]涉及了自循环机匣处理轴向位置对压气机性能的影响,但在这两个研究中没有解释相关的流动机理.目前绝大部分自循环机匣处理研究中喷气装置一般都位于转子叶尖前缘上游某处(当机匣处理轴向位置改变时,对应喷气装置、引气装置与转子叶片的相对位置也随之改变).为了进一步明确轴向位置对自循环机匣

处理扩稳能力的影响,并解释轴向位置影响扩稳能力的流动机制,本文针对轴流压气机转子,在其上开展自循环机匣处理轴向位置影响机匣处理扩稳能力的非定常数值研究,并通过详细地分析转子内部流场,以期揭示轴向位置改变自循环机匣处理扩稳效果的机制。

1 自循环机匣处理结构及计算方法

1.1 自循环机匣处理结构

文中以一台亚声速轴流压气机转子为研究对象,转子叶片数为 30,设计转速为 15 200 r/min,设计流量为 5.6 kg/s,该转子的性能与几何参数详见文献[16].在本文研究中,沿着轴向等距平移自循环机匣处理 2 次,每次移动距离均为 3 mm (引气口和喷气口的轴向位置同时移动),这就形成 3 种不同轴向位置的机匣处理结构,3 种机匣处理喷气装置出口中心与叶顶前缘的轴向坐标之差分别为 -4.5, -1.5, 1.5,正值代表喷气装置出口位于叶顶前缘下游.3 种轴向位置的机匣处理下面分别用 CT_A, CT_B 及 CT_C 表示。

自循环机匣处理结构如图 1 所示,自循环机匣处理的喷气装置、引气装置主要几何结构参数见表 1,其中 W, D 分别为轴向宽度与叶高之比、与周向的夹角.文中引气装置结构与目前其他自循环机匣处理中引气装置结构($D=0^\circ$)有明显不同,这是因为从转子出口处的气流带有很大的切向速度分量,引气装置结构沿着周向旋转一定的角度,以适应转子出口气流的流动特点,目的使引气量增加.同时为了使引气装置中气流能较为顺利地流入喷气装置,引气装置与喷气装置在周向

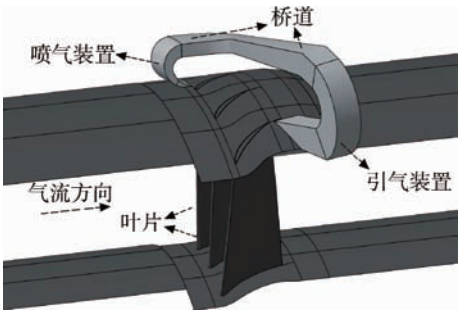


图 1 自循环机匣处理(CT_B)结构图
Fig. 1 Configuration of self-recirculating casing treatment (CT_B)

表 1 自循环机匣处理主要几何参数

Table 1 Primary geometry parameters of self-recirculating casing treatment

Type	W	Circumferential width/(°)	D/(°)
Injecting part of inlet	0.05	0.139	0
Bleeding part of outlet	0.1	0.137	10

错位,以便于构造桥道.桥道宽度沿着轴向在 33%~67%叶顶轴向弦长范围内变化.桥道底面至机匣面的平均距离及桥道的平均高度分别为 5.52%,2.6%转子叶顶轴向弦长.

1.2 计算方法

本文使用 Numeca 软件开展求解全三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程的计算研究,主要计算设置为:湍流模型选用二方程 $k-\epsilon$ 模型,空间、时间离散格式分别选用有限体积中心差分格式、显式 4 阶 Runge-Kutta 格式;非定常计算的时间步长为 8.2000824×10^{-6} s,虚拟时间步的内迭代步数为 20.

网格生成时采用分区网格技术,转子通道为 HOH 型网格,在轴向、周向及径向的网格节点数分别为 217,25 及 69.叶顶间隙区为“蝶型网格”,在轴向、周向及径向的网格节点数分别为 217,9 及 13.自循环机匣处理内及压气机进出口延伸段均采用 H 型网格.轴流压气机通道的子午面网格及自循环机匣处理在子午面的投影如图 2 所示,图中静止域包含喷气装置、引气装置、桥道及转子进口延伸段,转动域包含转子通道及出口延伸段.本文的非定常计算中,动静交接面的处理方法采用了 NUMECA 软件的 Euranus 求解器提供的区域缩放 (domain scaling) 法,该方法要求动静交接面两侧的计算域面积相同.因为文中引气装置与喷气装置在周向错位范围大于 2 个叶顶栅距,所以计算时进行三通道数值模拟.实壁机匣、带机匣处理的计算总网格数目分别约为 232 万、240 万.

