

对转压气机中自循环机匣处理 扩稳机理的研究

郭彦超^{1,2}, 高丽敏^{1,2}, 杨冠华^{1,2}, 王 磊^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 西北工业大学 翼型、叶栅空气动力学国家级重点实验室, 西安 710129)

摘 要: 为拓宽自循环机匣处理的适用范围, 以对转压气机为研究对象, 采用数值方法研究了自循环机匣处理的扩稳机理和轴向喷气位置对其扩稳能力的影响, 详细分析了自循环机匣处理前后对转压气机的总体特性和转子叶尖流场的变化。结果表明: 对最先失速的转子配置自循环机匣处理可以获得可观的裕度改善, 但轴向喷气位置对扩稳效果和压气机的气动性能均有显著影响; 轴向喷气位置不宜距离叶片前缘太近, 喷气位置距离叶片前缘 40% 轴向弦长时失速裕度提高了 7.73% 且峰值效率损失最小。自循环机匣处理通过降低叶尖负荷和减弱叶顶二次泄漏流强度以及抑制叶顶泄漏流与主流相互掺混来延迟失速发生。通过自循环机匣处理可以改变对转压气机的最先失速级, 但不改变失速起始类型。

关 键 词: 对转压气机; 自循环机匣处理(SRCT); 喷气位置; 扩稳机理; 失速裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Study on the mechanism of stability improvement of the self-recirculating casing treatment in a counter-rotating compressor

GUO Yanchao^{1,2}, GAO Limin^{1,2}, YANG Guanhua^{1,2}, WANG Lei^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. National Key Laboratory of Aerodynamic Design and Research,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to broaden the application range of self-recirculating casing treatment (SRCT), a counter-rotating compressor was used as the research object. The stability enhancement mechanism of SRCT and the effect of axial injection position on its stability expansion ability were studied by numerical method. The overall characteristics of the counter-rotating compressor and the change of rotor tip flow field with/without self-recirculating casing treatment were analyzed in detail. The results showed that considerable stall margin improvement can be obtained by configuring a self-recirculating casing on the rotor that stalled first, but the axial injection position had an important effect on the stability improvement effect and the aerodynamic performance of

收稿日期: 2021-01-09

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-II-0016-0037); 国家自然科学基金重大项目(51790512)

作者简介: 郭彦超(1993—), 男, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: guo_yc@mail.nwpu.edu.cn

通信作者: 高丽敏(1973—), 女, 教授、博士生导师, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: gaolm@nwpu.edu.cn

引用格式: 郭彦超, 高丽敏, 杨冠华, 等. 对转压气机中自循环机匣处理扩稳机理的研究[J]. 航空动力学报, 2022, 37(1): 191-203.

GUO Yanchao, GAO Limin, YANG Guanhua, et al. Study on the mechanism of stability improvement of the self-recirculating casing treatment in a counter-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 191-203.

the counter-rotating compressor. The axial injection position should not be too close to the leading edge of the blade; when the injection position was 40% of the axial chord length from the leading edge of the blade, the improvement of stall margin was 7.73% and the peak efficiency loss was minimum. Self-recirculating casing treatment can delay stall by reducing blade tip load, weakening the strength of the tip secondary leakage flow and restraining the mixing of the tip leakage flow and main flow. The first stall stage of counter-rotating compressor can be changed by self-recirculating casing treatment, without change of the stall initiation type.

Key words: counter-rotating compressor; self-recirculating casing treatment (SRCT); injection position; mechanism of stability improvement; stall margin

大推质比和宽裕度是航空发动机设计人员不断追求的目标,而失速和喘振诱发的气动不稳定性是限制其发展的主要因素,如何提高气动负荷并拓宽航空发动机的失速裕度已成为设计人员亟需解决的问题。为进一步提高航空发动机的推质比和拓宽稳定工作范围,研究人员已开展大量压气机气动设计和流动控制方面的研究。

提高航空发动机推质比最直接的方法就是减轻其质量,而对转压气机可能是满足该要求且具有发展潜力的技术^[1]。与常规压气机不同,对转压气机在结构上因取消中间静叶而大幅减少整体质量;除此之外,旋转速度的降低和下游转子来流均匀性的提高可使压气机具有更好的气动性能^[2];而反向旋转使得相对速度加倍,可有效提高叶片气动负荷。近年来,对转压气机的研究成为设计人员关注的热点。然而,对转压气机由于结构上的特殊和前后叶排的动-动干涉效应使得其内部流动机理更加复杂。Mistry等^[3]对对转风扇的实验结果表明增加下游转子转速有利于提高整级性能。Gao等^[4-6]研究了对转压气机前后排转子的转速比和轴向间隙对压气机失速特性的影响。Pundhir等^[7-8]通过实验研究了对转压气机转速比和轴向间隙对不同形式的机匣处理扩稳效果的影响,结果表明前后排转子的转速比和轴向间隙影响机匣处理的扩稳效果,在非设计工况下,机匣处理也可提高压气机失速裕度和效率。Mao等^[9-10]研究了周向槽位置对对转压气机稳定性的影响,结果显示周向槽位置靠近转子前缘时对失速裕度改善最大。Heinrich等^[11]对低速对转风扇周向槽机匣处理的研究中表明近失速工况下,周向槽机匣处理可将风扇总压提高约3.0%,并且显著降低叶顶区域的压力的非定常波动,对后排转子进行周向槽处理对整机性能影响更大。

机匣处理可以有效提升压气机的失速裕度,

目前机匣处理的结构形式主要有周向槽、轴向槽、轴向缝等,研究人员针对不同形式的机匣处理结构开展了研究^[12-15]。然而,研究发现机匣处理虽然能显著提高失速裕度,但通常会伴随效率损失,Day^[16]指出失速裕度的提高和效率亏损几乎呈线性关系。对不同类型的压气机中失速原因不完全相同,机匣处理的扩稳作用并非具有普适性,Greitzer^[17]指出机匣处理只有在壁面堵塞造成的失速时才能发挥提高裕度的效果。Guinet等^[18]指出叶尖泄漏流与主流相互作用形成叶顶泄漏涡导致的端壁堵塞能够诱发失速,Hathaway^[19]和Streit等^[20]指出机匣处理能够延迟这种由叶尖泄漏涡导致的失速的发生,对于叶片表面附面层分离堵塞通道诱发的失速,机匣处理对失速裕度改善几乎无效果。除此之外,叶顶喷气也是研究较多的有效扩稳技术^[21-23],Suder等^[21]和Khaleghi等^[24]讨论了叶尖平均轴向速度对旋转失速稳定性的作用,Suder发现采用分布式喷气获得的射流速度要高于全环式喷气,Khaleghi等^[25-26]基于NASA Rotor 67对喷嘴偏航角、俯仰角和径向高度等开展了参数化研究。虽然通过微量叶顶喷气能够获得失速裕度改善,但其附属设备不可避免地增加航空发动机质量。

利用压气机内部上下游的自然压差的自循环机匣处理(self-recirculating casing treatment,SRCT)可以看作机匣处理和叶顶喷气的组合。Hathaway^[27]对SRCT的概念进行数值研究,研究结果显示在没效率损失的前提下显著提高失速裕度。Wang等^[28]研究了SRCT对跨声速压气机性能的影响,结果表明SRCT可将压气机的失速裕度提高10.96%。李继超等^[29-30]实验研究表明自循环喷气显著改善压气机失速裕度并且无效率损失。Weichert等^[31-32]对离散式新型SRCT进行了实验和CFD研究,结果表明设计点时将循环流量降到

