

离心压气机循环机匣的流动控制及优化研究

靳鸿泽, 刘学广

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:为了扩大离心压气机的稳定工作范围,在标准大气工况下,针对压比为 4.8 的离心压气机展开研究。通过 ANSYS CFX 计算对比了光滑壁面(SW)、无叶循环机匣(Vaneless RCT)和负预旋叶片循环机匣(Vaned RCT)离心压气机的流场及流动特性。结果表明:循环机匣(RCT)可有效减小低叶高区域的入射角,通过循环流与主流的掺混提高了叶顶区域的流量承载能力,降低了叶顶载荷,从而抑制了激波与叶尖泄漏涡及通道涡的相互作用;相较于 SW, RCT 使压气机的质量流量范围扩大了 5%~7%;Vaned RCT 进一步增强了对叶尖泄漏涡及通道涡堵塞区的抽吸作用,缓解了强逆压梯度造成的吸力面流道堵塞;在 Vaneless 的基础上, Vaned RCT 使压气机的最大压比增大了 4.3%,质量流量范围扩大了 2%;循环机匣引起的流动分离与掺混产生了额外熵产,降低了同流量下的压升能力。

关 键 词:离心压气机;循环机匣处理;负预旋叶片;叶尖泄漏涡;抽吸作用;熵产率

中图分类号:TH4 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.002

[引用本文格式]靳鸿泽,刘学广.离心压气机循环机匣的流动控制及优化研究[J].热能动力工程,2025,40(11):11-22. JIN Hongze, LIU Xueguang. Research on flow control and optimization of recirculation casing in centrifugal compressors [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11):11-22.

Research on Flow Control and Optimization of Recirculation Casing in Centrifugal Compressors

JIN Hongze, LIU Xueguang

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

Abstract: To expand the stable operating range of centrifugal compressors, a centrifugal compressor with a design pressure ratio of 4.8 was investigated under standard atmospheric conditions. Comparative analyses of flow field characteristics and aerodynamic were conducted using ANSYS CFX for three configurations, such as smooth wall (SW), vaneless recirculation casing (Vaneless RCT), and vaned recirculation casing with negative pre-swirl vanes (Vaned RCT). The investigations reveal that the recirculation casing (RCT) effectively reduces the incidence angle in the low-span region. Mixing between the recirculating flow and the mainstream broadens the tip-region flow carrying capacity, reduces the tip loading, and suppresses interactions among the shock, tip leakage vortex and channel vortex. Compared with the SW, the RCT configuration demonstrates 5% to 7% improvement in mass flow rate range. Vaned RCT exhibits enhanced suction effects on the blockage zone induced by the tip leakage vortex and channel vortex, effectively mitigating suction-side flow channel blockage caused by strong adverse pressure gradients. Based on the Vaneless RCT, the Vaned RCT achieves 4.3% increase in maximum pressure ratio and 2% extension of the mass flow rate range. However, flow separation and mixing losses associated with the recirculation casing generate additional entropy production, reducing the pressure rise capability at the same mass flow rate.

Key words: centrifugal compressor, recirculation casing treatment, negative pre-swirl vane, tip leakage vortex, suction, entropy generation rate

引 言

离心压气机常因喘振或失速现象导致其稳定工作范围受限,随着航空发动机对高负荷、宽工况范围需求的提升,这一问题在发动机高转速、高增压比的运行条件下尤为突出,成为制约其效率与安全性的关键瓶颈。因此,如何有效扩展离心压气机的稳定工作裕度,成为提升发动机综合性能的核心研究方向之一。

循环机匣处理(RCT)因其结构简单且特性稳定,被广泛应用于离心压气机。Fisher^[1]首次在涡轮增压器和多级压气机中引入了 RCT 的概念,在采用 RCT 后,失速流量降至光滑壁面(SW)离心压气机的 70%~80%。此后,大量研究探讨了 RCT 在离心压缩机中的有效应用。康剑雄等人^[2-3]认为 RCT 通过减小主流攻角、抑制叶片前缘失速分离来实现的扩稳效果。卜远远等人^[4]同样发现 RCT 可减小入射角,并且抑制了激波和间隙泄漏涡的相互作用,从而推迟了失速的发生。Zheng 等人^[5]通过计算流体动力学(CFD)模拟提出,下游循环槽的宽度和位置是影响机匣处理性能的关键几何参数。Tamaki^[6]认为,激波与循环槽的相对位置决定了循环槽的效果,只有当循环槽位于吸力面激波上游时,RCT 的扩稳效果才达到最优。Liu 等人^[7]的研究也证实了当循环槽位于激波与叶尖泄漏涡交界处时,RCT 可以有效抑制激波与叶顶涡系的相互作用,从而扩大稳定工作范围。另外,其研究发现通过加入导流叶片可以进一步增强 RCT 的扩稳效果。Sivagnanasundaram 等人^[8-9]和 Park 等人^[10]在自循环机匣处理的基础上,通过在机匣中布置预旋导叶改善了流场,在全工况下扩大了稳定工作范围。Chen 等人^[11]认为 RCT 的优化效果是由叶片载荷和循环机匣引起的流动损失共同作用的结果,负预旋导叶可增加叶片载荷从而提高稳定效果。Tamaki^[12]将带有负预旋导叶的循环机匣装置应用于 5.7 高压比离心压气机中,研究表明负预旋导叶能够进一步增强循环机匣的扩稳效果。Yamaguchi 等人^[13]研究发现负预旋导叶在叶轮入口处引入的负旋流提高了离心压气机的稳定性。文献[12-13]一致认为,叶轮载

荷系数的增加是其提高稳定性的主要因素。Christou 等人^[14]发现,抽吸作用和循环流的负预旋是离心压气机实现更大稳定工作范围的关键因素。田红艳等人^[15]通过优化循环机匣中的导叶角度进一步提高了机匣装置的扩稳效果。

综上所述,目前针对循环机匣(RCT)的研究包括 RCT 影响机制、结构参数(循环槽的位置、宽度)的最优化选取及有叶循环机匣的设计研究,其中,负预旋叶片循环机匣(Vaned RCT)因其更优越的性能逐渐成为重点研究方向^[7-15]。尽管已有关于 RCT 优化的研究,但现有文献大多未深入分析 Vaned RCT 的流场特性及其流动控制规律。本文通过对比 SW、Vaneless RCT 及 Vaned RCT 离心压气机的流场,深入探究 Vaned RCT 在流动控制方面的机制,特别是对流场结构、气动性能及流动稳定性等方面的改善效果,为未来离心压气机的设计和优化提供了新的理论依据和设计思路。

1 数值计算

1.1 数值仿真模型

图 1 为本文所研究的离心压气机主要部件及循环机匣设计参数。图中 0~4 分别为计算域入口、叶轮入口、叶轮出口、扩压器入口和计算域出口。由图 1 可知,离心压气机包括入口段、叶轮、循环机匣、有叶扩压器和轴向扩压器。 R_{1s} 为叶轮入口处机匣半径, R_2 为叶轮出口半径, R_3 为有叶扩压器入口半径。离心压气机的结构参数及设计点性能参数如表 1 所示。RCT 的结构尺寸均由离心叶轮的轴向长度 H 进行归一化处理。

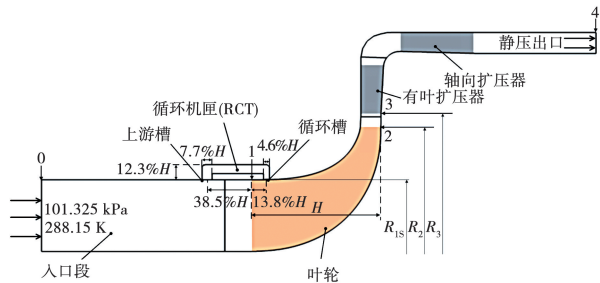


图 1 离心压气机主要部件及循环机匣设计参数

Fig. 1 Centrifugal compressor main components and recirculation casing design parameter

