

不同轴向偏转角处理机匣实验 与机理分析

旷海洋¹, 楚武利^{1,2}, 张皓光¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了探索不同轴向偏转角处理机匣对压气机稳定裕度的影响, 以一个亚声压气机为平台通过实验与数值仿真方法探索了 8130 r/min 设计转速下 3 种与轴向成不同角度的处理机匣对该压气机稳定性的作用. 详细的分析了各流量工况下不同处理机匣叶顶的流动结构、叶顶载荷分布、处理机匣缝(或槽)内的流动、周向平均后叶顶的损失分布和缝内喷射气流的轴向动量. 研究发现: 随着缝(或槽)与轴向所成夹角的增大, 整个流量范围内, 处理机匣的扩稳能力先增强后减弱; 大流量工况下, 转子叶顶载荷增加, 转子的等熵效率降低.

关 键 词: 处理机匣; 轴向偏转角; 轴流压气机; 流场; 机理

中图分类号: V235.12

文献标志码: A

Experimental and mechanism analysis of casing treatment with different axial angles

KUANG Hai-yang¹, CHU Wu-li^{1,2}, ZHANG Hao-guang¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Experimental and numerical simulations were performed on a subsonic compressor to investigate the stabilizing mechanisms of casing treatment with different axial angles at rotation speed of 8130 r/min. Flow structures and static pressure distribution of rotor tip, flow structure in the slots (or grooves), loss distribution in rotor tip, axial momentum of the injected flow at different mass flows were studied. Results confirmed that the capability of the casing treatment of extending the compressor stall margin first increased and then decreased within the whole mass flow range, the loading of rotor tip increased and the isentropic efficiency decreased under large mass flow with the increasing axial angle of the casing treatment.

Key words: casing treatment; axial angle; axial flow compressor; flow field; mechanism

近失速工况时, 压气机中容易产生旋转失速及喘振, 这种流动非稳定现象已成为制约高性能燃气轮机研发的主要问题之一. 这种现象一旦发生, 压气机不仅会降低性能, 而且还会产生强烈的

振动, 甚至导致压气机叶片的断裂. 因此, 拓宽压气机的稳定工作范围, 推迟不稳定流动现象的发生, 就成为风扇/压气机设计专家们迫切需要解决的问题. 自从 Koch^[1] 在进行附面层抽吸的实验中

收稿日期: 2014-01-20

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51236006)

作者简介: 旷海洋(1986-), 男, 江西信丰人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

偶然发现处理机匣能有效的扩稳后,人们对各种不同形式的处理机匣^[2]及其扩稳机理进行了近 50 年的不断研究,取得了显著的成效^[3-11].大量的实验研究表明,在亚声速压气机上应用处理机匣能够获得较大的稳定裕度改进量,朱俊强等^[12]对 4 种不同形式的处理机匣进行了实验测量与机理分析,缝式处理机匣裕度改进量高达 45.6%,但峰值等熵效率(下文简称效率)及失速点效率均降低较多;Prince 等^[13]分别测量了周向槽、轴向倾斜缝、叶片角向缝处理机匣的基元级性能,相对于实壁机匣的稳定裕度改进量、最高效率点效率降低分别为:5.8%和 0%,15.3%和 2.0%,15.0%和 1.2%.综合考虑裕度和效率这两个关键的压气机性能指标,角向缝处理机匣的效果最好,进一步的研究^[14-17]表明轴向缝类处理机匣缝与主流区之间的回流是处理机匣扩稳的主要原因.目前处理机匣的研究中,很少涉及缝(或槽)的轴向偏转角对压气机性能的影响.从 Moore^[18]公布的带缝类处理机匣的转子基元性能看,采用浅槽叶片角向短缝可以获得较好的处理效果,在均匀来流情况下,失速裕度的影响仅低于轴向斜缝处理机匣 3%,对压气机效率的影响也仅次于周向槽处理机匣.作者对角向缝处理机匣槽的深浅、覆盖转子叶顶区域的大小做了对比实验,但未实验测量不同轴向偏转角的处理机匣对压气机内部流场有何影响.文献[19]中作者研究了缝式处理机匣轴向位置对压气机性能影响的机理但并没有涉及到缝的轴向偏转角.

本文对处理机匣轴向偏转角对压气机性能的影响进行了实验研究和机理分析,在一亚声速压气机上实验测得了不同轴向偏转角缝式处理机匣的转子特性线,受实验条件限制难以对转子叶顶区域进行详细的实验测量,基于物理模型数值研究了不同轴向偏转角度处理机匣对轴流压气机性能和流场的影响,分析了它们如何影响该压气机的性能及内部气流流动,以揭示处理机匣轴向偏

转角对压气机内部流场影响的机理.

1 实验部分

本实验是在西北工业大学单级轴流亚声速压气机实验台上进行的,实验台由以下主要部分组成,调速直流电动机,增速器,压气机实验段,排气段和移动式锥体节气阀门(具体结构见图 1).转子的主要性能参数见表 1.实验前调节好进口导叶的角度并将静子叶片后移,仅起整流作用,然后对带进口导叶的转子进行实验.测量系统主要由计算机、DAS-20 数据采集板、PRESTON 高精度阻隔式放大器、电子压力扫描阀、三孔探针、孔板流量计等组成,其中测量系统中的三孔针经过系统校正,压力测量误差不超过 49 Pa(0.5 mm)水柱.两种缝类处理机匣的实物及各种处理机匣与轴向所成的角度如图 2 所示,缝类处理机匣的主要结构参数为:缝宽 3.5 mm,开缝面积比 67%,缝片宽与缝宽之比约 0.5,缝深 11 mm.角向缝处理机匣命名为 CT1,反角向缝处理机匣命名为 CT2.实壁机匣用 SW 表示.周向槽处理机匣槽槽宽为 3.5 mm,槽齿宽为槽宽的 0.5 倍,槽深约为槽宽的 3 倍,用 CG 表示.

