

多级轴流压气机末级静子叶片串列 改型方法及流动机理研究

陈玲, 琚亚平, 张楚华

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对多级轴流压气机末级静子叶片转折角大、角区分离严重、流动损失显著的问题,以某工业用 6.5 级轴流压气机末级静子为主要研究对象,提出了一种三维串列叶片几何参数化建模方法,能够实现对串列参数沿叶高分布规律、叶片弯掠等三维特征的灵活控制,以支持单列叶片向串列叶片的改型设计,并结合数值计算方法,开展了末级串列静子改型设计对压气机气动性能及内部流场的影响研究。结果表明:对 6.5 级轴流压气机,末级静子叶片由单列改为串列后,6.5 级压气机设计工况绝热效率提高了 0.965%,稳定工况范围有所拓宽;串列叶片缝隙区射流的流动局部加速作用能够抑制角区分离的周向和径向发展;相比机匣附近,轮毂附近串列参数的变化对压气机气动性能的影响更为显著,且周向交错度较轴向重叠度的影响更大。研究成果对多级环境下压气机三维串列叶片设计具有参考价值。

关键词: 三维串列叶片;末级静子;轴向重叠度;周向交错度;多级轴流压气机

中图分类号: TK05 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202210017 **文章编号:** 0253-987X(2022)10-0170-10

Tandem Blading and Flow Mechanism of Last Stator of Multi-Stage Axial Flow Compressor

CHEN Ling, JU Yaping, ZHANG Chuhua

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Currently, the last stator of the multi-stage axial flow compressor is faced with such remarkable problems as large blade turning angle, severe corner separation and significant flow loss. Against this background, we propose a three-dimensional geometrical parameterization method for tandem blades using the last stator of an industrial 6.5-stage axial flow compressor as example. This method enables a flexible control of spanwise distribution of tandem parameters as well as lean and bow of blades, thus supporting the redesign of single blades into tandem blades. Using the numerical methods, we also investigate the impact of tandem blades on the aerodynamic performance and internal flow field of the whole compressor. The following results are obtained; 1) The adiabatic efficiency of the 6.5-stage axial flow compressor increased by 0.965% under the design conditions after the single-blade configuration of the last stator is redesigned into a tandem-blade one, and the operating range was also widened; 2) The local jet-like acceleration in the slit region of the tandem blade is observed to be responsible for the suppression of circum-

收稿日期: 2022-03-05。 作者简介: 陈玲(1997—),女,硕士生;琚亚平(通信作者),女,副教授,博士生导师。 基金项目: 国家重大科技专项资助项目(J2019-II-0017-0038, 2017-II-0006-0020)。

网络出版时间: 2022-05-23

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220520.1409.002.html>

ferential and radial development of the corner separation; 3) The tandem parameters at the hub have a greater impact on the aerodynamic performance of the compressor than at the tip, and the percent pitch than the axial overlap. The three-dimensional parametric modeling method for tandem blades proposed in this work and the findings of flow improvement mechanism of three-dimensional tandem blades have reference value for the design optimization of three-dimensional tandem blades.

Keywords: 3D tandem blade; last stator; axial overlap; percent pitch; multi-stage axial flow compressor

作为大型工业压缩系统、航空发动机和重型燃气轮机的关键核心部件之一,轴流压气机尺寸、质量占比大且内部流动复杂,其负荷水平、气动效率、稳定运行范围直接影响着整机效能的发挥。串列叶片作为一种被动流动控制技术^[1-5],由前后两排周向交错排列、流向分开或重叠的叶片构成,旨在通过缝道区的流动局部加速作用,提升后排叶片边界层内的流体动量,抑制或消除流动分离,在高负荷风扇/压气机^[6]及高负荷末级静子^[7]中具有较好的应用前景。