表 1 离心压缩机结构参数及设计点性能参数
Tab. 1 Centrifugal compressor geometric parameters
and design point performance parameters

参 数	数 值
主叶片数	13
分流叶片数	13
叶顶间隙/mm	0.2
后弯角/(°)	20
R_{1S}/R_2	0.68
叶片扩压器数	21
R_3/R_2	1.41
轴向扩压器数	48
设计点总压比	4.8
叶顶相对马赫数	1.4

本文中的数值结果通过 ANSYS CFX 商业软件计算所得。基于 $k-\omega$ -based baseline (BSL) 模型具有更稳定的收敛性以及计算结果更准确^[16-17], 选取其进行湍流计算。壁面设定为绝热无滑移, 依据文献[18]的研究结果, 将轮廓平均算数粗糙度 R_a 转换成等效砂粒粗糙度 K_s , 粗糙度设定为 $K_s=6.2$, $R_a=9.92\text{ }\mu\text{m}$ 。入口条件设定总压为 101.325 kPa、总温为 288.15 K、无预旋进口条件, 出口设定为平均静压条件。

1.2 网格无关性验证

根据文献[19]提供的网格无关性验证方法选取 188 万、420 万和 990 万进行计算。各网格边界层数均为 20 层, 第一层网格高度设定为 $1.5\times10^{-6}\text{ m}$, 网格数量的差异取决于边界层外的网格^[20]。总压比 TPR 及绝热效率 η 的计算公式如下:

$$\text{TPR} = p_{t4}/p_{t0} \tag{1}$$

$$\eta = \frac{(p_{t4}/p_{t0})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{t4}/T_{t0} - 1} \tag{2}$$

式中: p_t —总压; T_t —总温;下标 0,1,2,3,4—计算域入口、叶轮入口、叶轮出口、扩压器入口和计算域出口; γ —绝热指数,为 1.4。

网格收敛性指数的计算式如下:

$$\text{GCI} = \frac{1.25e_a}{r^p - 1} \tag{3}$$

式中: r —网格细化因子;上标 p —相关阶数; e_a —近似相对误差,具体计算式见文献[19]。

总压比和绝热效率的网格收敛性指数 (GCI) 的计算结果如表 2 所示。 GCI_{12} 和 GCI_{23} 分别表示通过

网格 1 和网格 2 以及网格 2 和网格 3 计算得到的收敛性指数。由表 2 可知,当网格数达到 420 万时,再继续提高网格数量对于计算精度的提升并不明显,综合考虑计算时间及准确性,依据文献[20]的 GCI 判据结论,选取 420 万作为最终的计算网格,如图 2 所示。

表 2 网格无关性验证
Tab. 2 Grid independence verification

网格	网格数/万	总压比 GCI/%	绝热效率 GCI/%
1	188	—	—
2	420	$\text{GCI}_{12}=0.66$	$\text{GCI}_{12}=1.89$
3	990	$\text{GCI}_{23}=0.41$	$\text{GCI}_{23}=1.33$

注:表中“—”表示无数据。

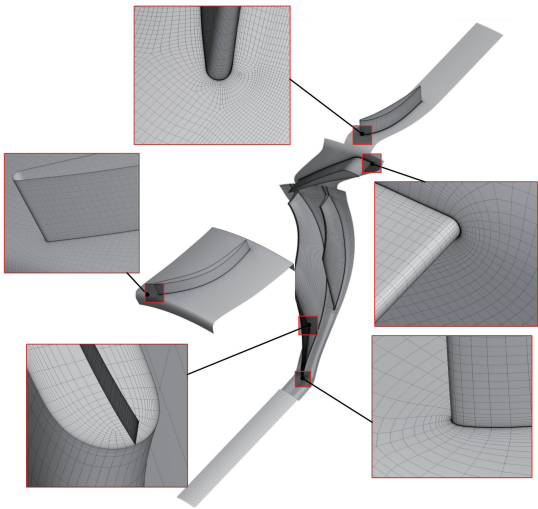


图 2 用于 CFD 计算的流体域网格 2
Fig. 2 Computational domain grid II used for CFD calculation

1.3 可靠性验证

光滑壁面 (SW) 在不同折合转速 N_c 下的数值计算结果及试验数据如图 3 和图 4 所示。质量流量及总压比均采用设计点参数进行归一化处理, 全流道网格采用单流道网格周期性旋转获得。由图 3 和图 4 可知, 在 100% N_c 转速下, 等流量下数值仿真与试验所获得的总压比和等熵效率值相近, 质量流量—总压比曲线和质量流量—等熵效率曲线的变化趋势相同。在其他转速下, 数值仿真与试验结果同样具有较高的匹配度。然而, 因忽略了进气机匣支板及叶轮背腔等因素, 导致计算数据与试验数据具有一定差异。总的来说, 可通过单通道数值计算进行下一步分析。

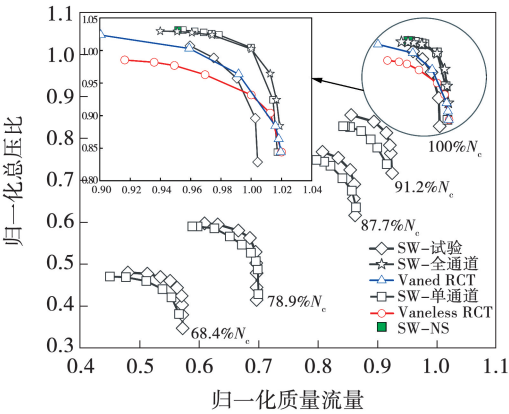


图 3 CFD 计算及试验获得的压气机质量流量 - 压比曲线
Fig. 3 Curve of compressor mass flow rate vs. pressure ratio obtained from CFD calculation and experimental results

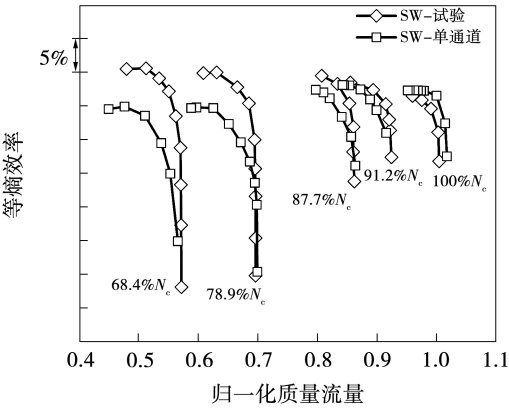


图 4 CFD 计算及试验获得的压气机质量流量 - 等熵效率曲线
Fig. 4 Curve of compressor mass flow rate vs. isentropic efficiency obtained from CFD calculation and experimental results