在 8130 r/min 转速下,测量了不同轴向偏转角度缝式处理机匣对转子性能的影响.通常压气机转子的性能都是以质量流量(下文简称流量)、效率、总压比来衡量,各性能参数的计算均是以转子进出口处参数的质量平均值来定义.为了获得压气机的总性能和基元性能,测量压气机的稳定工作边界线,确定压气机的稳定裕度,实验过程中记录了以下参数:

- 1) 压力 实验时的大气压力,转子叶片 7 个径向位置的进出口总、静压以及流孔板前后的压力.
- 2) 温度 实验时的大气温度.
- 3) 气流方向 转子叶片 7 个径向位置的进出口气流角度.

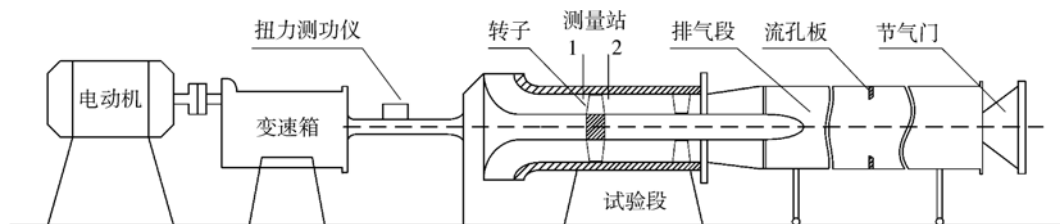


图 1 压气机实验台结构简图

Fig. 1 Sketch of compressor rig structure

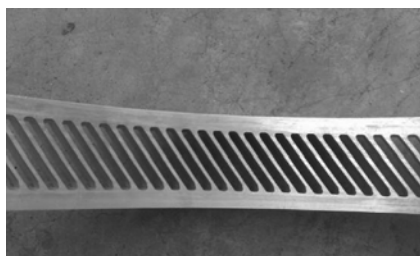
表1 转子主要性能与几何参数

Table 1 Primary parameter of performance and geometry

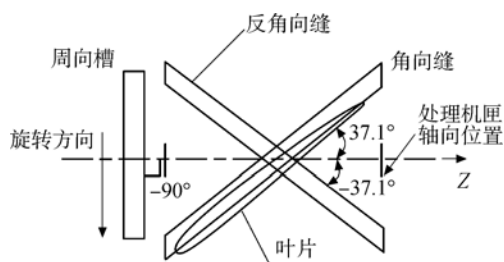
参数	数值
设计流量/(kg/s)	5.6
设计效率	0.905
设计总压比	1.245
最大工作转速/(r/min)	15 200
轮毂比	0.61
叶片数	30
叶片展弦比	1.94
叶顶间隙/mm	0.32



(a) 角向缝处理机匣



(b) 反角向缝处理机匣



(c) 缝与轴向所呈的不同夹角

图2 处理机匣图

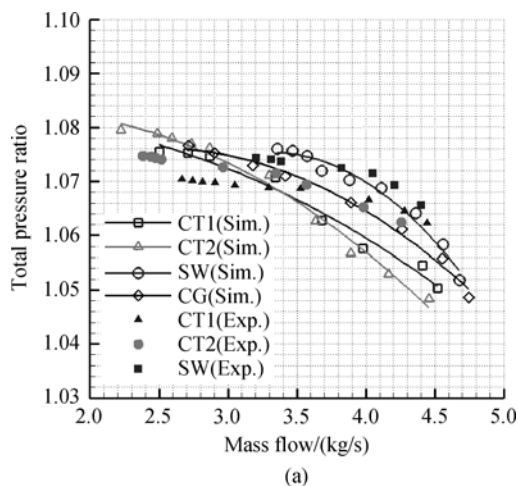
Fig. 2 Photograph of casing treatment

4) 扭矩及转速 转子工作时消耗的扭矩、转子的转速.

转子前后各安置一根组合式尖劈三孔压力探针用来测量转子进出口总压、静压和气流角,转子前的探针离转子叶片前缘约为50%轴向弦长,转

子后的探针离转子叶片尾缘约为40%轴向弦长.通过转子的流量在排气段用孔板流量计测量.三孔探针和孔板式流量计前后的测压管感受到的压力连接到电子压力扫描阀上并由KEITHLEY公司的DAS-20数据采集板进行采集,采集好的数据直接存储在计算机上.通过诚邦公司的NC-2A扭矩仪测量工作叶轮的转速和扭矩,然后计算叶轮的效率.对于每一个工况点,在稳定流动状态下录取按等环面布置的7个径向位置的气流参数.为了减少随机性的影响,得出转子的相对稳定流场,转子后气流参数的周向平均值用均值代替,对同一工况下同一位置的实验参数进行20次测量,将该位置的20次测量结果进行平均,得到它的平均测量结果,该平均结果相对转子而言是稳定的,不随时间变化.全部实验数据按专用程序脱机处理.各参数的测量误差:转速为实际测量转速的 ± 10 r/min,流量为测出流量(kg/s)的 $\pm 1\%$,气流角为测出角度的 $\pm 2^\circ$,压力为当地压力的 ± 10 Pa,扭矩为实际测量扭矩(N·m)的 $\pm 0.5\%$,温度为当地实际温度的 ± 1 K.实验获得的压气机特性线如图3(其中A、B为实壁机匣近失速边界点,C为周向槽近失速边界点)中的各实心点所示,从图中的实心点可以明显地看出在同一流量下,加处理机匣后转子的效率与总压比降低了,但压气机的稳定工作范围扩大了.该转速大流量工况下角向缝处理机匣的效率稍高,流量小于3.35 kg/s时处理机匣反偏的转子的总压比与效率都比处理机匣正偏的转子高.该转速下角向缝处理机匣与反角向缝处理机匣的近失速流量分别扩展至2.66 kg/s与2.38 kg/s,相对于实壁机匣的综合失速裕度分别提高了19.77%和34.4%.