在二维串列叶栅研究方面,Spraglin等^[8]最早开展串列叶栅的理论计算,随后Sachmann等^[9]利用高亚音速风洞实验测量了串列叶栅性能,二者工作初步验证了串列叶片能够同时满足高负荷叶片的高压比、高效率 and 宽工况的设计需求。最近,Liu等^[10]研究了轴流压气机串列叶片的负载极限。鉴于轴向重叠度和周向交错度是二维串列叶栅的两个重要影响参数,王宝潼等^[11]发现串列叶片式离心叶轮的周向交错度对气动性能有较大影响。Mcglumphy等^[12-13]使用数值计算方法研究了串列叶栅气动性能及内部流场,发现低轴向重叠度与高周向交错度有利于改善串列叶片的气动性能,为串列叶片设计提供了改进方向。Ju等^[4]和Herget等^[14]将机器学习与优化算法相结合,分别对高亚音和跨音速串列叶栅进行了多目标优化设计。从上述文献可以看出,目前二维串列叶片流动机理认识与最佳串列配置参数研究已趋于成熟,但三维串列叶片由于存在不同展向截面之间的流动迁移和角区分离现象,现有的二维串列叶栅流动机理及串列配置参数方案可能不再适用于三维串列叶片。

迄今为止,已有学者陆续开展了三维串列叶片的相关研究。在实验方面:Railly等^[15]、Brent等^[16]和Tesch等^[17]通过开展三维串列叶片的实验研究,探究了不同串列参数和进口条件对串列叶片性能的影响;Wu等^[18]通过对串列叶栅进行低速风洞实验测量,给出前后排叶片弯度比大于1、弦长比为1的推荐值。但是,这些实验研究均主要关注串列叶片

50%叶高处的气动性能,未能揭示三维串列叶片与端壁的相互影响。在数值研究方面:为揭示三维串列叶片流动机理及最佳配置参数,Shen等^[19]和Singh等^[20]数值模拟了串列叶片叶顶间隙和轴向重叠度的影响;Schlaps等^[21]对三维串列叶片进行了优化设计,结果表明,与单列相比,串列叶片具有更小的流动损失和更宽的工作范围。

从现有的三维串列叶片研究中可得出两点结论:一是三维串列叶片在一定程度上能降低流动损失,拓宽工况范围;二是影响串列叶片性能的参数主要有轴向重叠度、周向交错度、前后排叶片弯角比等。鉴于多级轴流压气机末级静子叶片具有叶片转折角大、角区分离严重、流动损失显著的特点,采用串列叶片代替单列叶片,具有扩稳增效的潜在优势。但是,目前三维串列叶片的改型设计方法尚不成熟,其对压气机气动性能影响的物理机制尚不明晰,在多级压气机末级中的应用更是鲜有研究。

本文以工业用6.5级轴流压气机末级静子^[22]为应用对象,提出一种三维串列叶片参数化建模方法,并借助数值计算方法研究三维串列叶片的气动性能及串列几何与端壁的作用机理,分析轮毂和机匣附近不同串列参数配置对整机气动性能的影响,为三维串列叶片改型设计提供参考。

1 串列叶片参数化建模

1.1 二维串列叶片参数

串列叶片由前排叶片(front airfoil, FA)和后排叶片(after airfoil, AA)组成,在前排叶片和后排叶片之间形成缝隙流道区,前排叶片压力面的流体通过缝隙区实现加速,吹除前排叶片尾迹的低能流体,并在后排叶片形成新的边界层,阻止后排叶片吸力面边界层的分离,降低流动损失^[4]。图1展示了二维串列叶片的几何控制参数,图中各参数定义如下:

(1)弦长比 C_R ,后排叶片与前排叶片的弦长之比(C_{AA}/C_{FA}),表示后排叶片与前排叶片之间尺寸分配关系;

(2)弯角比 θ_R , 后排叶片与前排叶片的叶型转折角之比(θ_{AA}/θ_{FA}), 能够反映后排叶片与前排叶片之间气动载荷分配;

(3)轴向重叠度 Z_R , 前后排叶片之间沿轴向的距离与弦长的比值($\Delta Z_1/\Delta Z_2$);

(4)周向交错度 T_R , 前后排叶片在圆周方向错开的距离与栅距的比值(t/s), 轴向重叠度 Z_R 和周向交错度 T_R 共同决定缝隙区流道尺寸;

(5)安装角差值 ΔK , 前排叶片出口安装角与后排叶片进口安装角之差($K_{21}-K_{12}$), 近似表示后排叶片来流攻角。

在单列叶片向串列叶片改型的过程中, 在各叶高处, 二维串列叶片的等效弦长、等效稠度与单列叶片保持一致, 且前叶片进口安装角和后叶片出口安装角分别于单列叶片进出口安装角保持一致, 具体依据详见文献[4]。