2 结果及分析

2.1 RCT 对叶轮前缘进口流场的影响

图 5 为 SW、无叶循环机匣处理 (Vaneless RCT) 和负预旋叶片循环机匣 (Vaned RCT) 的模型及全周流体域。结合图 3 中 3 种结构在 100% 转速下的流量 - 压比特性可知, Vaneless RCT 以牺牲压气机部件的压升能力为代价, 将离心压气机的质量流量范围扩大 5%; 而 Vaned RCT 则使质量流量范围进一步扩大了 2%, 并同时使压气机的最大总压升能力即最大压比提高 4.3%。质量流量范围 M_w 的定义式为:

$$M_w = (m_c - m_s) / m_c \times 100\% \tag{4}$$

式中: m_c, m_s —堵塞点流量和近失速点的质量流量。

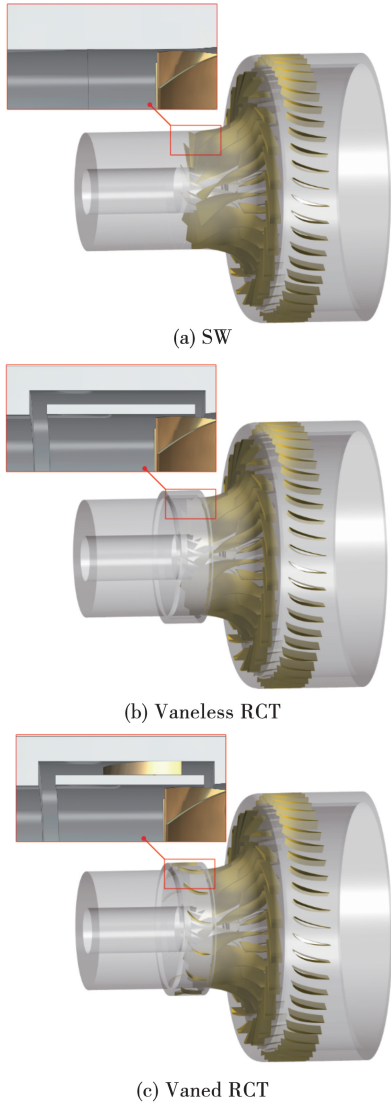


图 5 3 种不同结构的模型及流体域
Fig. 5 Three different structural models and corresponding fluid domains

图 6 为 3 种结构在 SW 近失速点 (SW-NS) 质量流量下叶轮前缘处相对入射角 β 、相对轴向速度 W_a 和相对周向速度 W_u 沿归一化叶高的分布曲线, 各参数定义如图 6 中的速度三角形示意图所示, U 为圆周速度, C 为绝对速度。除特别指明质量流量以外, 本文研究算例的质量流量均为 SW-NS。由图 6 可知, 在叶轮前缘处, Vaneless RCT 和 Vaned RCT 引起的循环流占据了主流的流通面积, 使得受循环流影响叶高范围外, 即 86% 或 90% 叶高以下的气流密流增大, 增大了叶轮前缘处的轴向速度, 但对周向速

度未造成显著影响。综合结果为,循环流降低了 86% 或 90% 叶高以下的进口入射角。叶顶区域主流受循环流的预旋效应影响,Vaneless RCT 内的流体经过导风轮后具有正预旋速度,与主流掺混后使主流的正预旋速度增大,相对周向速度减小。而 Vaned RCT 的加入使得 RCT 内的气流转变为反预旋,增加了叶顶主流的相对周向速度。因为循环流的动量较低,主流与其掺混后轴向速度降低,导致叶顶气流的进口入射角增大,并且,反预旋循环流使 Vaned RCT 在叶顶区域具有更大的相对入射角。

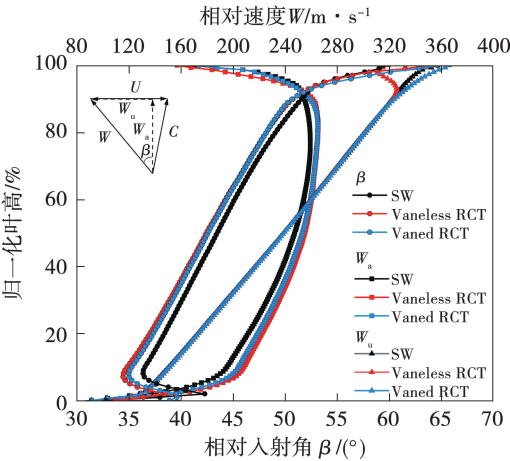


图 6 SW-NS 流量下叶片前缘处相对入射角及
相对速度沿叶高分布
Fig. 6 Relative incidence angle at blade leading edge
and relative velocity distributions along blade
span at SW-NS mass flow rate

图 7 为周向平均后的子午面总温分布云图。因循环流带有导风轮输入的轮缘功,通过进口叶顶范围内总温的变化可以判断循环流对于主流的影响范围^[3]。由图 7 可知,相对于 Vaneless RCT, Vaned RCT 循环流的影响范围增大了 3.5% 相对叶高。文献[2-4]认为,循环机匣通过降低叶顶区域的入射角提高了压气机的稳定工作裕度,但是本文发现的现象与之不同,即叶顶前缘入射角和稳定裕度同时增大。这是因为循环流掺混造成叶顶区域总温升高,该区域的折合转速下降,从而使叶顶允许的最小流量降低,导风轮处于稳定流动状态。同时,因为循环流动及主流掺混造成的总压损失,也导致折合流量增大。但这似乎并不是流量范围增大的唯一原因。相较于 Vaned RCT, Vaneless RCT 对主流叶高的影响范围小,循环流的能量更集中,导致 Vaneless

RCT 叶顶区域的总温更高,然而,其稳定工作范围却小于 Vaned RCT,因此有必要对 3 种结构的流场进行进一步分析。

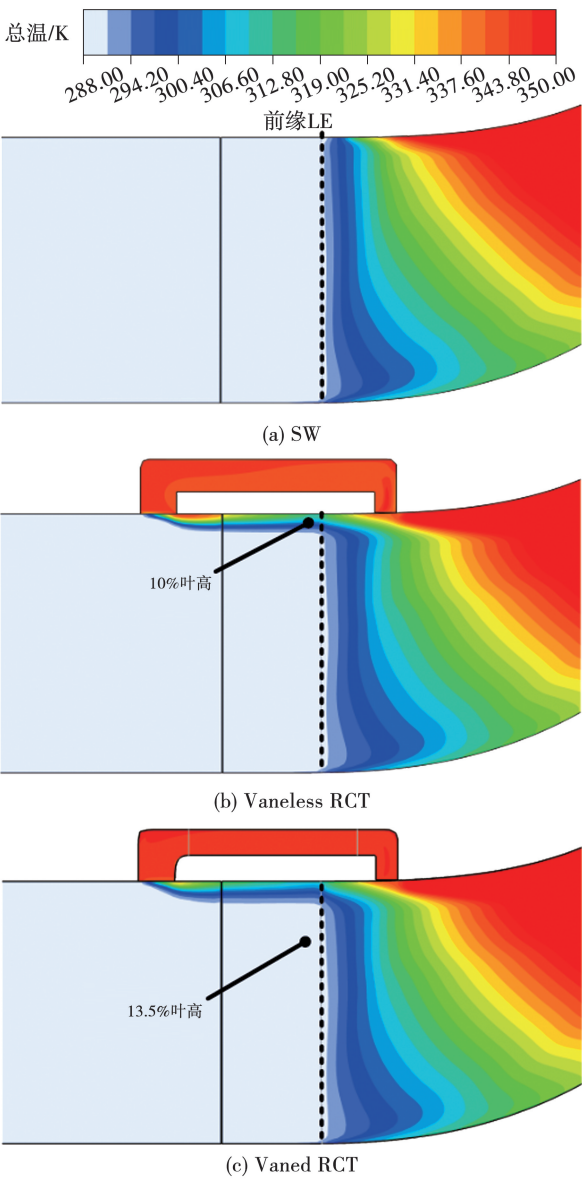


图 7 沿周向平均的子午流道总温分布
Fig. 7 Total temperature distributions in circumferentially
averaged meridian channel