图4为通过7个径向位置测得的压力,计算



(a)

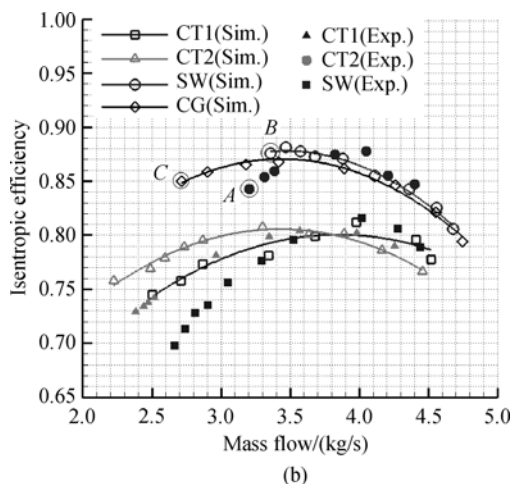


图 3 压气机特性线

Fig. 3 Compressor performance line

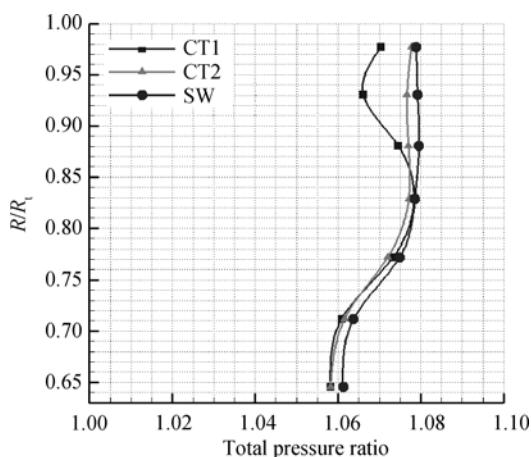


图 4 总压比沿径向的分布

Fig. 4 Total pressure ratio distribution along the radial

得到的转子在 3 种机匣时的总压比的径向分布图,其中 R/R_t 表示从叶根算起任意叶展处的高度与叶高的比值。所选的流量状态为实壁机匣近失速边界点(图 3 中的 A 点)。从图中可以看出,与实壁机匣相比处理机匣缝轴向正偏和反偏时 7 个径向位置的总压比都降低了,反角向缝处理机匣时转子总压比在各径向位置都均匀的降低了约 0.005;而角向缝处理机匣在大于 90% 叶高总压比降低较多,在 95% 叶高附近的总压比的降低最大为 1.2%,83% 叶高附近总压比几乎不变,小于 70% 叶高的总压比分布规律与反角向缝处理机匣时类似。处理机匣后转子总压比沿径向的降低是由于处理机匣连通了转子的前、尾缘,在缝腔内产生了回流,消耗了它们之间的压差。

2 数值计算方法介绍

使用 NUMECA 的 EURANUS 求解器对相

对坐标系下的三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行求解,具体计算方法为:方程组的空间离散采用迎风格式的 Jameson 有限体积法,时间离散为显式四阶龙格库塔法,采用 Baldwin-Lomax 湍流模型以估计涡黏性的大小,同时加入了 2 阶和 4 阶人工黏性项用来消除数值计算过程中的伪数值振荡,辅以多重网格法、局部时间步长和残差光顺等措施以加速收敛。图 5 给出角向缝处理机匣时的网格结构示意图,固壁第 1 层网格厚度为 $2\mu\text{m}$ 以保证 $y^+ < 2$,采用分区网格技术,主流路用贴体 O4H 网格。进口导叶的网格节点数(周向 $\times$ 径向 $\times$ 流向)为 $53 \times 57 \times 85$,为了提高转子的网格质量在转子的前后都添加了等 z 线,转子前后两个 H 块的网格节点数都是: $53 \times 73 \times 17$,转子块的网格节点数为: $53 \times 73 \times 85$,叶顶间隙分为 3 层,径向最底层采用“蝶形网格”,相应的网格节点数都为: $17 \times 17 \times 177$,上面两层均采用 H 型网格,处理机匣缝的网格节点分布为: $17 \times 41 \times 45$,周向槽的网格节点分布为: $45 \times 41 \times 21$,近壁面处网格都进行了加密,为了满足区域缩放法的要求对处理机匣缝进行了约化,叶片数与缝数之比为 1:5。边界条件的给定如下:进口根据实验条件给定总温,总压和气流角(轴向进气),出口给定平均静压。壁面采用了绝热无滑移边界条件,与转子叶片联结的轮毂和叶片设置为转动边界条件,而轮毂壁的其他部分以及机匣则定义为静止边界条件。计算时保持转速不变,通过不断的提高出口背压进行各个流量点的计算,当全局残差收敛到 10^{-5} 并且进出口流量、总压比及效率保持恒定时可认为计算已经收敛,把数值发散前的最后一个工况认为是近失速点,对应的转子出口背压最大。