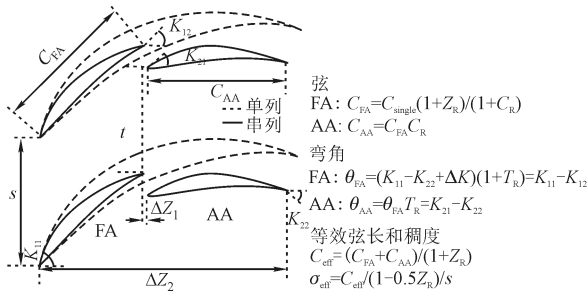


图 1 二维串列参数定义

Fig. 1 Geometric definition of two-dimensional tandem blade

1.2 三维串列叶片建模

三维串列叶片参数化建模过程如图 2 所示, 三维参数化建模共有 25 个参数(见表 1)。参数可分为 3 类:

(1)串列几何控制参数, 图 2(a)为三维串列几何控制参数生成过程, 共有 15 个控制参数, 控制 3 个叶高处(100%、50%、0%)缝隙区尺寸参数与串列叶片前后负载参数, 具体生成过程见图 3;

(2)叶片弯掠参数, 图 2(b)为串列叶片弯掠控制参数, 共有 6 个;

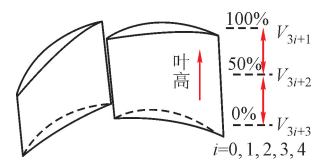
(3)轮毂控制参数, 图 2(c)为串列叶片轮毂控制参数, 共有 4 个。

在多级环境下, 叶片进口条件沿叶高不同, 因叶高发生变化, 如图 3 所示。 $V_1 \sim V_3$ 、 $V_4 \sim V_6$ 、 $V_7 \sim V_9$ 、 $V_{10} \sim V_{12}$ 、 $V_{13} \sim V_{15}$ 分别代表弯角比、弦长比、轴向重叠度、周向交错度、安装角差值在 100%、50%、0%叶高处的控制参数(Bezier control point, BCP)。采用二阶 Bezier 曲线生成沿叶高方向上的控制曲线, 描述三维串列叶片参数沿叶高的变化。需要说明的是, 在生成二维叶型的过程中, 基于

NACA65 系列叶型, 生成各叶高中弧线与 100%叶高厚度分布, 为保证叶片强度, 其余叶高绝对厚度及其分布与 100%叶高保持一致。

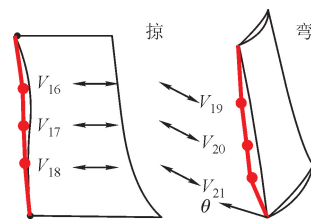
叶片弯掠设计影响叶片轴向和径向载荷分布, 图 2(b)中, $V_{16} \sim V_{18}$ 、 $V_{19} \sim V_{21}$ 分别控制前排叶片前缘线的轴向和周向坐标, 前排叶片沿此线进行积叠, 控制前排叶片的掠和弯。后排叶片的弯掠由串列参数轴向重叠度和周向交错度沿叶高分布决定。

轮毂控制参数能有效控制角区分离的发展, 末级静子的流动损失主要由角区分离造成, 图 2(c)中 $V_{22} \sim V_{25}$ 控制轮毂线的径向坐标, 采用 5 阶 Bezier 曲线生成叶片轮毂线。