2.2 RCT 对流通能力的影响

图 8 为沿流向截面的马赫数分布云图,通过对相对马赫数进行附色来识别低能流动堵塞区的分布状态,定义相对马赫数小于 0.3 的区域为低能流动堵塞区。由图 8 可知,将首先出现低能流体的截面轴向位置定义为堵塞区的起始点,与 SW 相比, Vaneless RCT 和 Vaned RCT 使堵塞区起始点沿流向

推后了 $5\% H$,即在循环槽之后出现低能流体区,改善了导风轮的流动状态。此外,Vaneless RCT 和

Vaned RCT 使流道内中部弦长处的堵塞区向吸力面转移,缓解了黑圈处压力面附近的堵塞状态。

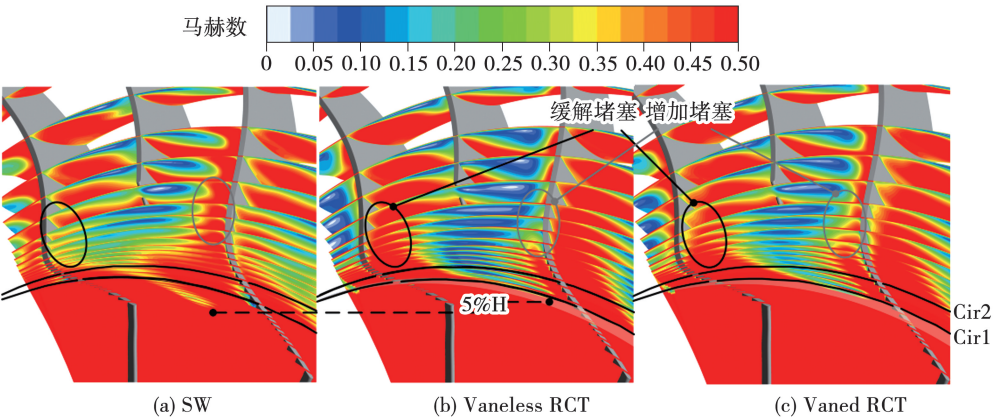


图 8 不同流向截面处马赫数分布云图

Fig. 8 Mach number distribution contours on different streamwise cross-sections

在 99% 叶高下选取 Cir1 和 Cir2 两条周向曲线,具体位置见图 8 中的黑色实线标志。提取了两条线上沿周向角度的静压值 p 及相对周向速度值 W_u ,具体分布如图 9 所示。利用进口总压对静压 p 进行无量纲化处理,横坐标表示周向角度,其中 0° 代表压力面(PS), 27° 代表吸力面(SS)。由图 9 可知,Cir1 位于循环槽之后,循环槽下游非叶顶区积蓄的轮缘功在 Cir1 轴向位置释放,此处叶顶载荷达到极大值,突增了流道内吸力面至压力面的周向逆压梯度,相对于 SW 和 Vaned RCT 堵塞区的周向位置提前了 29% 。由于 Vaned RCT 的负预旋流增大了导风轮的叶顶载荷和逆压梯度,造成堵塞区的动能进一步降低。在 Cir2 处,相较于 Vaneless RCT, Vaned RCT 的叶顶载荷增加了 4% ,因此间隙流的相对周向速度提高了 3.5% ,从而增强了间隙流的周向动能。Vaned RCT 与 Vaneless RCT 在吸力面至流道中部的逆压梯度相近,两者的载荷差值主要集中在流道中部至压力面侧($0^\circ \sim 17^\circ$),导致 Vaneless RCT 间隙流的抗逆压能力较弱,在流道中部提前形成更大范围的堵塞区。并且,该堵塞区沿下游不断扩张,导致图 8 灰圈处出现新的堵塞区,且径向区域的堵塞范围扩大。与之相比, Vaned RCT 在缓解压力面堵塞区的同时,通过分配流道内的压力梯度分布抑制了吸力面侧的大范围堵塞,其流动状态有所改善。

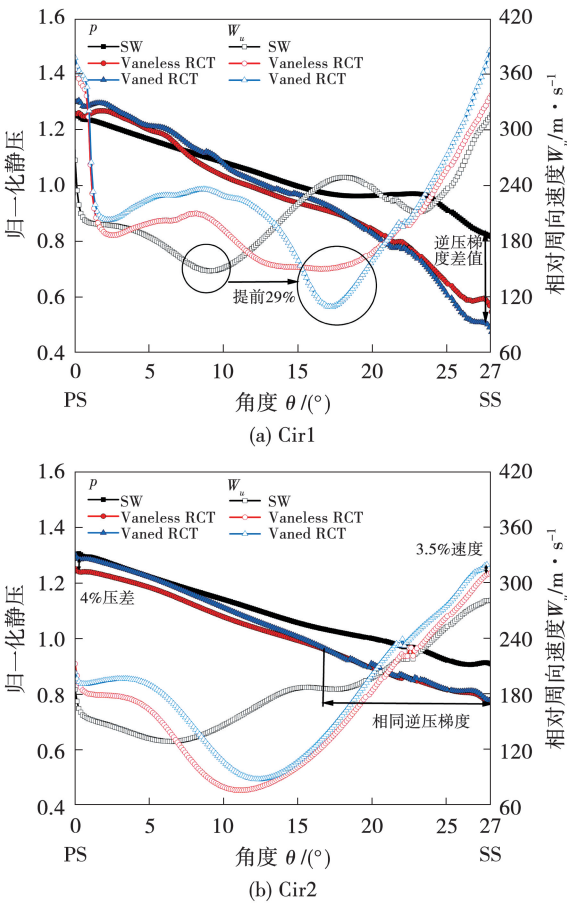


图 9 99% 叶高下沿周向的流道静压及周向速度分布

Fig. 9 Circumferential distributions of static pressure and velocity in flow channel at 99% blade span

采用无量纲涡量 ξ_n 区分涡系强度,利用 Liutex 方法^[21]取 Liutex 的值 $R = 50\ 000$ 等值面进行涡识

别。与 Q 准则相比, Liutex 方法不会被拉压和剪切所污染,属于第三代涡识别方法^[22]。

无量纲涡量 ξ_n 定义如下:

$$\xi_n = |\boldsymbol{\xi}| / 2\omega$$

(5)

式中: $\boldsymbol{\xi}$ —涡量; ω —角速度。

Liutex 的值 R 定义如下:

$$R = (\boldsymbol{w} \cdot \boldsymbol{V}_r) - \sqrt{(\boldsymbol{w} \cdot \boldsymbol{V}_r)^2 - 4\lambda_{ci}^2}$$

(6)

式中: $\boldsymbol{w}$ —相对速度矢量; $\boldsymbol{V}_r$ —速度梯度的实特征向量; λ_{ci} —速度梯度复特征值的虚部。