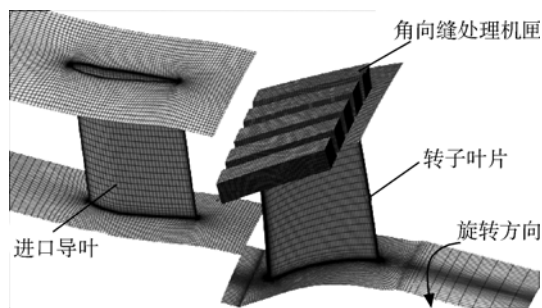


图 5 叶片通道与处理机匣的网格

Fig. 5 Grid for blade passage with casing treatment

3 数值计算结果及讨论

图 3 中的曲线为 8130 r/min 转速时数值计

算获得的转子在实壁机匣、角向缝处理机匣、反角向缝与周向槽处理机匣下的特性线。从图3的压比特性线可以看出数值模拟结果与实验值吻合较好,由于小流量工况下 Baldwin-Lomax 湍流模型对边界层和尾迹损失的预估不足使得效率偏高,整体来说采用该数值方法具有足够的可靠性,计算的近失速流量稍小于实验值,加处理机匣之后明显扩大了压气机的稳定工作范围同时也降低了效率。转子在处理机匣缝正偏时的效率在大流量工况下比反偏时高,但在小流量工况下转子的效率在处理机匣缝反偏时高。

图6为3.35 kg/s(实壁机匣近失速工况,图3中B点)时转子在4种机匣(实壁、角向缝、反角向缝、周向槽)下的叶顶流场结构,图中所有切片均沿着叶片中弧线的法线方向截取并且等距分布,同时给出了叶顶来流的粒子示踪。由于顶部间隙泄漏流所导致的阻塞是触发该压气机失速的主要机制,由图6(a)可以看出,实壁机匣时,转子叶顶的泄漏流在转子吸压力面压差作用下从叶顶前缘附近发出,它们在与转子叶顶来流相互掺混后卷曲形成间隙泄漏涡,间隙泄漏流螺旋状的顺着通道主流往下游流动并且不断扩散,在相邻叶片的压力面附近泄漏流所具有的动能不足以克服逆压梯度,于是泄漏涡破碎形成了大量的低速区,严重的削弱了叶顶通道的流通能力。图6(b)所示的角向缝处理机匣(图中阴影部分所示)消除了转子叶顶相邻叶片压力面的大部分低速区,同时转子前缘的间隙泄漏流在往下游运动过程中扩散的幅度明显减小且紧贴着弦向流动,一方面是因为角向缝处理机匣后转子叶顶的攻角较小,叶顶的流通能力较强,另一方面由于处理机匣缝内的回流抽吸了叶片通道中后部的低速气流,同时处理机匣前端喷射出来的高速气流补充了低速区的动量,拓宽了叶顶通道的流通能力,并且低速区位置由相邻叶片压力面周向转移到了叶片通道的中间区域。图6(c)为转子在反角向缝处理机匣时的叶顶流场结构,叶顶前缘的间隙泄漏流运行轨迹也紧贴转子叶片的吸力面,低速低能气流在通道中后部占据比角向缝处理机匣时稍大的范围但最低速度要高。因为反角向缝处理机匣对进口气流角的降低幅度较小,通道的流通能力比角向缝处理机匣时的低。采用周向槽处理机匣后,从图6(d)中的红色流线分布可知,周向槽利用叶尖两侧存在的压差将转子叶片压力面附近的低速气流抽吸进入槽道并将其沿周向输运,在叶片通道的低压

区域重新射入通道。周向槽的这种抽吸作用有效的吸除了转子叶片压力面附近的低速阻塞气流,在一定程度上也抑制了叶顶间隙流,同时改变了叶顶间隙流的方向,使其更加贴近叶片弦向。这几