数值计算时,所有固体壁面都设为绝热无滑移边界条件,所有工况点的进口总压、进口总温分别都为 101325 Pa,288.2 K(进口气流沿径向流入

通道,并经过进气段的转折变成沿轴向的流动,数值模拟与试验台进气方式保持一致,见图 2).通过改变转子下游延伸段出口静压来计算不同工况的压气机性能及内部流场,当出口静压调高到一定程度时数值计算将会发散,将出口静压最大且计算能收敛的工况点认为是近失速工况.

2 计算结果分析

文中压气机转子的转速为 8130 r/min,综合失速裕度改进量 $\overline{m}$ 的定义见文献[16].

2.1 总性能分析

压气机转子在换算转速 N 为 8130 r/min 下性能曲线如图 3 所示,图中用 Baseline/Exp, Baseline/Cal 分别标示实壁机匣试验、数值计算对应的性能曲线,CT_A/Cal,CT_B/Cal 及 CT_C/Cal 分别代表 3 种不同轴向位置的机匣处理数值获得的性能曲线.文中对 8 个工况进行非定常计算,分别为实壁机匣近失速流量对应的 4 个工况,各机匣处理近失速流量对应的 3 个工况,CT_B 机匣处理在 CT_C 机匣处理近失速流量下的 1 个工况.在图 3 中可看到实壁机匣试验的近失速流量比计算值稍高,试验值与计算值的相对误差小于 2%.同时在整个流量范围内实壁机匣试验工况的总压比均高于相同流量下数值计算工况的值,总体来看数值计算得到的总压比及等熵效率性能曲线变化趋势与试验的符合得很好.

数值研究表明 3 种不同轴向位置的机匣处理均拓宽了压气机稳定工作范围,在流量为 2.98 kg/s 时(该流量的实壁机匣近失速边界),CT_A,CT_B 及 CT_C 的喷气量分别为 0.019,0.02236,0.02138 kg/s.表 2 给出了 3 种不同轴向位置的机匣处理数值计算得到的综合失速裕度改进量等结果.在表 2 中对比可看到,CT_B 扩稳能力最强,CT_C 次之,CT_A 最弱,这意味着在 3 种机匣处理结构中,喷气装置离叶顶前缘最近且在叶顶前缘上游时扩稳能力最强,而喷气装置在叶顶前移上游较远处时扩稳能力最弱.在对压气机效率影响方面,扩稳能力最弱的 CT_A 峰值效率与实壁机匣的持平.与实壁机匣比较,降低压气机峰值效率程度最高的不是扩稳能力最强的 CT_B,而是喷气装置位于叶顶前缘下游的 CT_C,峰值效率降低约 0.5%.从效率性能曲线上还可看到在压气机流量为 2.98 kg/s 附近,CT_A,CT_C 这两种机匣处理的效率高于实壁机匣的效率,CT_B 的效率基本与实壁机匣的持平.