图 10 为 Liutex 方法识别的叶轮在 0 ~ 40% 轴向弦长区域的涡系分布云图。

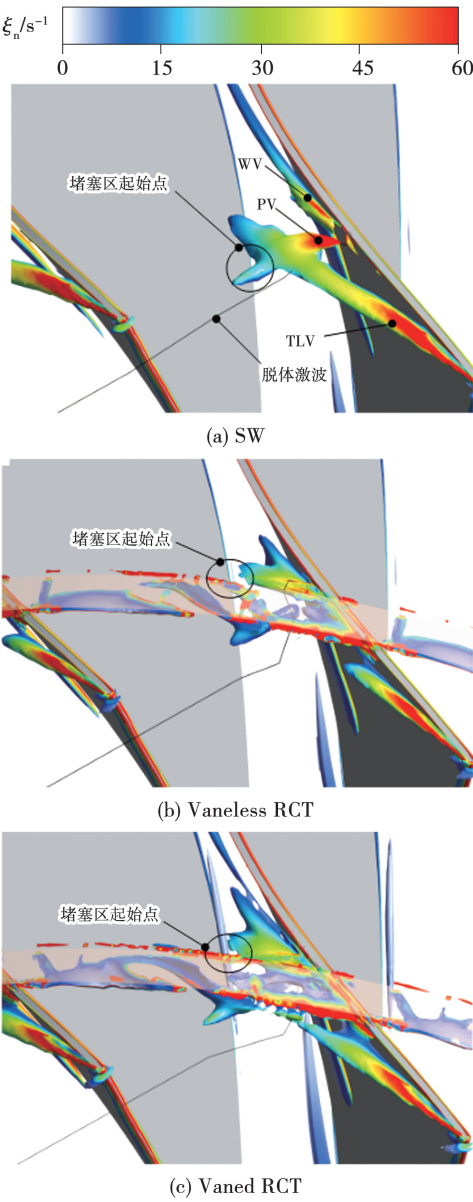


图 10 Liutex 方法识别的叶轮在 0 ~ 40% 轴向弦长区域的涡系分布云图

Fig. 10 Contours of vortex structure distribution identified by Liutex method in 0 to 40% axial chord length region of impeller

由图 10 可知,叶轮前部弦长叶顶流道区域的涡系主要包括叶尖泄漏涡(TLV)、通道涡(PV)及壁面涡(WV)。PV 及 WV 是由于激波到达吸力面造成的强叶顶载荷而诱发了产生的。带有强周向速度的间隙流裹挟主流产生 PV,随后在流道中沿周向移动。在 SW 中,PV 与激波、TLV 相互作用,其涡系膨胀后在下游形成低能堵塞区。而在 Vaneless RCT 和 Vaned RCT 中,PV 在循环槽后形成,沿周向运动中受强逆压梯度影响,提前消散并形成堵塞区。

图 11 为沿不同流向垂直截面处径向速度分布云图。

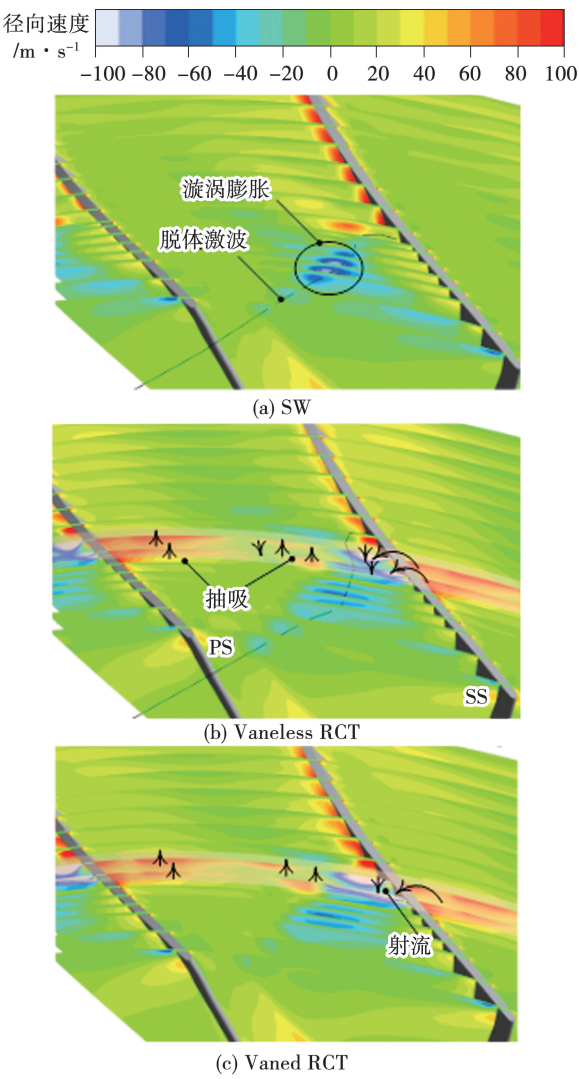


图 11 不同流向截面处径向速度分布云图

Fig. 11 Contours of radial velocity distribution on different streamwise cross-sections

由图 11 可知,激波与 TLV、PV 交互后造成漩涡膨胀,在激波后形成不同区域程度的负径向速度区。

在 SW 中,该区域的负径向速度最大,对应图 8 中低能堵塞区的产生。因循环流可导致导风轮叶顶区域的做功能力下降,激波强度降低并向下游偏转,涡/波干涉作用减弱,从而使负径向速度区及低能流体区域减小。另外,Vaneless RCT 和 Vaned RCT 对叶顶区域不同周向位置的流体分别产生抽吸和射入的现象。这是因为循环槽使叶顶区域流通体积增大,引发叶顶区域的压差载荷具化成抽/射现象。在 TLV 的延长线上,循环槽呈抽吸状态,能够吸收因激波导致的低能流体,进而缓解了导风轮的流动状态。

图 12 为循环槽径向 99.9% 叶高处的径向速度 W_r 及 SW 马赫数的分布曲线。由图 12 可知,在 SW 的低能堵塞区角向位置处,RCT 呈抽吸状态,且 Vaned RCT 抽吸区与低能流体区位置更接近。另外,在此区域中, Vaned RCT 的径向速度更大,说明其抽吸作用更强,经过激波后的涡系膨胀后形成的低能流体能更有效地被吸入 RCT 内形成循环流,从而改善了 Vaned RCT 上下游的流动状态。

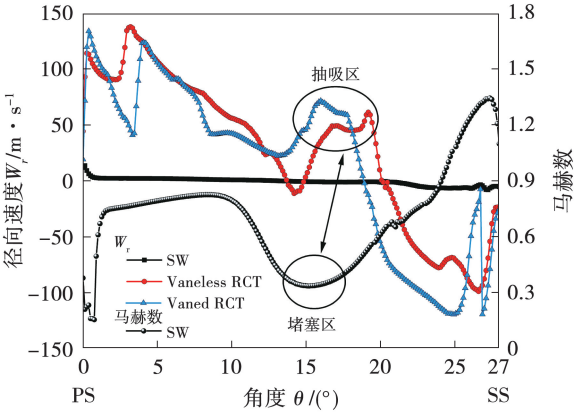


图 12 99.9% 叶高下径向速度及马赫数周向分布
Fig. 12 Circumferential distribution of radial velocity and Mach number at 99.9% blade span

2.3 循环机匣处理对压升能力的影响

图 13 为 3 种不同结构压气机的载荷系数 ψ 及循环质量流量 m_r 的分布曲线,利用主流质量流量对循环流量进行无量纲化处理。由图 13 可知,负预旋导叶并未对循环流量的比例产生影响。

载荷系数的公式如下:

$$\psi = \frac{c_p(T_{14} - T_{10})}{U_2^2} \tag{7}$$

式中: c_p —比定压热容; U_2 —叶轮出口线速度。

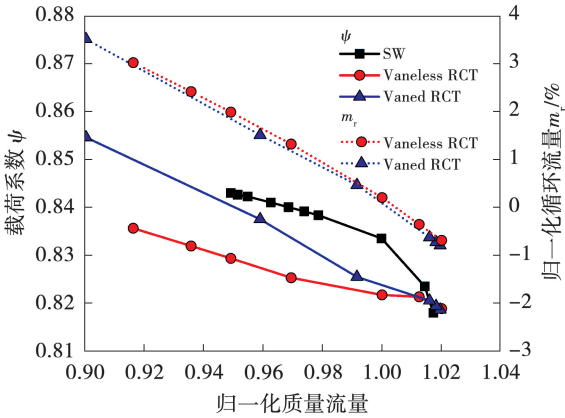


图 13 载荷系数曲线及循环机匣流量分布曲线
Fig. 13 Curve of load coefficient and recirculation casing mass flow rate distribution