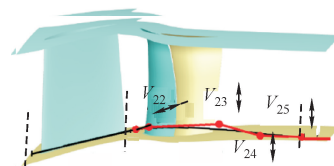


串列参数: $\theta_R(i=0)$, $C_R(i=1)$, $Z_R(i=2)$, $T_R(i=3)$, $\Delta K(i=4)$

(a) 串列几何控制参数



(b) 串列弯掠参数



(c) 串列轮毂参数

图 2 三维串列叶片参数化建模

Fig. 2 Geometric parameterization of three-dimensional tandem blade

表 1 三维串列几何控制参数

Table 1 Geometric controlled parameters of three-dimensional tandem blade

串列控制参数	数量	串列控制参数	数量
弯角比	3	ΔK	3
弦长比	3	弯控制参数	3
轴向重叠度	3	掠控制参数	3
周向交错度	3	轮毂控制参数	4

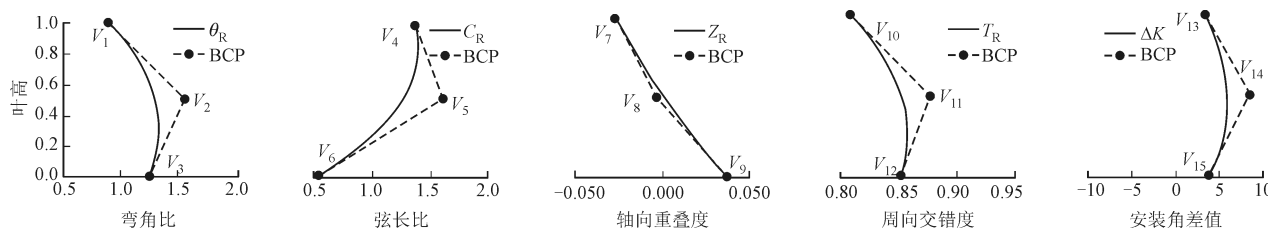


图 3 串列几何控制参数沿叶高的分布

Fig. 3 Geometric controlled parameters along span of tandem blade

2 数值计算方法

2.1 几何模型

研究对象为工业用 6.5 级轴流压气机^[22],该轴流压气机叶栅通道如图 4 所示,包含进口导叶片和 6 排动静叶片。原始 6.5 级轴流压气机末级静子为大弯角叶片,为典型的高转角、高负荷、流动复杂的叶片,对其进行串列改型,改型后弯角比、弦长比、轴向重叠度、周向交错度、安装角差值数值分别为 2、1、0、0.9、0,前排叶片前缘线和轮毂保持不变。

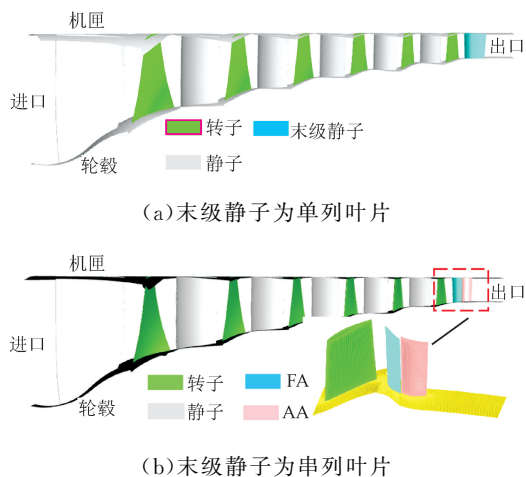


图 4 6.5 级轴流压气机通道

Fig. 4 Flow passage of 6.5-stage axial compressor

2.2 数值方法

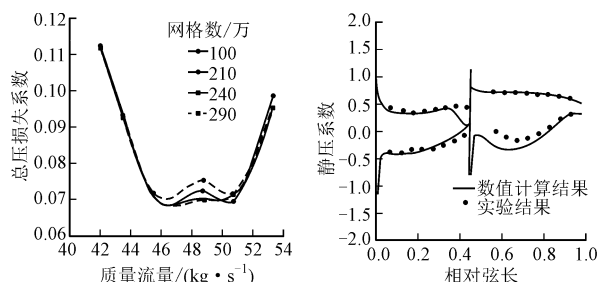
流场计算网格采用 Numeca Autogrid5 生成,串列静子前后排叶片均采用 O4H 型多块结构化网格。

采用雷诺平均纳维-斯托克斯方程计算原始轴流压气机与串列改型后的轴流压气机气动性能及流场,湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型,计算域进口给定总温、总压、气流进气角,出口给定静压,叶片表面与端壁均给定绝热无滑移条件。对近壁面网格适当加密,满足湍流模型要求的 $y^+ < 10$ 。

2.3 模型验证与确认

1974 年,美国宇航局的 Brent 等^[16]对三维串列

叶栅进行了实验研究,串列叶片采用双圆弧叶型,本文以此串列叶片作为模型验证与确认算例。图 5(a)展示了不同网格数下得到的串列叶片总压损失系数。可以看出,当网格数由 240 万增加到 290 万时,损失系数几乎保持不变,因此该串列叶片网格数采用 240 万。图 5(b)展示了质量流量为 $48.48 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,串列叶片 50% 叶高处叶片表面静压系数的数值计算结果与实验结果。可以发现,计算结果与实验数据吻合良好,数值方法可用于三维串列叶片流动计算和性能分析。