最低,可实现在无效率损失情况下将失速裕度改善 2.0%。

综上所述,SRCT作为有效的扩稳手段,在常规压气机的失速裕度改善方面表现出良好的特性。然而,对转压气机中的前后排转子之间的动-动干涉效应更强烈,影响对转压气机稳定性的因素更加复杂。对转压气机中 SRCT 是否能获得可观的裕度改善和 SRCT 的位置对其扩稳能力的影响值得深入研究。将具有潜力的对转压气机与 SRCT 结合,对于大推质比、宽裕度的航空发动机的研制具有重大意义。以往 SRCT 扩稳技术的研究主要集中在常规轴流压气机,本文基于双级对转压气机实验台,首先开展了 SRCT 扩稳能力在对转压气机上的适用性研究。影响 SRCT 扩稳效果的参数众多,本文选取重要参数之一的轴向喷气位置开展了详细的研究。通过分析 SRCT 前后流场的变化以揭示 SRCT 在对转压气机中的扩稳机理和轴向喷气位置影响其扩稳效果的原因,为后续研究奠定基础。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

本论文的研究对象为双级对转压气机实验台,其结构如图 1 所示,主要包括进口导叶(IGV)、转子 1(R1)、转子 2(R2)和出口导叶(OGV)四部分,进、出口导叶的叶片数分别是 22 和 32;其中转子 1 的旋转方向为顺时针、转子 2 的旋转方向为逆时针,由两台交流电动机驱动;设计流量为 6.4 kg/s,压比为 1.22,效率为 0.89;采用环向进、出气方式;转子 1 和转子 2 的主要设计参数如表 1 所示。

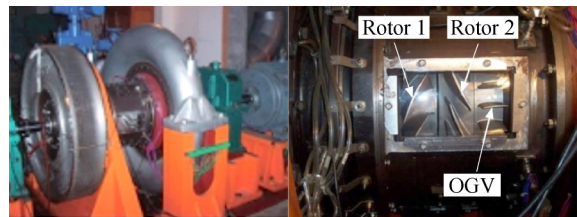


图1 双级对转压气机
Fig.1 Two-stage counter-rotating compressor

1.2 数值方法

为了降低计算成本,在数值计算时只考虑两排转子。计算域网格由 NUMECA/AUTOGRID 5 生成,采用 O4H 型网格拓扑结构。进出口为 H 型网格,叶片周围采用 O 型网格;叶顶间隙采用

表 1 对转压气机主要设计参数
Table 1 Main design parameters of the counter-rotating compressor

设计参数	转子 1(R1)	转子 2(R2)
转速/(r/min)	8 000	−8 000
叶顶间隙/mm	0.5	0.5
叶尖速度/(m/s)	167.6	167.6
叶尖弦长/m	0.083 2	0.076 9
叶片数	19	20
轮毂比	0.485	0.641

蝶形网格拓扑结构,内层为 O 型网格,外层为 H 型网格,径向网格点数为 25。近壁面网格加密处理,第一层网格厚度为 5 μm,保证 y^+ 小于 2.0。对计算域网格进行的无关性验证表明,如图 2 所示,网格数量超过 146 万后总压比和绝热效率对网格数量变化不敏感,此时网格密度对计算精度的影响可以忽略。为提高计算效率,单通道计算域网格数选为 160 万,在轴向、径向和周向的网格点数依次是 257、81、49。图中 $\Delta\eta$ 和 $\Delta\pi$ 分别为绝热效率和总压比的相对变化量。

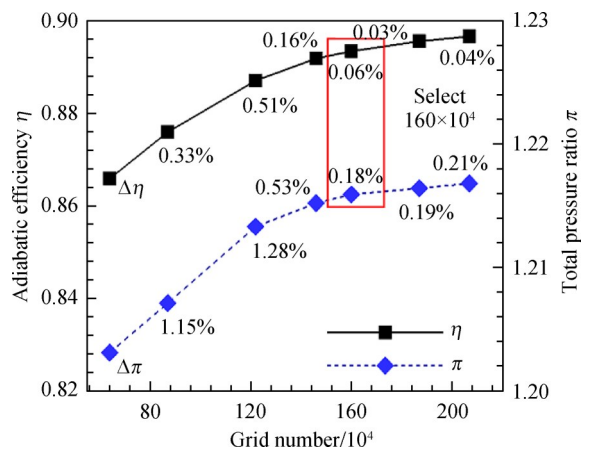
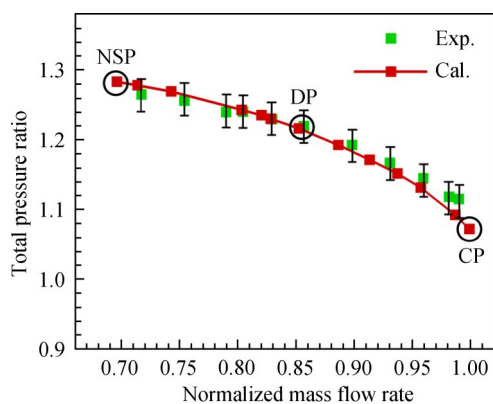


图2 网格无关性验证
Fig.2 Grid independence verification

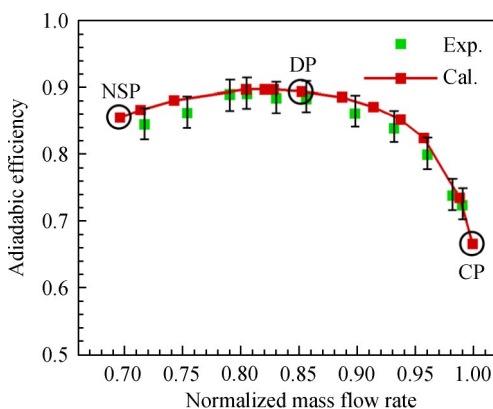
通过 NUMECA/FINE 软件数值求解三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程。湍流模型选择 S-A (Spalart-Allmaras) 模型,空间项采用有限体积中心差分格式离散,时间项采用四阶 Runge-Kutta 方法迭代求解。采用隐式残差光顺方法以及多重网格技术加速收敛过程。两转子间交界面数据传递采取周向平均法。边界条件设定如下:进口采用轴向进气,进口给定总压(101 325 Pa)、总温(288.15 K),出口给定平均静压。所有固壁面设

为绝热无滑移边界,单通道交界面设为周期性边界条件。通过改变出口静压获得压气机不同工况下的特性线及流场参数分布,逼近失速时的出口静压改变步长为 50 Pa,数值计算结果发散时即认定压气机进入失速状态。

在实壁机匣 (solid casing, SC) 下校核本研究所采取数值方法的准确度。图 3 给出了数值计算 (Cal.) 结果和实验 (Exp.) 结果的对比,图中的 NSP (near-stall point)、DP (design point)、CP (choke point) 分别表示近失速点、设计点和堵塞点。由图 3 可以看到数值计算结果与实验结果吻合较好。数值计算得到的效率上比实验略低的主要原因可能是实验测量过程中的温升效应。



(a) 总压比



(b) 绝热效率

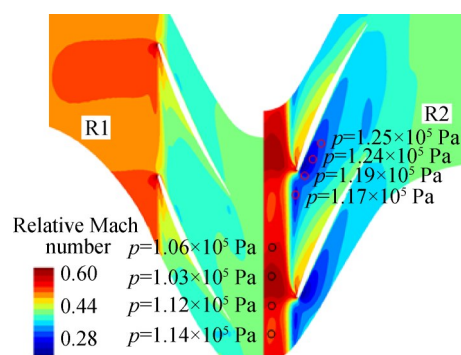
图 3 数值和实验的总性能对比

Fig. 3 Comparison of overall performance between numerical and experimental results