在相同流量下,循环机匣降低了压气机的做功能力。压气机的功率可以通过总焓差及欧拉功两种方式计算,欧拉方程功率 P_{Lu} 的计算公式如下:

$$P_{Lu} = m(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \tag{8}$$

$$dP_{Lu} = (\omega r_2 C_{u2} - \omega r_1 C_{u1}) dm \tag{9}$$

$$dP_{Lu} = (\rho_2 C_{a2} \omega r_2 C_{u2} - \rho_1 C_{a1} \omega r_1 C_{u1}) ds \tag{10}$$

$$P_{Lu} = \int_s \omega (\rho_2 C_{a2} r_2 C_{u2} - \rho_1 C_{a1} r_1 C_{u1}) ds \tag{11}$$

式中: m —质量流量; C —绝对速度; r —半径; ρ —密度;下标 1—叶轮入口;下标 2—叶轮出口;下标 u —切向分量;下标 a —轴向分量。

由式(11)可知,对进出截面的 $\omega r C_a C_u$ 进行面积分,求差后欧拉方程积分所获得的功率。图 14 对比了采用两种方法计算的功率及其相对误差。

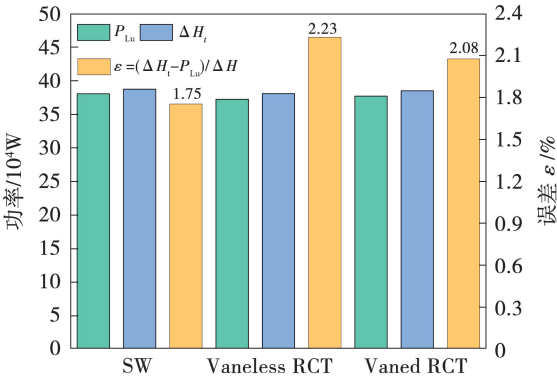
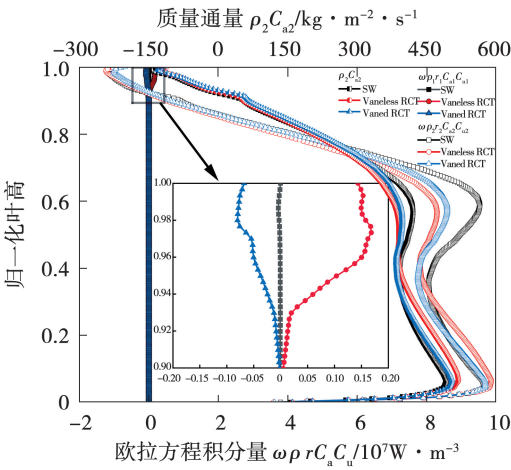


图 14 欧拉方程功率和总焓差值对比
Fig. 14 Comparison of Euler equation power and total enthalpy difference values

由图 14 可知,通过欧拉功积分所获得的功率 P_{In} 与总焓差值 ΔH_t 计算的功率相近,其最大误差为 2.23%,可验证欧拉功率计算方法的准确性。欧拉功主要取决于叶轮进出口面积分量 $\omega pr C_a C_u$ 。

图 15 为经周向平均后进出口截面处 $\omega pr C_a C_u$ 及出口截面密流 $\rho_2 C_{a2}$ 沿叶高的分布曲线。由图 15 可知, $\omega p_1 r_1 C_{a1} C_{u1}$ 主要受循环流的预旋效应影响,循环流带来的正/负周向速度增加/减少了进口的积分量,一定程度上减弱/增加了叶轮的做功能力。但是,出口处的 $\omega p_2 r_2 C_{a2} C_{u2}$ 是导致 Vaned RCT 与 Vaneless RCT 做功能力下降的决定因素。RCT 限制了压气机在 30% 叶高以上的做功能力, Vaned RCT 与 Vaneless RCT 相比,以 30% 叶高以下的功量为代价,小幅度提高了 30% 叶高以上的做功能力,但是重新分配的效果并不明显。密流 $\rho_2 C_{a2}$ 沿叶高的变化趋势与 $\omega p_2 r_2 C_{a2} C_{u2}$ 趋势基本相同,由此可知通流能力是限制 RCT 做功能力的关键因素。



一定程度上改善了吸力面流道的堵塞状态,因此流通能力和做功能力有所提升。

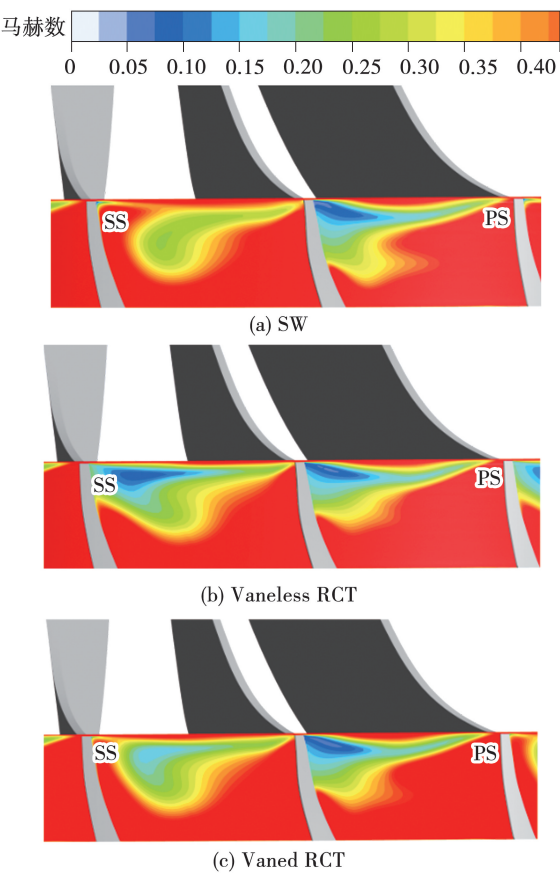


图 16 叶轮出口截面马赫数分布云图
Fig. 16 Contours of Mach number distribution on impeller outlet section

通过识别叶片尾缘截面中的低马赫数区来判断叶轮出口的流通能力,叶轮出口截面马赫数分布云图如图 16 所示。通过统计可知,马赫数小于 0.3 的区域分别占 SW、Vaneless RCT 及 Vaned RCT 出口总面积的 17%、23% 及 20%。与图 8 所观察到的现象相同, Vaned RCT 与 Vaneless RCT 扩大了吸力面流道上部的低能流体堵塞区,但是并未缓解出口处压力面流道的堵塞状态,压力面流道区域的流动状态仍与 SW 相似,因而导致出口流道吸力面流通能力的下降,限制了叶轮的做功能力。而 Vaned RCT 在

图 17 为叶轮 99% 叶高处沿相对轴向位置的叶片载荷分布。该结果进一步验证了 RCT 可降低导风轮的叶顶载荷,从而将脱体激波向下游偏移,推迟了 PV/WV 的产生及激波与 TLV、PV 的交互,并结合 RCT 的抽吸作用共同缓解了因涡系膨胀形成的堵塞区。此外, RCT 增大了叶顶区域的通流面积,降低了图中黄色圆圈所示循环槽附近的叶顶负荷。然而,在循环槽下游,因联通区域消失,非叶顶区域积蓄的叶片载荷和激波在此共同产生,导致叶片载荷达到极大值,进而在流道内形成了更大的逆压梯度。在此条件下,涡系或泄漏流在流道中部提前形成如图 8 所示低能堵塞区,造成出口截面处吸力面侧的堵塞区扩大,最终影响压气机的做功能力。而 Vaned RCT 的负预旋循环流降低了入口叶顶区域的欧拉功积分量,通过自适应的抽吸位置及更强的抽吸能力缓解了上下游的堵塞,改善了流动状态,因而进一步提升了压气机的做功能力及工作裕度。