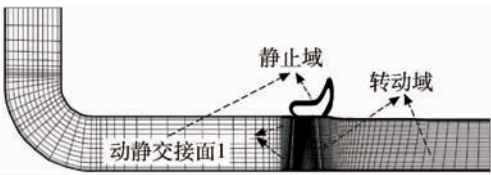


图 2 子午面网格

Fig. 2 Grid on meridional view plane

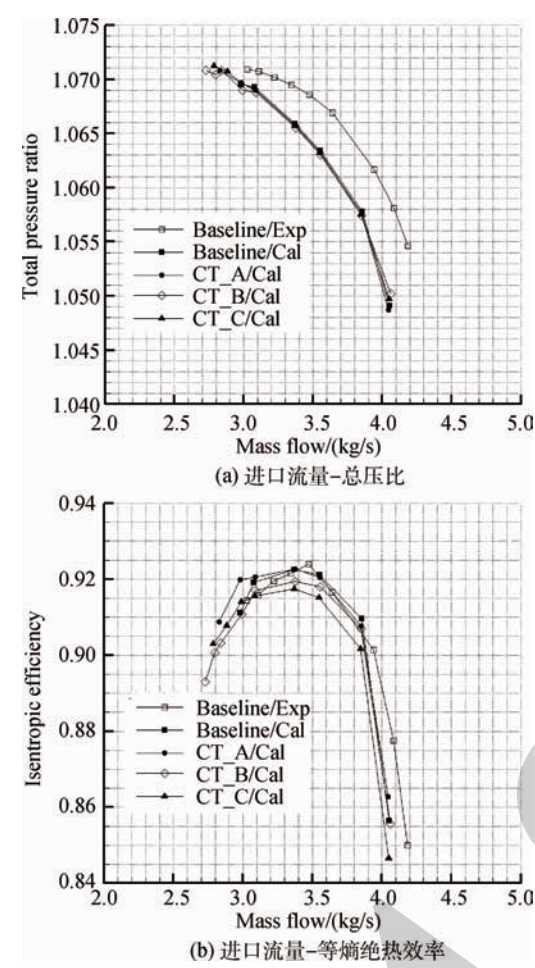


图 3 转子性能曲线 ($N=8130$ r/min)
Fig. 3 Rotor performance curves ($N=8130$ r/min)

表 2 综合失速裕度改进量及峰值效率
Table 2 Comprehensive stall margin improvement and peak efficiency

Type	$\overline{m}/\%$	Peak efficiency
Baseline/cal	0	0.9225
CT_A/cal	5.49	0.9227
CT_B/cal	9.40	0.9194
CT_C/cal	7.09	0.9174

2.2 压气机内部流动分析

下面结合实壁机匣近失速工况流场来分析不同轴向位置影响自循环机匣处理扩稳能力的机理,图 4 给出了某时刻转子 99%叶高处 S_1 流面上的相对马赫数云图,图中 t 表时间,图中给出了喷气装置出口、引气装置进口在机匣的投影,在该时刻图中第 3 个叶片(从上到下排序,第 1 个叶片位于图中顶部)前缘与喷气口下端在周向的距离约为 19.6%动叶叶顶栅距,4 种机匣流量近似相等且实壁机匣近失速工况. 在图中可明显地看到实壁机匣(baseline)时,3 个叶顶通道内存在大面

积的低速流体且这部分低速气体靠近叶片压力面. 当 3 种机匣处理时,叶顶通道低速气流区的面积得到了减少,值得注意的是,每种机匣处理时低速区范围减少程度最大的不是喷气装置正对准的叶顶通道,而是得到喷气装置作用过且离喷气装置最近的叶顶通道(每种机匣处理图中最下方的通道),这也说明喷气消除低能流体区的效果存在滞后性. 通过对比 3 种不同轴向位置机匣处理还可发现 CT_A 三个通道内低能气体区范围都比其他两种机匣处理的大,而 CT_B 降低叶顶通道低能气流区面积的效果最强,CT_C 的次之. 除此之外,CT_B 引气装置所在机匣投影部位的高数值气流范围在 3 种机匣处理中最大.

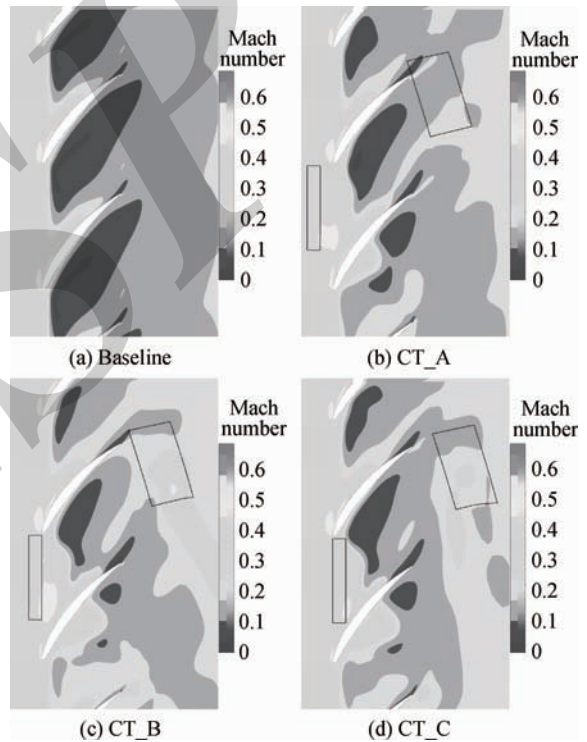


图 4 99%叶高处相对马赫数分布云图($t=2.46\times10^{-2}$ ms)
Fig. 4 Relative Mach number of blade
99% span ($t=2.4\times10^{-2}$ ms)