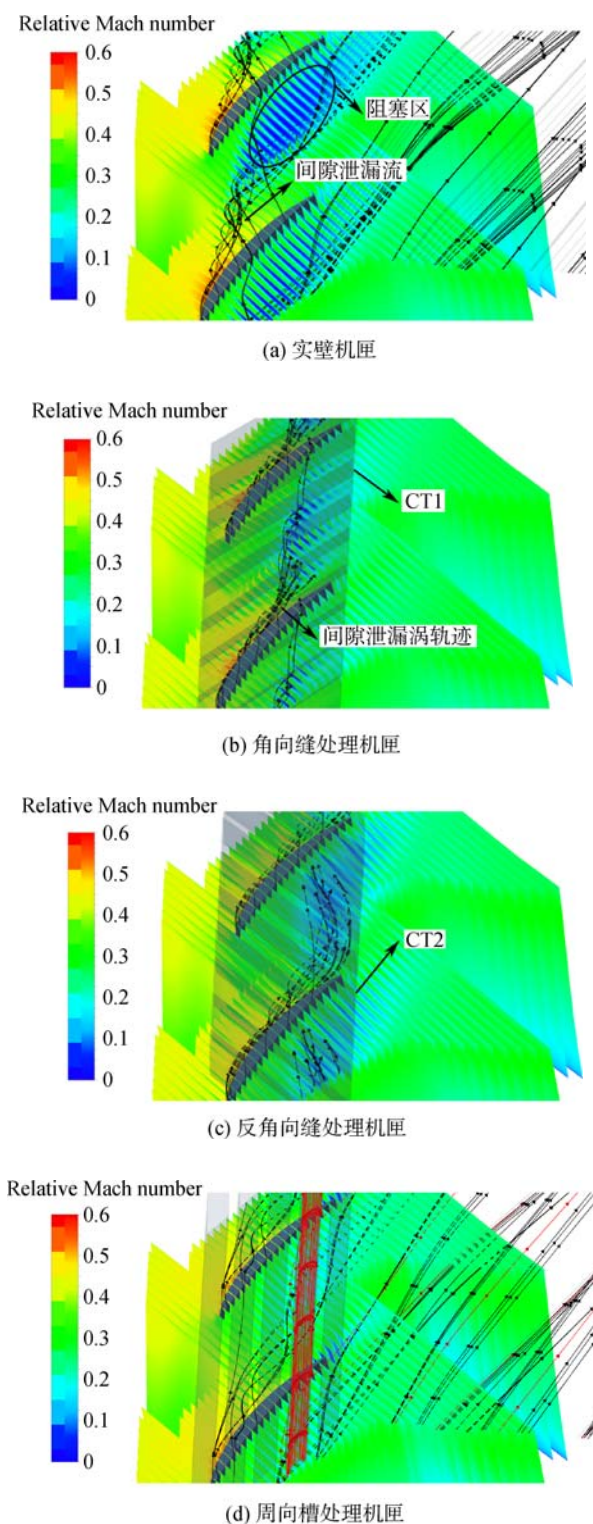


图6 叶顶相对马赫数分布与间隙泄漏涡轨迹

Fig. 6 Development of relative Mach number contour through the passage and tip vortex traces

种作用机制使得周向槽处理机匣时转子叶顶的流通能力最强。

为了研究处理机匣内射流对转子叶顶的载荷的影响,图 7 给出了 3.35 kg/s 流量时转子在 3 种机匣下 99% 叶高处的载荷分布,实壁机匣时转子叶顶载荷沿轴向逐渐减小,角向缝处理机匣时,受转子前缘喷出的射流影响,转子叶顶吸压力面的压差增大,加剧了叶顶间隙泄漏流,增大了损失。反角向缝横跨转子,有效的利用了吸压力面的压差,缝的抽吸喷射作用造成了叶顶载荷的波浪形变化,压力沿轴向的分布充分体现了这种变化。反角向缝带来的这种吸压力面压力的非定常变化可能激励间隙泄漏流,也能一定程度上拓宽压气机的稳定工作范围。周向槽处理机匣显著降低了转子前缘吸压力面的压差,这也就意味着该机匣时叶顶间隙泄漏流是最少的,带来的损失也最小。

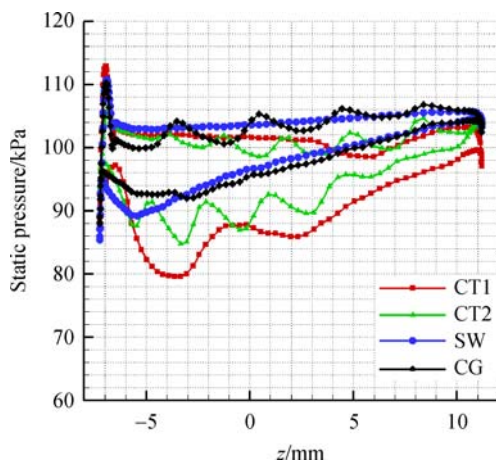


图 7 99% 叶高的静压分布

Fig. 7 Static pressure distribution at the 99% span

为了比较 3.35 kg/s 工况下各机匣的叶顶损失,图 8 给出了周向平均后的叶顶熵的分布图。由图 8(a)可以看出,实壁机匣时,熵增稍大区域对应着叶顶间隙泄漏流。加各种处理机匣后,缝和槽内的气流输运、气流的掺混带来了较大的熵增。角向缝处理机匣缝内回流中心处的熵值是最大的,反角向缝处理机匣缝内回流引起的熵增明显较小且径向的影响范围也较小。周向槽处理机匣带来的熵增较少因此该工况下转子的效率只比实壁机匣稍低。

图 9 为 2.7 kg/s 工况(周向槽近失速边界点流量图 3 中 C 点)下各处理机匣时转子叶顶流线与马赫数切片图。从图 9(a)中红圈可以看出角向缝处理机匣时低速气流已经堵塞了转子叶顶通道前面的大部分区域,而反角向缝处理机匣时低速阻塞区域只堆积在转子叶顶通道的后面,叶顶通道还有较强的流通能力,周向槽处理机匣时低速气流已经堵塞了整个转子叶顶通道,从图 9(c)中红色的流线可以看出进口气流受到叶顶通道低速堵塞气流的挤压已经不能进入转子叶顶通道而被迫流入下一个转子通道。

图 10 为 2.7 kg/s 工况下各处理机匣 99% 叶高的载荷分布,从中可以看出角向缝处理机匣时转子流向的压差几乎不大,也就是说角向缝处理机匣内产生回流的动力已经不足,缝抽吸端部低能流体的能力较弱,通道内的低速区开始堆积。而反角向缝处理机匣时转子流向的压差是三个机匣中最大的且吸压力面的压差也较大,缝还具有较强的抽吸能力,此时转子叶顶通道的流通能力还