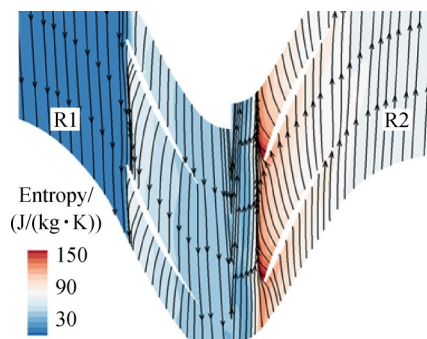
1.3 对转压气机失速分析

对 SC 方案在近失速点时的流场进行分析以确定自循环机匣的配置位置。图 4 为 SC 方案中

近失速点 (图 3 中的 NSP 点) 下两转子 99% 叶高的流场, 由图 4(a) 叶顶相对马赫数云图可以看出转子 R1 叶顶附近流动较好, 而在转子 R2 叶片压力面靠近前缘位置处存在明显的低速区, 在 R2 前缘与额线平行的位置处也存在低速区。从图 4(b) 中可以看到 R2 叶顶前缘位置的主流沿周向运动而无法流入叶片通道。叶顶泄漏流与主流相互掺混形成的交界面 (可以通过熵云图的梯度判断) 到达 R2 前缘并在叶片前缘发生溢流现象。由图 4(c) 中两转子 99% 叶高处叶片表面静压系数分布 (用进口总压 101 325 Pa 进行无量纲化, $C_p = p/101\,325$, p 为当地静压), 可以看出近失速工况下, R2 叶片表面压力明显高于 R1 且具有更高的气动负荷 (静压线包络的面积可表征叶片气动负荷)。Camp 等^[33]的实验研究表明当压气机从稳定状态进入失速的过程中总压比一直处于上升状态, 再结合 Vo 等^[34]提出的两条失速判断准则, 可以确定在设计工况下 R2 最先发生失速, 且失速类型为突尖失速。因此, 本研究中只对 R2 进行 SRCT。



(a) 相对马赫数



(b) 熵云图和二维流线

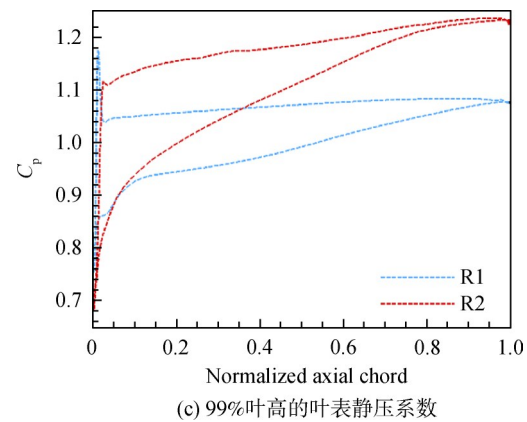


图 4 SC 近失速点下 99% 叶高处流场
Fig.4 Flow field at 99% blade span of SC at the near-stall point

1.4 SRCT 设计

1.4.1 SRCT 的结构与设计

SRCT 由吸气段、桥路和喷气段组成,结构如图 5 所示,各参数定义见表 2。为减少气流在自循环机匣中的流动损失,吸气段和桥路采用等截面设计,吸气段的内、外侧型线均为圆弧;通过降压增速提高射流速度,喷气段采用可控渐缩型设计,为减少喷气口处的局部损失,喷气口的设计基于 Coanda 效应。

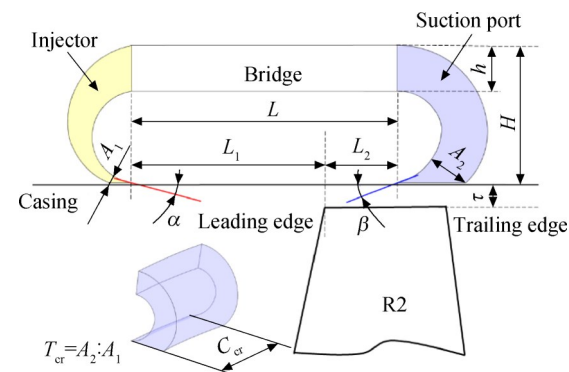


图 5 自循环机匣处理的示意图
Fig.5 Schematic diagram of SRCT

表 2 自循环机匣处理主要参数

Table 2 Main parameters of the SRCT

符号	物理含义
$\alpha/(\circ)$	喷气角度
$B/(\circ)$	吸气角度
H/mm	总高度
h/mm	桥路高度
A_1/mm	喷气口喉部面积

续表

符号	物理含义
A_2/mm	吸气口喉部面积
τ/mm	叶顶间隙
L	桥路长度, $L=L_1+L_2$
L_1	喷气位置距叶片前缘距离
L_2	吸气位置距叶片前缘距离
T_{ar}	喉部面积比, $T_{ar}=A_2:A_1$
C_{cr}	周向覆盖率

1.4.2 SRCT 的关键参数分析

喷嘴的作用是引导自循环机匣内的气流,使其离开喷嘴时具有较高的轴向动量。从气动的角度分析,喷气方向与轴向夹角越小越好,不仅在叶顶区域提供更大的轴向动量,而且减小喷嘴射流与主流在径向上的掺混损失。但对于相同的喉部面积,吸/喷气角度越小,对应的吸/喷气口的轴向尺寸越大,这显然不利于机匣结构的强度。综合考虑喷嘴的气动性能和机匣结构强度,本研究中自循环机匣的吸气角和喷气角均选择 10° ($\alpha=\beta=10^\circ$),吸气口与喷气口的喉部面积比为 T_{ar} 为 4.0,自循环机匣的周向覆盖率 C_{cr} 为 80% (C_{cr} 为自循环机匣周向覆盖占主通道比率)。

在 SRCT 配置位置和关键参数确定的情况下,桥路的轴向尺寸 L 的选择决定自循环机匣扩稳潜力的发挥。 L 作为自循环机匣设计参数需要耦合处理转子上下游的压力差,又由吸气口和喷气口的位置决定。吸气口位置选定需要结合压气机内部流场特征,喷气口位置的选择为本研究内容的重点。

1) 吸气口位置选取

SRCT 中吸气口位置的选取十分重要, Weichert 等^[32]和 Zhong 等^[35]的研究表明吸气口位于堵塞区时能够将机匣附近的低能堵塞流体抽出。虽然压气机中堵塞大都发生在叶尖,但不同类型的压气机转子叶尖堵塞区域所发生轴向位置又有所不同。根据前面图 4 中相对马赫数分布可以看到转子 R2 中堵塞造成的低速区主要位于叶片压力面侧前 30% 轴向弦长范围,因此,将 SRCT 的吸气口位置选在距离叶片前缘 25% C_a , 即 $L_2=25\%C_a$ (C_a 为 R2 叶尖轴向弦长)。