为了更好地了解叶顶通道低能气体的细节,图 5 给出了对应时刻转子 99%叶高处 S_1 流面上的相对速度 w_{xyz} 矢量图. 从图 5(a)中可发现实壁机匣时,叶顶通道低速区中存在轴向分速为负值的气流,同时在周向也可清楚观察到高低气流分界线基本与额线平行,从以上的分析可知此时叶顶通道内堵塞情况严重,流通能力弱. 自循环机匣处理后观察喷气装置正对的叶顶通道可看到高低气流分界线不在与额线平行,该分界线变成类似 S 形的曲线,这应是受到喷气装置流出的高速流

体作用而改变的. 对比 3 种机匣处理可看到当喷气装置远离叶顶前缘时, 高低气流分界线弯曲程度较低且靠近进口, 其他两种机匣处理时分界线位置及弯曲程度基本相同. 以上分析表明机匣处理后叶顶通道流场得到了改善, 叶顶通道的流通能力相比较于实壁机匣提高了很多. 同时在 3 种机匣处理图中也可以观察到喷气装置下方叶片通道近叶盆处的气流速度明显比喷气装置对准的叶顶通道对应位置的气流速度大, 这支持了在图 4 分析中得到喷气消除低能流体区的效果存在滞后性的结论.

为了揭示图 4、图 5 中叶顶通道内低速区是什么原因造成, 图 6 给出了 4 种机匣的叶顶部分间隙泄漏流线示意图, 对应的分析工况与图 4 中一致. 实壁机匣时叶顶间隙泄漏流在从叶片前缘流向通道下游的过程中, 泄漏流从较为集中的形态逐渐变成膨胀扩散的形态, 同时在叶顶通道内存在较大面积的低速区, 该区域在空间上的位置基本与图 4(a)、图 5(a)中低速区相同, 这说明了叶顶通道内低速区是叶尖间隙泄漏流造成的, 叶顶间隙泄漏流的不良影响是造成转子失速的主要原因. 自循环机匣处理后, 叶顶通道后方的气体流

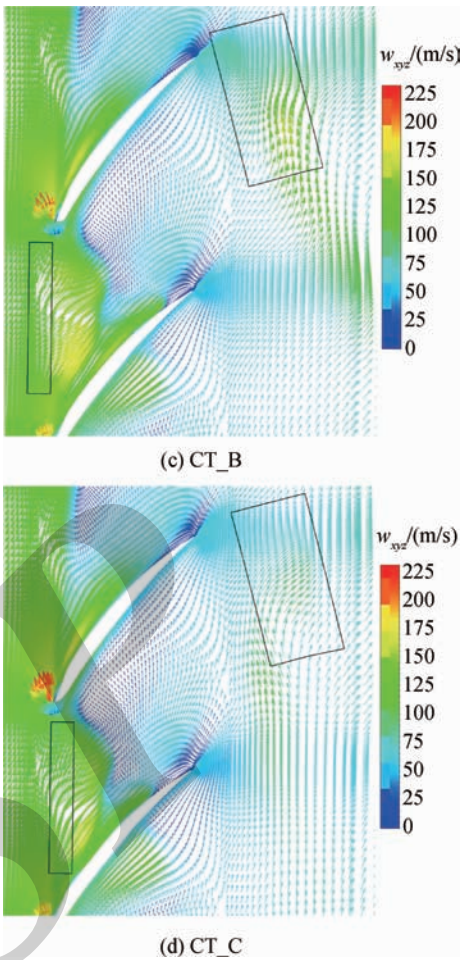
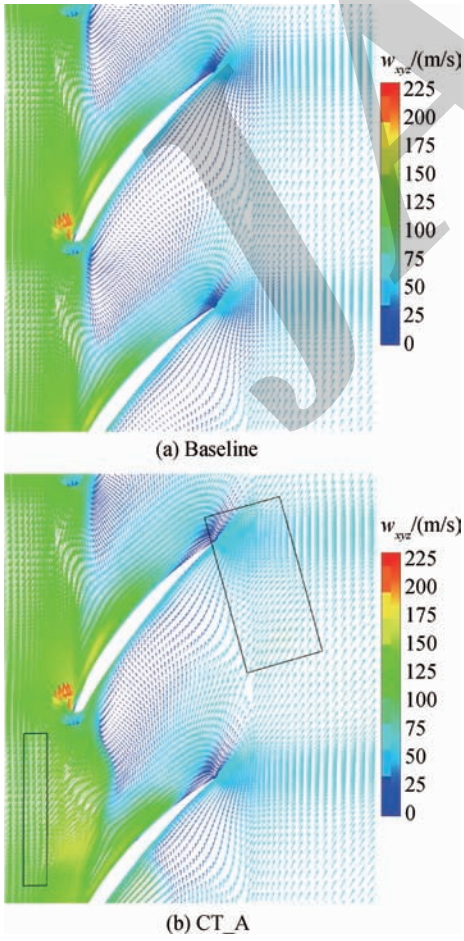