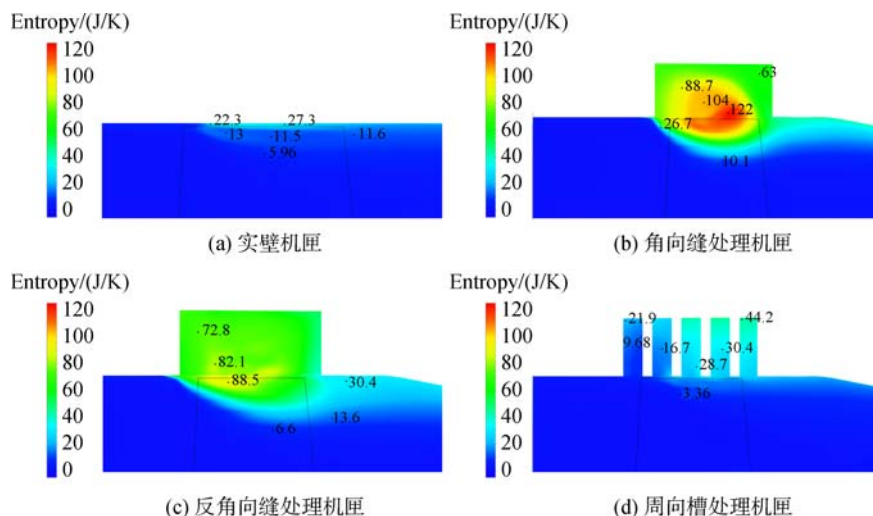


图 8 转转子午面的熵分布

Fig. 8 Distribution of entropy in meridional plane of rotor

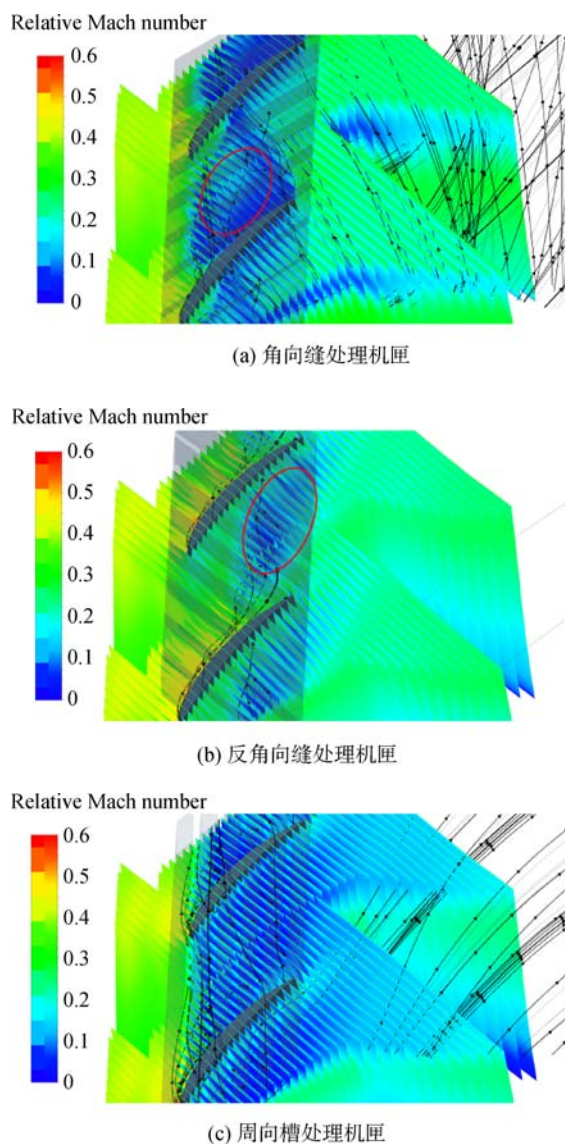


图9 叶顶相对马赫数分布与间隙泄漏涡轨迹

Fig. 9 Distribution of relative Mach number contour through the passage and tip vortex traces

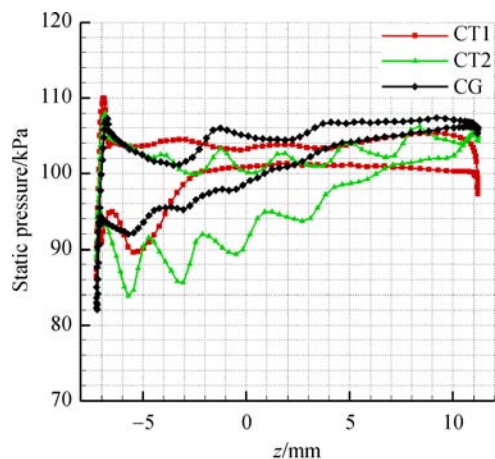


图10 99%叶高的静压分布

Fig. 10 Static pressure distribution at the 99% span

较强. 由于周向槽处理机匣的主要作用机制是利用通道内存在的周向压力梯度, 而此时转子叶片的周向压差很小, 周向槽已不足以改善通道内气流的堵塞.

图11为2.7 kg/s工况下处理机匣缝内的回流对叶顶流场影响的示意图, 图中给出了缝与转子通道交接面处的流量密度(流量密度定义为密度与径向速度的乘积)分布与缝内气流的速度流线分布, 从图11(a)中可以看出角向缝处理机匣时气流从缝的尾部进入槽道然后在转子前后压差的作用下输运到缝前端的低压区, 并从该处射入通道中. 在转子叶片吸力面的前缘仅有一个缝的气流喷射量比较大(如图中的蓝色区域), 而图11