2) 喷气口位置选取

对转压气机中,由于前后排转子之间的轴向间隙较小,喷气口轴向位置受空间的限制,而且喷

嘴处的高速气流可能会影响上游转子的流动稳定性以及上下游转子间的匹配性。喷气口距离叶片前缘太近使得高速射流未与主流充分掺混,对叶顶前缘的叶顶泄漏流吹除作用较弱。此外,吸气口位置和喷嘴位置的前后温差较大,可能导致喷嘴处温度畸变。自循环机匣桥路的轴向尺寸 L 作为设计参数同时又由喷气和吸气位置决定,而喷气和吸气口位置选定需要耦合压气机前后级的压差。 L 的选择尤其重要,要兼顾自循环机匣内部沿程损失和吸气口、喷气口之间的压力差,后者关系到喷气口射流的总动量,这直接影响到自循环机匣扩稳能力的发挥。因此,本研究选取了 3 个不同轴向位置喷气方案,依次命名为 SRCT_1 ($L_1 = -5.0\% C_a$)、SRCT_2 ($L_1 = -20\% C_a$)、SRCT_3 ($L_1 = -40\% C_a$)。

1.4.3 SRCT 的网格划分

SRCT 的网格通过 NUMECA/IGG (interactive geometry modeler and grid generator) 划分,全部均采用 H 型结构网格,网格数量约为 20 万,近壁面网格进行了适当的加密。此外,为了实现 SRCT 计算时数据的准确传递,在主通道的叶顶处增添两层很薄的 H 型网格块,总径向高度为叶顶间隙的 $1/20$ 。两薄块层之间交界面设置为转-静交界面,下层薄块底部与转子叶顶部位进行非匹配连接,上层薄块顶部与 SRCT 结构进行非匹配连接,整体网格示意如图 6 所示,数值计算的网格总数为 180 万。

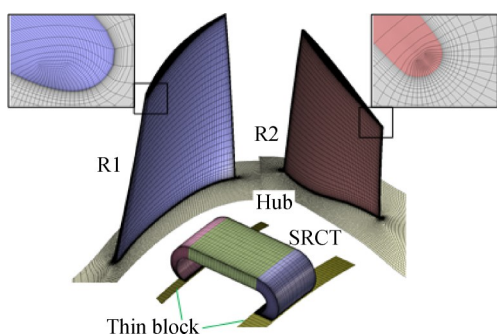


图 6 转子叶片和自循环机匣网格示意图

Fig.6 Grid diagram of rotor blade and SRCT

2 结果分析与讨论

2.1 总体性能分析

为了比较 SRCT 前后压气机稳定工作范围和总体气动性能的变化,选择综合失速裕度改进量 SMI (stall margin improvement, 量符号记为 I_{sm}) 和

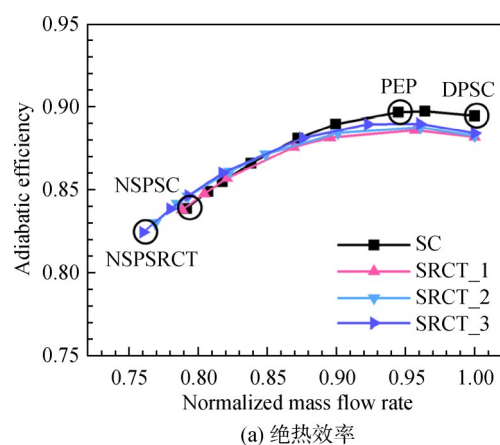
峰值效率提升量 PEI (peak efficiency improvement, 量符号记为 I_{pe}) 对 SRCT 的综合效果进行评估。SMI 的定义式参考文献[36]。

$$I_{sm} = \left[\left(\frac{\pi_{NSP} m_{DP}}{\pi_{DP} m_{NSP}} - 1 \right)_{SRCT} - \left(\frac{\pi_{NSP} m_{DP}}{\pi_{DP} m_{NSP}} - 1 \right)_{SC} \right] \times 100\% \quad (1)$$

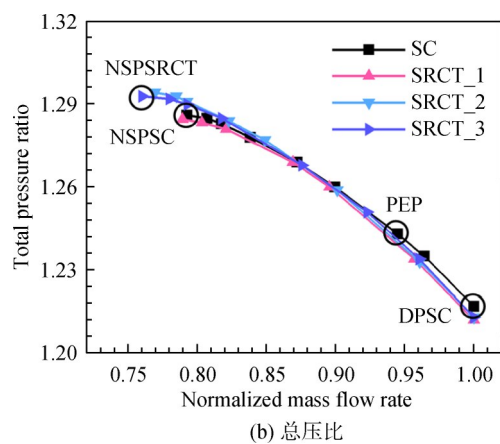
$$I_{pe} = \left[\frac{(\eta_{PEP})_{SRCT}}{(\eta_{PEP})_{SC}} - 1 \right] \times 100\% \quad (2)$$

式中下标 SRCT 表示带有自循环机匣,下标 SC 表示实壁机匣,NSP 表示近失速工况点,DP 表示设计点,PEP 表示峰值效率点。

图 7~图 8 分别为不同 SRCT 方案下对转压气机总特性曲线的对比和自循环扩稳效果和峰值效率损失随轴向喷气位置的变化。各方案下流量系数 (ψ) 均是通过压气机实壁机匣下的设计点流量作为基准进行无量纲化处理得到。实壁机匣近失速点 (NSPSC) 下对应的流量系数为 0.792, 3 种



(a) 绝热效率



(b) 总压比

图 7 实壁机匣和自循环机匣处理下压气机总特性比较
Fig.7 Comparison the overall performance of compressor with SC and SRCT

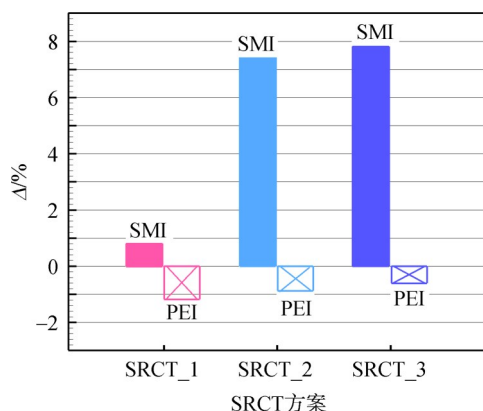


图8 不同轴向喷气位置下SMI和PEI的比较
Fig.8 Comparison of SMI and PEI at different axial injection positions

SRCT的近失速点(NSPSRCT)下对应的流量系数分别为0.789、0.759、0.756。从图7中可以看出具有不同轴向喷气位置的SRCT方案均在一定程度上增加了压气机的稳定工作范围,同时,总压比特性线整体向左上方移动,即在设计工况至近失速工况下,通过SRCT能够提高总压比。然而,SRCT对压气机的峰值效率产生了负面影响,峰值点效率损失最大为1.16%。比较三种具有不同轴向位置喷气的SRCT方案可以看到,随着喷嘴轴向位置向上游的移动,其对应的最小稳定工作流量逐渐变小,当喷嘴位置靠近叶片前缘时,对改善压气机的稳定裕度无效果且带来的效率损失最大。SRCT_3方案下压气机的稳定工作流量最小,由式(1)和式(2)计算得到压气机的失速裕度提高7.73%,效率损失为0.68%,SRCT_1的失速裕度改善不足1.0%,而峰值点效率损失为1.16%,这表明轴向喷气位置对自循环处理机匣的扩稳效果和压气机的总体气动性能均有影响。

2.2 转子叶顶间隙流场分析

压气机中的旋转不稳定流动现象大多最先在叶尖出现, Pullan等^[37]指出失速的发生与叶尖流场有直接的联系,杜娟等^[38]指出压气机节流过程中叶顶泄漏流与主流的相互作用诱发失速,因此有必要对叶尖附近的流场进行详细分析。图9为近失速工况(图7中的NSPSC点)各方案的叶顶三维流线分布。为便于分析,将叶顶间隙附近的流动分成3类:主流(MF,蓝色实线)、叶顶泄漏流(TLF,红色实线)和叶顶二次泄漏流(DLF,紫色实线),叶顶二次泄漏流直接诱发双泄漏流现象。可以看到实壁机匣中R2叶片尾缘附近的叶顶泄漏流向上游偏转使得叶片弦中处泄漏流无法向下