图 5 99%叶高处相对速度矢量图($t=2.46\times10^{-2}$ ms)
Fig. 5 Relative velocity vector of blade 99% span ($t=2.46\times10^{-2}$ ms)

入引气装置, 引气流在经过桥道后从喷气装置加速喷出, 这种喷射流与叶尖间隙泄漏流发生相互作用, 间隙泄漏流受到喷气流的推挤, 泄漏流外缘形状发生变形, 这与图 5 中高低气流分界线变成类似 S 形的曲线现象相符合, 因此叶顶间隙泄漏流造成的不良影响得到了抑制, 这是自循环机匣处理能扩大该压气机稳定工作范围的主要原因. 同时从抑制间隙泄漏流的效果上也可判断, CT_A 的效果较其他两种机匣处理的弱, CT_B, CT_C 的效果差别小.

图 4 的分析给出了 CT_B 扩稳能力比 CT_C 强的判断, 但为了更详细地分析 CT_B, CT_C 这两种机匣处理的扩稳能力, 图 7 给出了两个轴向位置截面上气流进气角沿叶高的分布(沿圆周方向进行周向平均, 瞬时值), 对应截面的位置在下面图 8 中用虚线标示, 这里进气角定义为 $\theta = \arctan(w_z/w_t) \cdot 180/\pi$, 其中 w_z, w_t 分别为气流相对速度轴向分量、切向分量. 为了使结果具有可



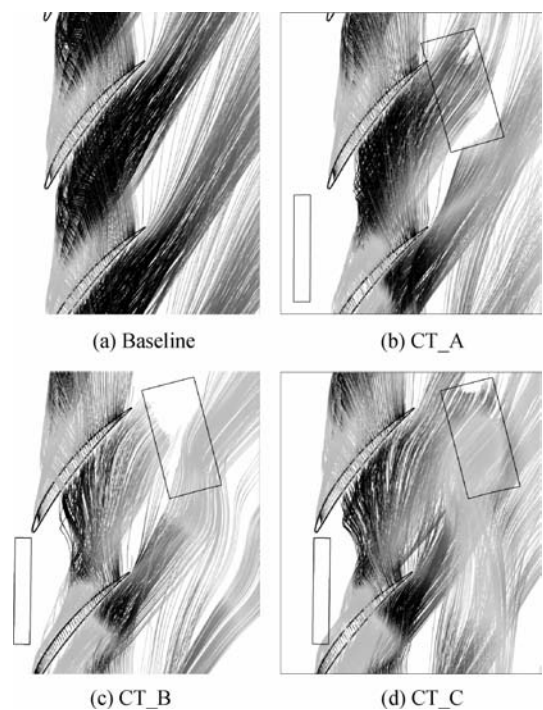


图 6 4 种机匣叶顶间隙泄漏流线($t=2.46\times10^{-2}$ ms)
Fig. 6 Tip clearance leakage streamlines of four casing treatments ($t=2.46\times10^{-2}$ ms)