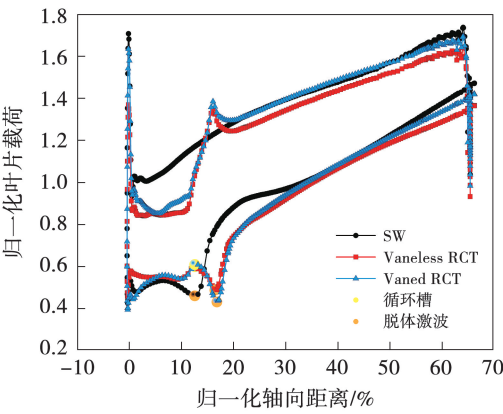


图 17 99%叶高处沿轴向的叶片载荷分布曲线
Fig. 17 Curve of axial blade loading distribution at 99% blade span

2.4 RCT 对流动损失的影响

结合图 13 可以发现,近失速流量即最后一个收缩点下, Vaned RCT 载荷系数大于 SW,但 Vaned RCT 的最大压比与 SW 的最大压比相同(见图 3),这说明 Vaned RCT 引起了额外的损失,下文通过熵产理论研究 RCT 损失的主要来源。

根据熵的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho s)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i s)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_{p,D} + S_{p,T} \quad (12)$$

式中: s —比熵; $\mathbf{u}$ —速度矢量分量; x_i —位置坐标分量; T —温度; λ —热导率; $S_{p,D}$ —黏性耗散引起的熵产率; $S_{p,T}$ —热传导引起的熵产率。

根据文献[23-24]和文献[25]的研究可将总熵产率 S_p 分解为下式:

$$S_p = S_{p,D'} + S_{p,\bar{D}} + S_{p,T'} + S_{p,\bar{T}} \quad (13)$$

式中: $S_{p,D'}$ —湍流耗散熵产; $S_{p,\bar{D}}$ —直接耗散熵产; $S_{p,T'}$ —脉动温度热传导熵产; $S_{p,\bar{T}}$ —平均温度热传导熵产。

图 18 为压气机各部件的熵产与熵增的对比验证。将总熵产率 S_p 在各部件上进行体积分,得到各自的熵产。由图 18 可知,熵产和熵增的比例相近,证明熵产可以表示熵的增量。SW 的总熵产最小,其中叶轮熵产占比最大。与 SW 相比,RCT 在各部件上均产生了额外的熵产,其中主要的熵产增幅来源于叶轮及 RCT 自身,可见 RCT 并未减弱叶轮流道中的熵产,并在自身内部存在不可忽视的熵产源,造成了 RCT 总压升的下降。与 Vaneless RCT 相比,

Vaned RCT 改善了叶轮、扩压器部件的流动状态,减少了部分熵产。不论是从熵产或者熵增来看, Vaned RCT 与 SW 相比改善了有叶扩压器的流动状态。但由于 Vaned RCT 流道中气流方向的大幅度改变,其 RCT 内部的熵产增大。

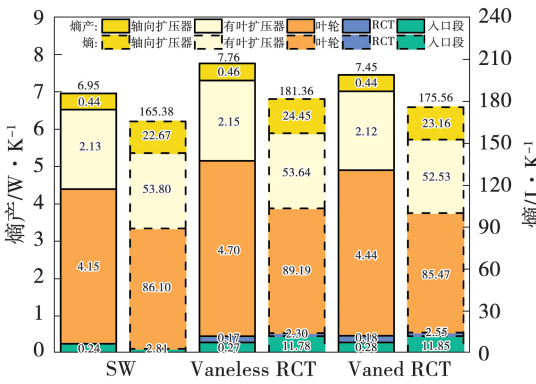


图 18 压气机部件的熵产及熵增统计图
Fig. 18 Statistical chart of entropy generation and entropy increase for compressor components

图 19 为经周向平均后的子午面熵产率分布云图。

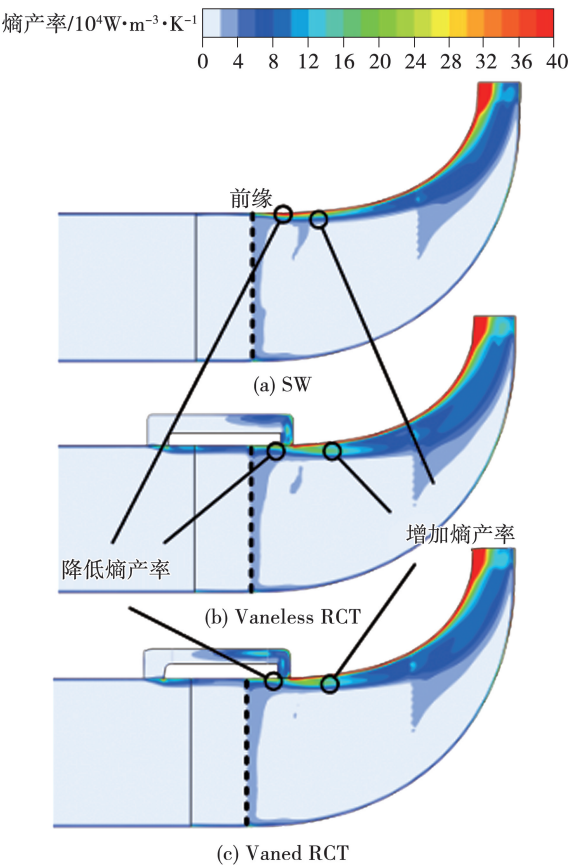


图 19 周向平均后的子午面熵产率分布图
Fig. 19 Circumferentially averaged meridional entropy generation rate distribution diagrams

由图 19 可知,RCT 显著降低了导风轮叶顶熵产率,这与叶顶载荷的减小、激波的偏转和 RCT 的抽吸作用密切相关。但是,在循环槽下游出现了额外的高熵产率区,而 Vaned RCT 在一定程度上缩小了该高熵产率区。

图 20 统计了熵产分量对压气机各部件熵产的贡献。由图 20 可知,在叶轮和扩压器中的主要熵产

来源于湍流耗散熵产与脉动温度热传导熵产,其中湍流脉动引起的耗散占主要贡献,该结果与文献 [26] 观察的现象一致。这表明在叶轮和扩压器流动中存在高雷诺数的湍流流动,导致大部分熵产损失。此外,直接时均耗散熵产在叶轮通道中有所贡献,而在进口流道、RCT 及轴向扩压器中, $S_{p,D}$ 、 $S_{p,T}$ 及 $S_{p,T}$ 均可忽略不计。