游传播而向上游流动且部分泄漏流从相邻叶片前缘溢出。叶顶泄漏流由于通道堵塞在叶片前缘附近不断堆积使得来流无法顺利进入叶片通道并与叶顶泄漏流相互作用,TLF/MF交界面在下游叶顶泄漏流和二次泄漏流的驱动下向上游运动造成前缘溢流,触发突尖失速。近失速点下R1和R2由于负荷较高均可观察到明显的双泄漏流现象,但R2叶顶区域的叶顶二次泄漏流强度更大。叶顶二次泄漏流加剧了压气机中的气动损失和端壁堵塞,以往研究表明叶顶二次泄漏流对压气机的气动性能和稳定性有重要影响^[39]。图9中叶顶区域的三维流动现象表明了R2在由稳定工作进入失速状态的过程中,叶顶二次泄漏流起到主要作用。从图9中的流线分布可以看出SRCT后叶顶双泄漏流的强度明显减弱,这得益于自循环机匣吸气口对端壁低能流体的吸除减少了叶顶泄漏流量,另外,上游喷嘴产生的高速射流为近端壁主流输入新的轴向动量,对叶顶泄漏流有一定的抑制作用,使得叶尖附近的流动更加顺畅。SRCT下R2的叶顶堵塞得到改善,叶顶泄漏流和主流之间的交界面被推向下流,叶顶泄漏流造成的前缘溢流现象消失,从而延迟了失速发生。SRCT对R1叶顶区域的流动没有影响。

图10为不同轴向喷气位置下99%叶展处轴向速度(V_x)分布,可以看出实壁机匣下压气机在近失速点下,通道内存在大面积的回流区且靠近转子前缘处的通道被叶顶泄漏流造成的回流区堵塞,在进行SRCT后,转子通道内的回流区域范围明显减小,且叶顶泄漏流被喷嘴产生的高速射流推向通道下游,叶顶泄漏流前缘溢流现象得到控制,转子通道的通流能力有所改善,从而延迟失速发生,这与图9中叶顶区域三维流线分布一致。同时可以观察到SRCT主要改变R2的流动,对R1的流动无影响。在SRCT_3对应的近失速工况(图7中的NSPSRCT点)下,由于喷气口的喷射作用,R2的叶顶泄漏流向下游移动并作用于相邻叶片通道,然而,随着工作流量的不断减小,根据叶顶流动趋势判断R1将有可能最先出现了叶顶前缘溢流现象,由此可以初步判定在进行SRCT后,R1最先发生失速,至于自循环机匣处理是否影响对转压气机的最先失速级还需进一步分析。

对R2配置自循环机匣处理后,喷气轴向位置不同,对转压气机稳定工作对应的最小工作流量也不同。图11为近失速下叶顶间隙区域流场分

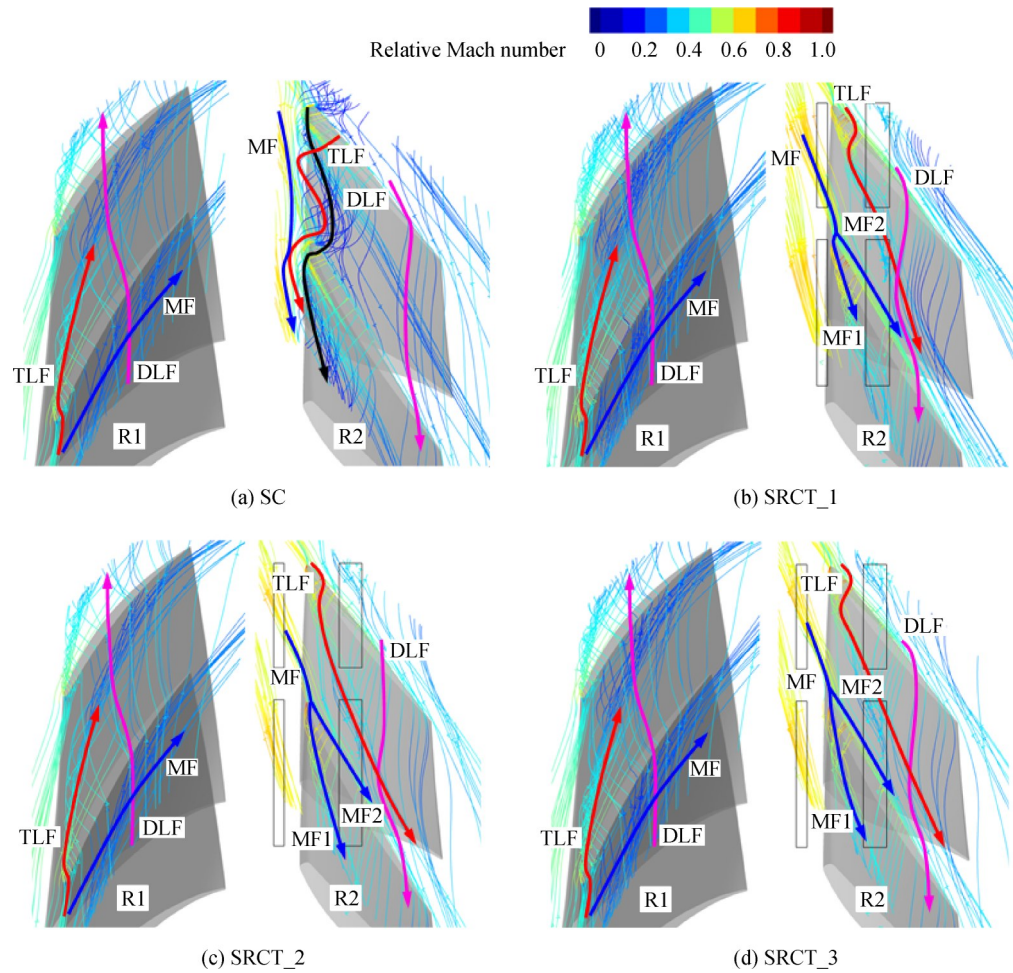


图 9 近失速点下各方案的叶顶三维流线分布($\psi=0.792$)

Fig.9 Three-dimensional streamlines distribution of the blade tip of different schemes at the near-stall point ($\psi=0.792$)