比性,图中两种处理机匣的流量近似相等,CT_C 近失速工况.自循环机匣处理只能影响叶顶区域的流场分布,加之为了清晰地比较图中各曲线,仅列出近叶尖范围的曲线分布.从图 7 可观察到两种轴向位置时,相同叶高位置的 CT_B 进气角均比 CT_C 的大(即攻角小),最大差值出现在轴向位置 1 处(position 1,该位置位于叶片前缘通道内),差值为 25° .随着叶高的降低,position 1 处的进气角差值先增大后减少,到达纵坐标 0.96 处时两机匣处理的进气角差别很小.而 position 2(该

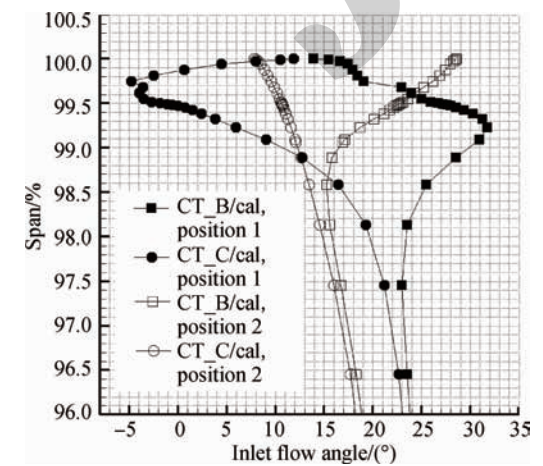


图 7 进气角分布曲线($t=2.46\times10^{-2}$ ms,周向平均)
Fig. 7 Inlet flow angle distribution ($t=2.46\times10^{-2}$ ms, circumferentially averaged)

位置位于叶片前缘上游)处的进气角差值随着叶高的降低而减少.以上分析从定量的角度可判断 CT_B 机匣处理改善转子叶顶进口来流条件的能力确实强于 CT_C 机匣处理,同时还表明在不同轴向位置,机匣处理施加影响的变化规律不同.

图 8 给出子午面上 CT_B、CT_C 两种机匣处理的相对速度轴向分量分布云图(沿圆周方向进行周向平均,瞬时值),图中虚线为图 7 中 position 1, position 2 所在的位置.在图 8 中可看到从喷气装置流出的气体具有高数值的轴向速度,同时由于喷气装置具有一定的倾斜角度,改善叶顶流动情况最好的区域不是位于喷气出口正下方,而是在下游部分范围内(图 8(a)中给出了不同区域的部分数值).由于 CT_C 机匣处理中喷气装置出口下方正对叶顶前缘,所以使叶顶前缘处流动没得到更好地改善.由图 4 的分析可知 CT_A 机匣处理由于喷气装置在进口上游处且离叶顶前缘较远,这就使喷气装置施加的影响没有很好地覆盖叶顶前缘处,造成扩稳效果没有其他两种机匣处理的好.通过图 8 中各处轴向速度值的对比也能看到,CT_B 机匣处理中喷气速度比 CT_C 机匣处理的高,在各机匣处理喷气出口面积及形状相同情况下,根据流量守恒定律可知 CT_B 引气量比 CT_C 的大.

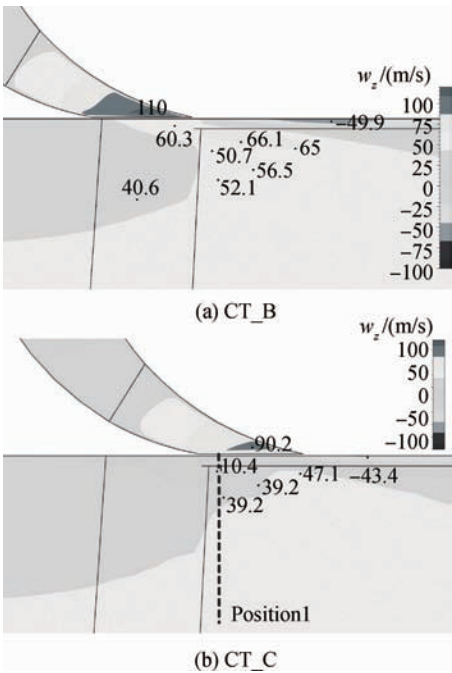


图 8 子午面相对速度轴向分量云图
($t=2.46\times10^{-2}$ ms)
Fig. 8 Relative velocity axial component on meridional plane ($t=2.4\times10^{-2}$ ms)