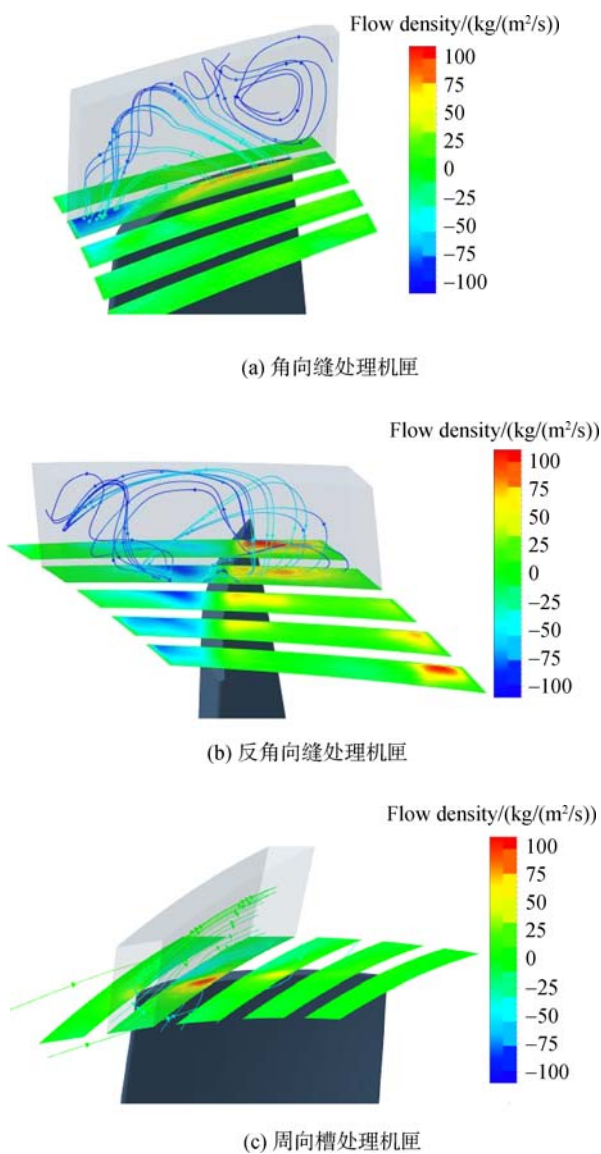


图11 缝对叶顶气流的影响

Fig. 11 Effect of slots on the compressor tip flow structure

(b)中的反角向缝处理机匣,由于合理的结构分布,4个缝的喷射气流量都比较大,这些高速的喷射气流能对通道中的低能气流进行激励,有效的延缓低速区向转子叶片前缘的移动,推迟失速的发生.周向槽的抽吸喷射作用是最弱的.失速的发生.周向槽的抽吸喷射作用是最弱的.

失速的发生.周向槽的抽吸喷射作用是最弱的.叶顶通道内的低速气流激励作用的大小.根据图11中气流在缝内的流动定义了处理机匣缝(或槽)与叶顶间隙交界面处径向速度大于零的气流为抽吸(bleed),径向速度小于零的气流为喷射(injection).图12给出了两种流量下3种处理机匣在一个通道内5个缝(或槽)与机匣交接面单位时间内喷射气流的轴向动量对比,缝内喷射气流

轴向动量为正时(即该动量与通道主流方向方向相同)喷射气流能有效的激励转子叶顶通道内的低速气流.从图中可以看出在流量为 3.35 kg/s 时反角向缝与周向槽处理机匣内喷射出来的气流都能有效的激励阻塞气流,周向槽内气流的激励作用较强,而角向缝处理机匣缝内喷射出来的气流对叶顶主流有微弱的阻碍作用.随着流量逐渐减小到 2.7 kg/s 三种处理机匣缝(或槽)内喷射出来的气流都对叶顶通道主流起了阻碍作用,其中周向槽的阻碍作用最强,角向缝处理机匣的次之,反角向处理机匣的阻滞作用最小.这种阻滞作用使得进口轴向速度减小,攻角增大,是转子吸力面尾缘的分离加重,低速气流向转子通道前缘移动,带来更多的损失,同时轮缘功增加,降低了该转子的效率.

处理机匣缝内的回流必然会引起损失的增加,图13为 2.7 kg/s 工况下3种处理机匣周向平均后的转子叶顶总压损失,总压损失(进口总压与当地总压差值)通过进口总压进行了量纲归一化.从图中可以看到,周向槽处理机匣带来的总压损失是最小的,相对于角向缝处理机匣来说,反角向缝处理机匣有效地抑制了低速气流团的扩散,将低速气团限制在转子叶顶较小的范围内,轴向与径向带来的熵增都较小.因此周向槽处理机匣对转子效率的降低时最小的,角向缝处理机匣对转子效率的降低最为明显.

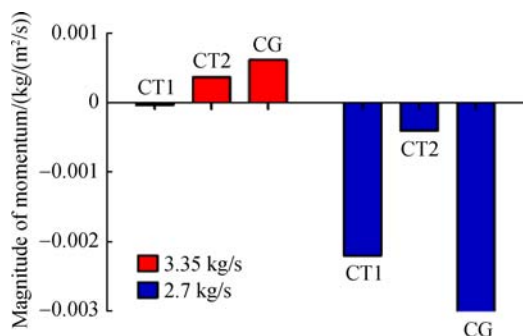


图12 不同流量下缝内喷射气流的轴向动量

Fig. 12 Axial momentum distribution of injected flow at different flow rate

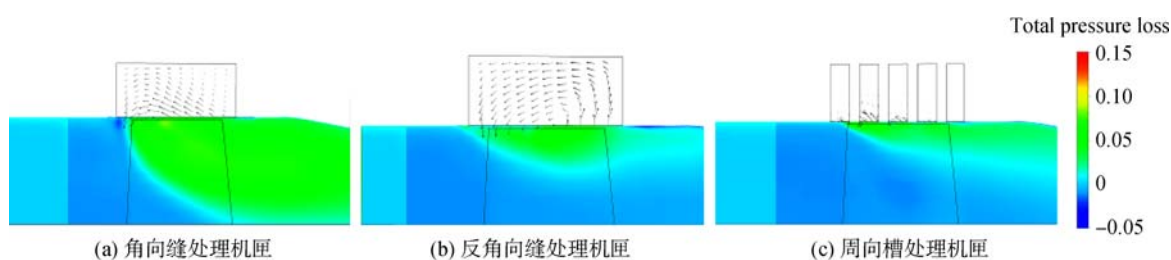


图13 转子叶顶总压损失分布图

Fig. 13 Distribution of total pressure loss in rotor blade tip

4 结 论

本文以一个亚声速轴流压气机为研究对象,通过实验获得了该压气机的特性线与总压比沿径向的变化规律,用定常数值计算方法详细研究了处理机匣轴向偏转角对压气机流场的影响,得到了如下结论:

1) 周向槽处理机匣能在全局工况效率下降不到 1.5% 的情况下有效的对压气机进行扩稳;

反角向缝处理机匣的扩稳效果最好,但对效率的降低稍大;角向缝处理机匣的扩稳能力介于两者之间,小流量工况下对效率的降低最大.

2) 随着缝(或槽)与轴向所成夹角的增大,转子叶顶载荷增加、处理机匣引入的总压损失增大.随流量的减小角向缝内喷射气流的轴向动量先激励然后阻碍转子叶顶通道内的气流,且它的增长幅度最小.

3) 反角向缝处理机匣充分利用了转子通道

的流向与周向压差,缝最大限度的抽吸了转子压力面的低速气流,沿吸力面均匀分布的高速喷射气流有效的激励了通道前部的堵塞气流,扩稳效果最好,带来的损失介于周向槽与角向缝处理机匣之间.设计处理机匣时应该充分利用转子通道流向与周向的压差.

参考文献:

- [1] Koch C C. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of single-stage axial-flow compressor [R]. NASA CR-54592, 1970.
- [2] 卢新根, 楚武利, 朱俊强, 等. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-223.
LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. A review of studies on casing treatment of axial-flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-223. (in Chinese)
- [3] Bailly E E. Effects of grooved casing treatment on the flow range capability of a single stage axial-flow compressor [R]. NASA TMX-2459, 1972.
- [4] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment-its mechanism and effectiveness[J]. Journal of Engineering for Power, 1977, 99(1): 121-133.
- [5] Greitzer E M, Nikkanen J P, Haddad D E, et al. A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment[J]. Journal of Fluids Engineering, 1979, 101(2): 237-243.
- [6] 刘志伟, 张长生. 周向槽机匣处理增加失速裕度的改进机理[J]. 西北工业大学学报, 1986, 4(4): 405-415.
LIU Zhiwei, ZHANG Changsheng. Improved mechanism for increasing stall margin by treatment of circumferentially grooved casing[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1986, 4(4): 405-415. (in Chinese)
- [7] Fujita H, Takata H. A study of configurations of casing treatment for axial flow compressors[J]. Bulletin of Japan Society Mechanical Engineers, 1984, 27(230): 1675-1681.
- [8] 刘建勇, 袁巍, 陆亚钧. 非轴对称处理机匣的周向处理范围的实验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1385-1388.
LIU Jianyong, YAN Wei, LU Yajun. Experimental investigation about the circumferential treating angle of non-axisymmetric casing treatments[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1385-1388. (in Chinese)
- [9] 夏钦斌, 王如根, 周敏, 等. 低雷诺数条件下跨声速转子轴向倾斜缝处理机匣扩稳研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1389-1394.
XIA Qingbin, WANG Rugen, ZHOU Min, et al. Research on the effects of a transonic compressor rotor with axial skewed-slots casing treatment at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1389-1394. (in Chinese)
- [10] 刘建勇, 袁巍, 陆亚钧. 周向局部处理机匣对压气机影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(7): 1609-1614.
LIU Jianyong, YAN Wei, LU Yajun. Numerical investigation about the effect of a partial circumference casing treatment on a compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(7): 1609-1614. (in Chinese)
- [11] 杜辉, 滕金芳. 机匣处理改善某单级跨声轴流压气机性能的机理研究[J]. 航空动力学报, 2011, 26(9): 2089-2094.
DU Hui, TENG Jinfang. Study on the flow mechanisms of casing treatment on a transonic single stage axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 2089-2094. (in Chinese)
- [12] 朱俊强, 刘志伟. 4 种不同型式机匣处理的实验研究及机理分析[J]. 航空学报, 1997, 18(5): 567-570.
ZHU Junqiang, LIU Zhiwei. Experimental research on four kinds of treated casings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1997, 18(5): 567-570. (in Chinese)
- [13] Prince D C, Wisler D C, Hilvers D E. Study of casing treatment stall margin improvement phenomena[R]. NASA CR-134552, 1974.
- [14] Cheng P, Prell M E, Greitzer E M, et al. Effects of compressor hub treatment on stator stall and pressure rise[J]. AIAA Journal of Aircraft, 1984, 21(7): 469-475.
- [15] Smith G D J, Cumpsty N A. Flow phenomena in compressor casing treatment[J]. Transactions of the ASME, 1984, 106(3): 532-541.
- [16] Johnson M C, Greitzer E M. Effects of slotted hub and casing treatments on compressor endwall flow fields [R]. ASME Paper 86-GT-247, 1986.
- [17] Lee N K W, Greitzer E M. Effects of endwall suction and blowing on compressor stability enhancement[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 133-144.
- [18] Moore R D. Effect of casing treatment on overall and blade element performance of a compressor rotor [R]. NASA TN D-6538, 1971.
- [19] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉. 缝式处理机匣轴向位置对压气机特性影响的机理[J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 92-98.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui. Mechanism of influences of axial positions of axial skewed slot casing treatment on a compressor performance [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 92-98. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)