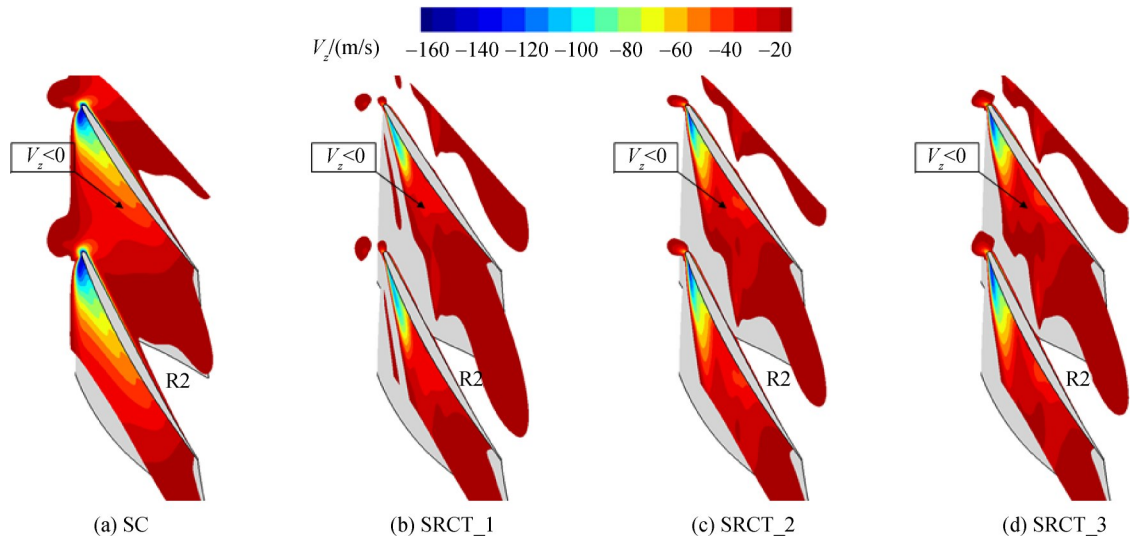


图 10 近失速点下 R2 转子 99% 叶高轴向速度分布($\psi=0.792$)

Fig.10 Axial velocity distribution at 99% blade span of rotor R2 at the near-stall point ($\psi=0.792$)

布,可以看出此时 R1 前缘的溢流现象是由相邻叶片中部弦长处的泄漏流引起的,而在 R2 中则观察不到此现象,叶顶泄漏流的主流部分在通道内向

下游发展,无法到达相邻叶片的吸力面前缘。因此在 SRCT 下,对转压气机的失速类型仍然是突尖失速,最先失速级发生改变。

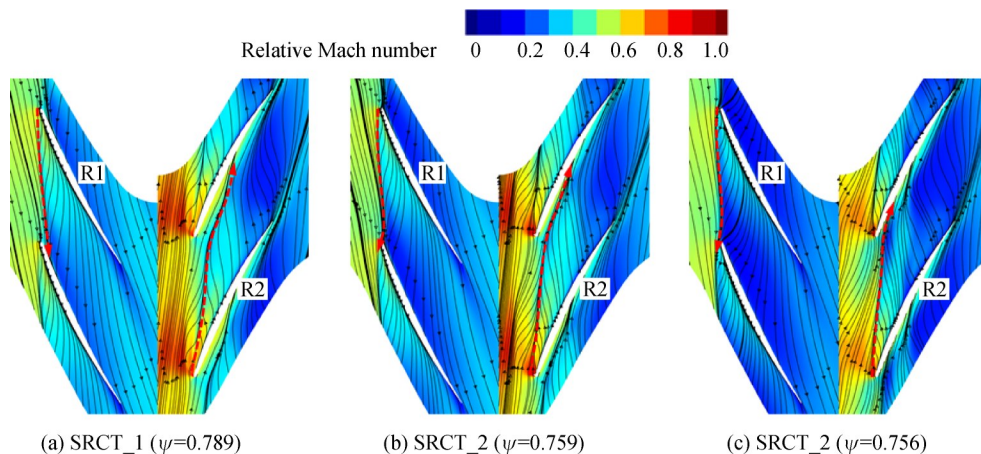


图 11 自循环处理机匣近失速点下 99% 叶高处流场
Fig.11 Flow field at 99% blade span at the near-stall point of SRCT

图 12 显示了实壁机匣和 SRCT 方案中 R1 和 R2 在 99% 叶高处叶片表面静压分布, 可以看到 SRCT 对 R1 的叶尖负荷没有影响, 而对 R2 的叶尖负荷有显著影响。在 A 区域, SRCT 使得叶尖负荷减小; 在 10%~25% 轴向弦长范围由于吸气口的抽吸作用使得叶片两侧静压下降, 在 SRCT 吸气口下游叶片两侧静压增加、压力差减小。由于叶片两侧压力差为叶顶泄漏流提供驱动力, 因此 SRCT 可以降低叶顶泄漏流的强度。叶顶泄漏流不仅由叶片两侧压力差驱动还受到自循环处理抽吸作用和上游喷嘴高速射流的影响, 因此叶顶泄漏流强度没有增强反而受到抑制。

图 13 为实壁机匣和自循环处理机匣中叶顶间隙 50% 高度处轴向速度沿弦长的分布。实壁机匣间隙内流动的轴向速度几乎全部为负值, 而通过自循环处理对近端壁低能流体的抽吸作用和 R2 上游的重新注入, 为叶顶间隙内部流体增加轴向动量, 整个叶顶区域的回流区域和回流强度明显减小, 然而, 在 50%~70% 弦长范围内轴向速度值出现了很强的波动, 对比图 9 可以发现自循环处理使得叶顶泄漏流被推向通道下游, 主泄漏流 (红色实线) 到达相邻叶片的位置恰好在 50% 轴向弦长后, 叶顶泄漏流对于间隙区域的回流具有抑制作用, 从而降低该区域回流速度。

图 14 为实壁机匣和自循环处理机匣方案在近失速 (NSSC) 工况下 R2 进口进气角沿叶高的分布, 可以看到实壁机匣在 95%~100% 叶高范围内由于叶顶泄漏流在相邻叶片通道发生前缘溢流堵塞转子通道, 流量减小从而使得该区域内来流入射角急剧增大。SRCT 明显改善了叶顶区域

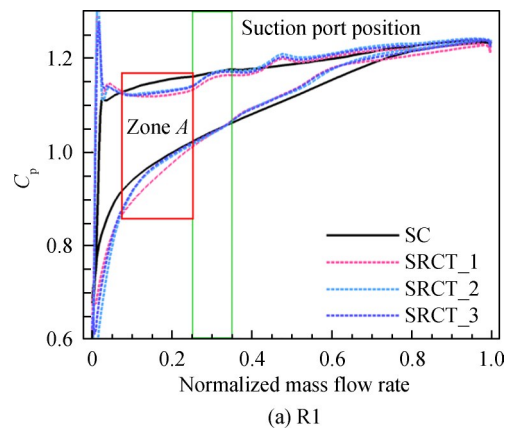
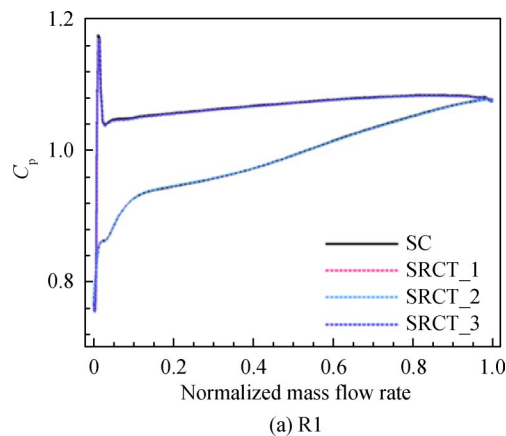


图 12 近失速点下转子 99% 叶高处叶 C_p 分布 ($\psi=0.792$)
Fig.12 C_p distribution on the blade surface of the rotor 99% blade span at the near-stall point ($\psi=0.792$)

的流动, 进气角度减小, 特别是当喷气口远离 R2 叶片前缘时。图 14 中的速度矢量图也可以明显观察到实壁机匣中 R2 前缘出现明显的溢流现象, 进气角增大, 自循环机匣处理减小了叶尖区域的进气角, 降低了叶尖负荷。图 15 中 R2 进口处轴