3 结 论

论文采用非定常数值方法研究3种自循环机匣处理轴向位置影响压气机稳定性的流动机理,通过本文的研究工作,可得到如下几点主要结论:

1) 在3种机匣处理中,机匣处理喷气装置离叶顶前缘最近且在叶顶前缘上游的扩稳能力最强,喷气装置在叶顶前缘正上方的次之,喷气装置在叶顶前移上游较远处最弱。

2) 实壁机匣时,叶顶间隙泄漏流在转子叶顶区域造成较大范围的流动堵塞,这是造成转子失速的主要原因。自循环机匣处理形成的喷气流可抑制叶顶间隙泄漏流的不良影响,进而起到扩稳作用。

3) 机匣处理消除叶顶通道内低速区范围程度最大的不是喷气装置正对的叶顶通道,而是得到喷气装置作用过且离喷气装置最近的叶顶通道。

4) 喷气装置离叶顶前缘最近且在叶顶前缘上游的机匣处理施加有利影响程度最高的范围刚好覆盖叶顶前缘处,此处是造成转子失速的关键部位,因此在3种轴向位置机匣处理中,其扩稳能力最强。

本文的重点在于揭示轴向位置影响机匣处理扩稳能力的流动机理,而不是对自循环机匣处理进行结构优化,因此只研究3种典型轴向位置的机匣处理,研究结果表明自循环机匣处理存在结构优化的潜力。

参考文献:

- [1] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper 2005-GT-68374, 2005.
- [2] Andrea R, Behnken R L, Murray R M. Rotating stall control of an axial flow compressor using pulsed air injection[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): 742-752.
- [3] Leinhos D C, Scheidler S. Active stabilization of a low pressure compressor in a turbofan engine with constant air injection[R]. AIAA-2001-3312, 2001.
- [4] Suder K L, Hathaway M D. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[R]. ASME Paper 2000-GT-650, 2000.
- [5] SHENG Chunhua, Remotigue M. Numerical simulations of Rotor 35 with and without tip injection using an arbitrary Mach number flow solver[R]. AIAA-2004-372, 2004.
- [6] 徐纲, 聂超群, 黄伟光, 等. 低速轴流压气机顶部微量喷气控制失速机理的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(1): 136-140.
- [7] 卢新根, 楚武利, 朱俊强. 定常微量喷气提高轴流压气机稳定工作裕度机理探讨[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(1): 16-21.
- [8] LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang. Study on the mechanism of improving stability margin of axial flow compressor by steady micro jet[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2007, 25(1): 16-21. (in Chinese)
- [9] Roy B, Veraarapu S. Stability enhancement and hysteresis improvement of axial flow fan by discrete and distributed tip injection schemes[R]. ASME Paper 2008-GT-50075, 2008.
- [10] Hathaway M D. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper 2002-GT-30368, 2002.
- [11] Iyengar V, Sankar L N. Assessment of the self-recirculating casing treatment concept applied to axial compressors[R]. AIAA-2005-0632, 2005.
- [12] Yang H, Nuernberger D, Nicke E, et al. Numerical investigation of casing treatment mechanisms with a conservative mixed-cell approach[R]. ASME Paper 2003-GT-38483, 2003.
- [13] Strazisar A J, Bright M M. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. ASME Paper 2004-GT-54295, 2004.
- [14] Weichert S, Day I, Freeman C, et al. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement[R]. ASME Paper 2011-GT-46024, 2011.
- [15] 张皓光, 吴俊, 楚武利, 等. 带自适用流通处理机匣的轴流压气机全通道数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(7): 918-924.
- [16] ZHANG Haoguang, WU Jun, CHU Wuli, et al. Full-annulus numerical investigation of axial flow compressor with self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(7): 918-924. (in Chinese)
- [17] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉, 等. 自适应流通机匣处理改善压气机性能的机理[J]. 推进技术, 2010, 31(3): 301-308.
- [18] ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Flow mechanisms of improving compressor performance through self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3): 301-308. (in Chinese)
- [19] 张皓光. 轴流压气机机匣处理的试验与数值研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2008.
- [20] ZHANG Haoguang. Experimental and numerical study of axial flow compressor casing treatment[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)