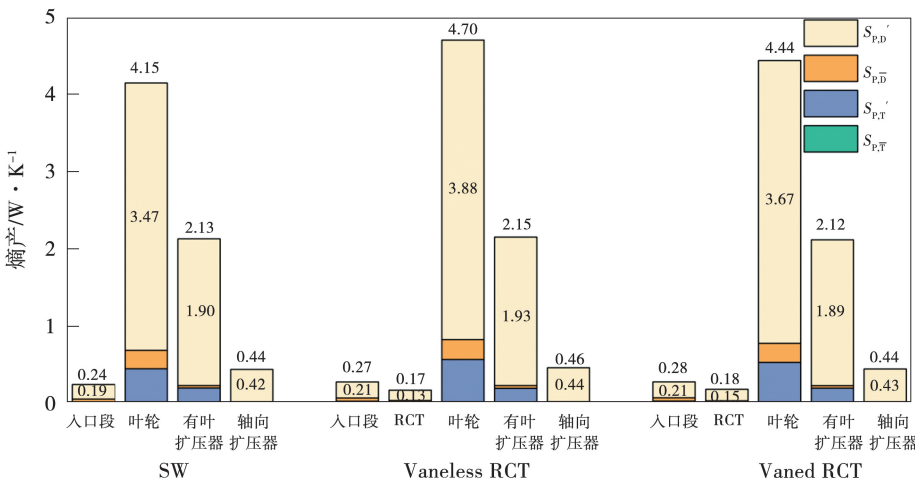


图 20 压气机部件的熵产来源统计图

Fig.20 Statistical chart of entropy generation source for compressor components

3 结 论

本文采用 CFX 软件对 SW、Vaneless RCT 及 Vaned RCT 3 种离心压气机进行仿真,分析了两种 RCT 的流动控制机制和流场特性,主要结论如下:

(1) RCT 降低了循环流影响叶高范围外的入射角及导风轮叶顶载荷,减弱了 TLV、PV 与激波交互作用的影响,同时受循环流带来的总温、总压影响,导风轮的流动状态得到改善,流量耐受能力增强,离心压气机的质量流量范围扩大了 5% ~ 7%。

(2) RCT 引起的吸力面流道堵塞削弱了叶轮出口的流通能力,同时,循环流降低了导风轮的叶顶载荷,二者综合导致压气机的做功能力下降。并且,RCT 还造成了各部件额外的熵产损失,其中叶轮的损失增量最大,叶轮的主要熵产率来源于叶轮的湍流耗散及脉动温度热传导。

(3) 与 Vaneless RCT 相比,Vaned RCT 对于流道中的低能流体区具有更强的抽吸效应,并且对循环槽下游的流道逆压梯度进行重新分配,更加有效缓解了流道内的堵塞状态,使压气机的质量流量范围进一

步扩大了 2%;通过负预旋流降低了进口叶顶处的欧拉功积分量,做功能力小幅提高;缓解了循环槽后的熵产增量,并降低了有叶扩压器的损失,最大压比增大了 4.3%。

参考文献:

[1] FISHER F B. Application of map width enhancement devices to turbocharger compressor stages [J]. SAE Technical Paper, 1988;880794.

[2] 康剑雄,黄国平,朱俊强,等. 离心压气机失速模式及自循环机匣处理的作用机制[J]. 航空动力学报, 2015, 30 (12): 2960 - 2969.

KANG Jianxiong, HUANG Guoping, ZHU Junqiang, et al. Stall mode of centrifugal compressor and mechanism of self-recirculating casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30 (12): 2960 - 2969.

[3] 康剑雄,黄国平,朱俊强,等. 离心压气机自循环机匣处理扩稳机理分析[J]. 航空学报, 2014, 35 (12): 3264 - 3272.

KANG Jianxiong, HUANG Guoping, ZHU Junqiang, et al. Mechanism analysis of stability enhancement by self-recirculating casing treatment for centrifugal compressor[J]. Acta Aeronauticae Astronautica Sinica, 2014, 35 (12): 3264 - 3272.

[4] 卜远远,楚武利,张皓光,等. 高压比离心叶轮自循环机匣处理

- 扩稳研究[J]. 推进技术, 2013, 34(2): 194–201.
- BU Yuanyuan, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Stability improvement in high pressure-ratio centrifugal impeller with self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(2): 194–201.
- [5] ZHENG X, ZHANG Y, YANG M, et al. Stability improvement of high-pressure-ratio turbocharger centrifugal compressor by asymmetrical flow control—Part II: Nonaxisymmetrical self-recirculation casing treatment [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021007.
- [6] TAMAKI H. Effect of recirculation device on performance of high pressure ratio centrifugal compressor [C] // ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Glasgow, UK, 2010.
- [7] LIU X G, JIN H Z. Effect of different bleed slot positions and negative pre-swirl vanes on the performance of centrifugal compressor with recirculation casing treatment [J]. Physics of Fluids, 2025, 37(2): 026124.
- [8] SIVAGNANASUNDARAM S, SPENCE S, EARLY J, et al. An impact of various shroud bleed slot configurations and cavity vanes on compressor map width and the inducer flow field [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041003.
- [9] SIVAGNANASUNDARAM S, SPENCE S, EARLY J. Map width enhancement technique for a turbocharger compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(6): 061002.
- [10] PARK C, CHOI Y, LEE K, et al. Numerical study on the range enhancement of a centrifugal compressor with a ring slot system [C] // ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference: Volume 1, Symposia-Parts A, B, C, and D, Hamamatsu, Japan, July 24–29, 2011.
- [11] CHEN H, LEI V. Casing treatment and inlet swirl of centrifugal compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041010.
- [12] TAMAKI H. Effect of recirculation device with counter swirl vane on performance of high pressure ratio centrifugal compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5): 051036.
- [13] YAMAGUCHI S, YAMAGUCHI H, GOTO S, et al. The development of effective casing treatment for turbocharger compressors [C] // 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, UK, 2002.
- [14] CHRISTOU G A, TAN C S, SIRAKOV B T, et al. Haracterizing flow effects of ported shroud casing treatment on centrifugal compressor performance [J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(8): 081005.
- [15] 田红艳, 侯康, 佟鼎, 等. 离心压气机叶片式机匣拓稳流动特性[J]. 内燃机学报, 2023, 41(4): 361–368.
- TIAN Hongyan, HOU Kang, TONG Ding, et al. Stabilizing flow characteristics of a centrifugal compressor with vane casing treatment [J]. Transactions of CSICE, 2023, 41(4): 361–368.
- [16] LOU F, HARRISON H M, BROWN W J, et al. Investigation of surge in a transonic centrifugal compressor with vaned diffuser: Part II—Correlation with subcomponent characteristics [J]. Journal of Turbomachinery, 2023, 145(5): 051004.
- [17] PENG W, ZOU X, QIN S. Design and experiment of casing treatment for a centrifugal compressor [J]. International Journal of Turbo & Jet Engines, 2018, 38(3): 233–244.
- [18] KOCH C C, SMITH L H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1976, 98(3): 411–424.
- [19] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
- [20] ROMEI A, GAETANI P, PERSICO G. Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems [J]. Energy, 2022, 255: 124469.
- [21] LIU C Q, GAO Y S, TIAN S L, et al. Rortex—A new vortex vector definition and vorticity tensor and vector decompositions [J]. Physics of Fluids, 2018, 30(3): 035103.
- [22] 刘超群. Liutex—涡定义和第三代涡识别方法 [J]. 空气动力学学报, 2020, 38(3): 413–431, 478.
- LIU Chaoqun. Liutex-third generation of vortex definition and identification methods [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2020, 38(3): 413–431, 478.
- [23] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(10/11): 2205–2215.
- [24] KOCK F, HERWIG H. Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(4): 672–680.
- [25] 李志远, 杜娟, 李帆, 等. 通过熵产率构建的两类损失模型计算精度比较 [J]. 工程热物理学报, 2018, 39(9): 1899–1904.
- LI Zhiyuan, DU Juan, LI Fan, et al. Accuracy comparison of two entropy generation rate models based on the RANS/LES method [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(9): 1899–1904.
- [26] 李童希, 王志恒, 王震飞, 等. 基于熵产理论的高负荷离心叶轮流动损失分析研究 [J]. 工程热物理学报, 2024, 45(5): 1350–1358.
- LI Tongxi, WANG Zhiheng, WANG Zhenfei, et al. Flow losses analysis of highly-loaded centrifugal impeller based on entropy generation theory [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(5): 1350–1358.