向速度的展向分布可以看出实壁机匣时叶顶间隙处的轴向速度为负,SRCT下R2的进口轴向速度为正值,与R2相对进气角的变化趋势一致。

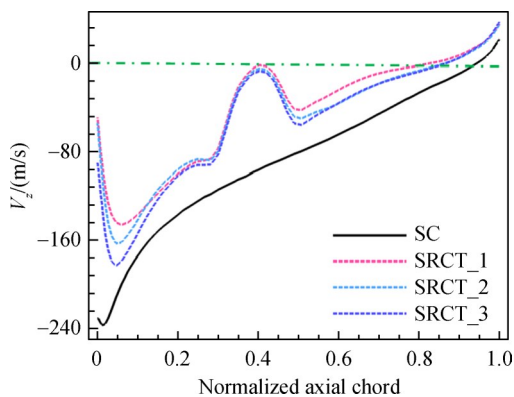


图 13 转子 R2 叶顶间隙的轴向速度分布 ($\psi=0.792$)

Fig.13 Axial velocity distribution of rotor R2 at tip clearance ($\psi=0.792$)

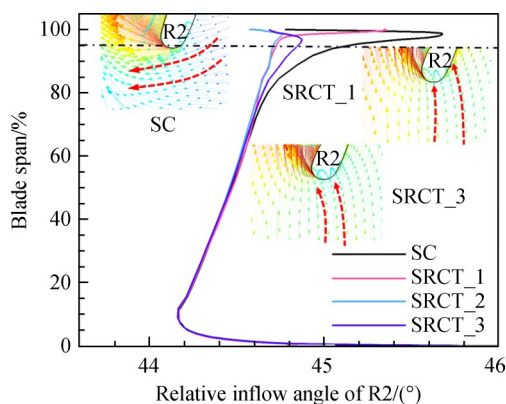


图 14 转子 R2 相对进气角沿叶高分布 ($\psi=0.792$)

Fig.14 Relative inlet angle of rotor R2 is distributed along the blade span ($\psi=0.792$)

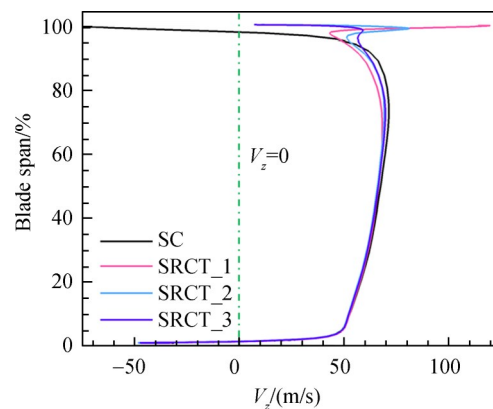


图 15 转子 R2 进口轴向速度沿叶高分布 ($\psi=0.792$)

Fig.15 Axial velocity at the inlet of rotor R2 is distributed along the blade span ($\psi=0.792$)

2.3 SRCT 的流场分析

图 16 为实壁机匣设计点 (图 7 中的 DPSC 点) 下三种自循环机匣内部的流场,从三维流线分布可以看到在自循环机匣内部流动发生复杂的掺混,在前后压差的驱动下,部分低能流体进入吸气口并通过桥路的引导在叶片前缘上游重新注入叶顶区域,然而由于转子旋转产生的势流作用使得进入吸气口的流体具有周向速度,加之吸气口几乎覆盖整个通道,转子叶片压力面和吸力面两侧的横向压力差又使得自循环机匣内的流体发生周向运动,与流向上游的流体相互作用形成漩涡,从自循环机匣周向中间截面的二次流线可以观察到明显漩涡结构。值得注意的是,随着喷气口轴向位置的前移,自循环机匣内部的掺混强度逐渐加剧,这也是 SRCT_1 效率损失最大的主要原因。三种自循环机匣下的总压恢复系数分别是 0.967、0.970 和 0.972。

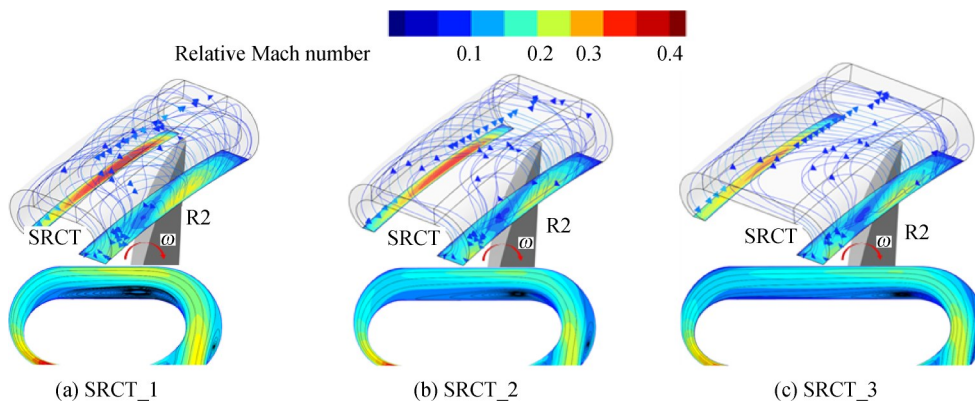


图 16 设计点时不同轴向喷气位置下自循环机匣内部流场

Fig.16 Internal flow field of the SRCT at different axial injection positions at the design point

SRCT的扩稳主要在压气机进入失速边界时发挥作用。因此,最佳的吸、喷气位置应该能够满足SRCT在设计点时循环流量最小而近失速工况下循环流量最大。图17为不同轴向喷气位置下分别在设计点、峰值效率点和近失速点下通过自循环机匣的流量占总流量的百分比($m_{\text{recirculation}}$ 为流经自循环机匣的流量, m_{total} 为压气机进口总流量)。SRCT造成的效率亏损一部分来自自循环机匣内部的损失,这部分损失可以通过控制流经自循环机匣的流量来减少。从图17中可以看到随着喷气位置远离叶片前缘,设计工况和近失速工况下的循环流量先减小再增加,且循环流量差在设计点和近失速点下逐渐增加,喷气位置距离前缘40%时通过自循环机匣的循环流量差最大,两者几乎是两倍的关系。这也证实了在设计点附近喷嘴位置靠近叶片前缘时效率损失最大。

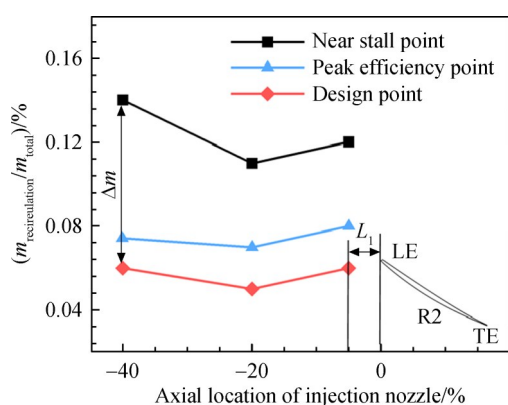


图17 不同工况下流经自循环机匣的流量

Fig 17 Mass flow rate by SRCT at different working conditions

3 结 论

本文基于数值方法将SRCT应用于对转压气机,研究了SRCT扩稳的适用性以及SRCT中轴向喷气位置对其扩稳能力和压气机气动性能的影响,通过对流场的详细分析可得到以下结论:

1) SRCT可通过推迟失速发生提高压气机的稳定裕度,而轴向喷气位置的选取影响其扩稳的效果;喷嘴位置远离转子前缘时扩稳效果最佳,SRCT_3的失速裕度增加7.73%,峰值点效率损失为0.68%;喷嘴靠近叶片前缘时无明显效果且因自循环机匣内部掺混严重使得效率亏损较大。

2) SRCT适用于具有新型气动布局的对转压气机的裕度提升,其扩稳机理可分两方面:一是

喷嘴产生的高速射流降低叶尖负荷使得压气机可以在更小的工作流量下运行;二是通过减弱叶顶二次泄漏流强度以及抑制叶顶泄漏流与主流之间的交界面向上游移动延迟失速发生。

3) SRCT主要改善了R2叶顶间隙内的流场,对R1的流动几乎无影响。在节流过程中,SRCT改变对转压气机的最先失速级R1最先进入失速状态,但失速起始类型没有改变。

本文主要分析了SRCT的扩稳机理和轴向喷气位置对其扩稳能力的影响,后续将开展自循环机匣结构的优化,力图在获得理想失速裕度改善的同时兼顾降低效率损失。

参考文献:

- [1] YANG X H, SHAN P. Design of two counter-rotating fan types and CFD investigation of their aerodynamic characteristics[R]. ASME Paper GT2011-45426, 2011.
- [2] WANG J, RAVELET F, BAKIR F. Experimental comparison between a counter-rotating axial-flow fan and a conventional rotor-stator stage[C]//Proceedings of the 10th European Turbomachinery Conference. Lappeenranta, Finland: Euroturbo European Turbomachinery Society, 2013: 00795006.1-00795006.10.
- [3] MISTRY C, PRADEEP A. Effect of variation in axial spacing and rotor speed combinations on the performance of a high aspect ratio counter-rotating axial fan stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2013, 227(2): 138-146.
- [4] GAO L M, LI X J, XIE J, et al. The effect of speed ratio on the first rotating stall stage in counter-rotating compressor[R]. ASME Paper GT2012-68802, 2012.
- [5] 高丽敏, 李瑞宇, 李晓军, 等. 轴向间隙对对转压气机失速性能的影响[J]. 推进技术, 2015, 36(12): 1802-1808.
GAO Limin, LI Ruiyu, LI Xiaojun, et al. Effects of axial gap on stall characteristics of counter-rotating compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(12): 1802-1808. (in Chinese)
- [6] 高丽敏, 苗芳, 李晓军, 等. 对转压气机转速比对最先失速级的影响[J]. 应用力学学报, 2013, 30(6): 845-848, 951.
GAO Limin, MIAO Fang, LI Xiaojun, et al. Effect of speed ratio of counter-rotating compressor on the first stall stage[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(6): 845-848, 951. (in Chinese)
- [7] PUNDHIR D S, SHARMA P B, CHAUDHARY K K. Effect of casing treatment on aerodynamic performance of a counterrotating axial compressor stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 1990, 204(1): 47-55.
- [8] PUNDHIR D S. A study of some factors affecting the effec-

- tiveness of casing treatment in counter-rotating axial compressor stage[J]. Indian Journal of Engineering and Materials Sciences, 1994, 1(4):199-207.
- [9] MAO X, LIU B, TANG T, et al. The impact of casing groove location on the flow instability in a counter-rotating axial flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 76:250-259.
- [10] MAO X, LIU B, ZHAO H. Numerical analysis of the circumferential grooves casing treatment in a counter-rotating axial flow compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130:29-39.
- [11] HEINRICH M, KHALEGHI H, FRIEBE C. Numerical investigation of circumferential groove casing treatment on a low speed counter-rotating fan[R]. ASME Paper GT2019-91705, 2019.
- [12] CROOK A J, GREITZER E M, TAN C S, et al. Numerical simulation of compressor endwall and casing treatment flow phenomena[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3):501-512.
- [13] HOUGHTON T, DAY I. Enhancing the stability of subsonic compressors using casing grooves[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 133(2):021007.1-021007.11.
- [14] LIM B J, PARK T C, KWON S. Stall inception and warning in a single-stage transonic axial compressor with axial skewed slot casing treatment[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(9):3569-3581.
- [15] ALONE D B, KUMAR S S, THIMMAIAH S, et al. Experimental investigation on the effect of porosity of bend skewed casing treatment on a single stage transonic axial flow compressor[R]. ASME Paper GT2014-26102, 2014.
- [16] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1):011001.1-011001.16.
- [17] 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.
- [18] GUINET C, BETTRICH V, GÜMMER V. Parametric study of the bleed position in a tip blowing casing treatment[R]. AIAA 2014-3441, 2014.
- [19] HATHAWAY M D. Passive endwall treatments for enhancing stability[R]. NASA/TM-2007-214409, 2007.
- [20] STREIT J A, HEINICHEN F, KAU H P. Axial-slot casing treatments improve the efficiency of axial flow compressors: aerodynamic effects of a rotor redesign[R]. ASME Paper GT2013-94975, 2013.
- [21] SUDER K L, HATHAWAY M D. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1):14-23.
- [22] KHALEGHI H. Stall inception and control in a transonic fan: Part B stall control by discrete endwall injection[J]. Aerospace Science and Technology, 2015, 41:151-157.
- [23] LI J. Self-adaptive stability-enhancing technology with tip air injection in an axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(1):011008.1-011008.9.
- [24] KHALEGHI H, BORROOMAND M, TEIXEIRA J A, et al. A numerical study of the effects of injection velocity on stability improvement in high-speed compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2008, 222(2):189-198.
- [25] KHALEGHI H, TEIXEIRA J A, TOUSI A M, et al. Parametric study of injection angle effects on stability enhancement of transonic axial compressors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(5):1100-1107.
- [26] KHALEGHI H. Parametric study of injector radial penetration on stalling characteristics of a transonic fan[J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 66:112-118.
- [27] HATHAWAY M D. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper GT2002-30368, 2002.
- [28] WANG W, CHU W, ZHANG H. Mechanism study of performance enhancement in a subsonic axial flow compressor with recirculating casing treatment[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2018, 232(4):680-693.
- [29] LI J, DU J, NAN X, et al. Coupling stability-enhancing mechanism with compact self-recirculating injection in an axial flow compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2016, 230(7):696-708.
- [30] LI J, DU J, LI Z, et al. Stability enhancement with self-recirculating injection in axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(7):071001.1-071001.13.
- [31] WEICHERT S A, HALL C. Tip clearance flows in axial compressors: stall inception and stability enhancement[D]. London: University of Cambridge, 2011.
- [32] WEICHERT S, DAY I, FREEMAN C. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement[R]. ASME Paper GT2011-46042, 2011.
- [33] CAMP T R, DAY I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3):393-401.
- [34] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1):011023.1-011023.9.
- [35] ZHONG Y, CHU W, ZHANG H. Numerical investigation on the effect of bleed port with self-recirculating casing treatment on the stability of a 1.5-stage transonic compressor[R]. ASME Paper GT2019-90543, 2019.
- [36] MOORE R D, REID L. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.63 and 1.78, respectively, and with design pressure ratio of 1.82[R]. NASA TP-1338, 1978.

[37] PULLAN G, YOUNG A M, DAY I J, et al.Origins and structure of spike-type rotating stall[J].Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5):051007.1-051007.11.

[38] 杜娟,王偲臣,李继超,等.轴流压气机叶顶泄漏流与突尖先兆失稳机理的研究进展[J].推进技术, 2017, 38(10): 2208-2217.

DU Juan, WANG Sichen, LI Jichao, et al.Research progress

on tip leakage flow and spike-inception stall mechanism in axial compressors[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(10):2208-2217.(in Chinese)

[39] 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.

(编辑:张 雪)