(a) 网格无关性验证 (b) 数值计算与实验结果对比

图 5 串列叶片数值方法验证

Fig. 5 Verification and validation of numerical method for tandem blade

本文在对 6.5 级轴流压气机进行数值计算时,进口导叶片至第 6 级转子网格采用与文献^[22]相同的网格数目与分布。末级静子经过网格无关性验证后,网格数目采用 270 万。

3 单列串列叶片气动性能

3.1 气动性能曲线

图 6 展示了不同质量流量下,末级为单列静子与串列静子的 6.5 级轴流压气机绝热效率与总压比对比。可以看出:在设计工况(最高效率点)下,串列叶片轴流压气机绝热效率提高了 0.965%,总压比没有显著变化;在小流量工况,串列叶片轴流压气机的失速裕度有所拓宽,整机绝热效率和总压比在近

失速点分别提升约 1.25% 和 2.1%; 在大流量工况, 串联叶片轴流压气机的绝热效率和总压比较单列叶片未发生显著变化。

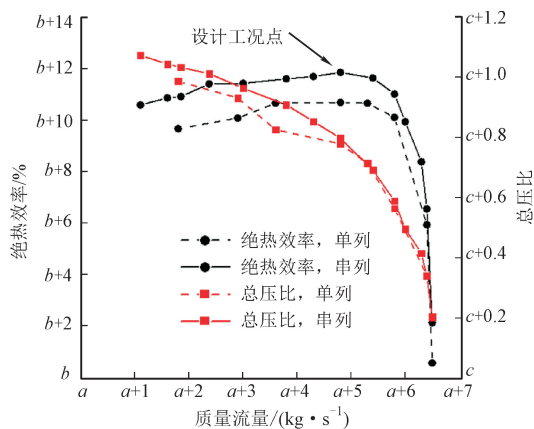


图6 末级单列/串联静子条件下压气机气动性能对比

Fig. 6 Comparison of aerodynamic performance of 6.5-stage axial compressor between single and tandem stator in the last stage

3.2 流动损失分析

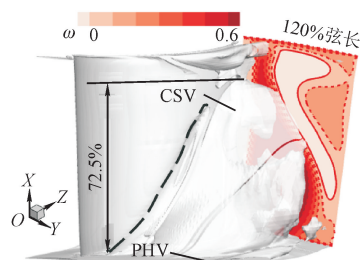
3.2.1 Q 准则与流动损失分析

Q 准则用来评判涡的大小和位置^[23], 总压损失系数 ω 反映流动损失, 定义为

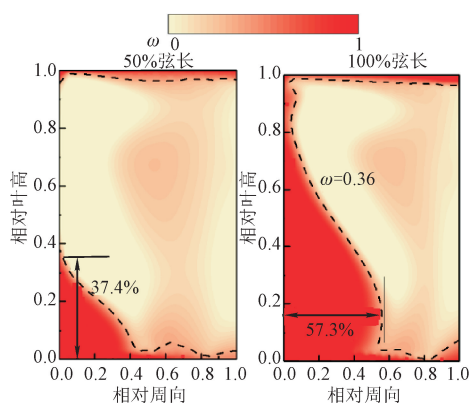
$$\omega = \frac{P_{t1} - P_t}{P_{t1} - p_1} \quad (1)$$

式中 P_{t1} 、 p_1 和 P_t 分别表示末级静子进口平均总压、进口平均静压及当地总压。基于上述定义计算所得末级串联静叶较单列静叶的总压损失减小约 30.3%。图 7 展示了设计工况下, Q 准则数为 5×10^6 的三维等值面分布与下游 50%、100% 和 120% 弦长处的总压损失系数分布。可以看出, 流道涡主要包括角区分离涡 (corner separation vortex, CSV) 和压力面马蹄涡 (pressure horse shoe vortex, PHV), 三维涡分布与总压损失分布定性一致, 涡聚集的区域总压损失更大。对于单列叶片, 角区分离始于叶片前半部分且占据约 72.5% 叶高, 压力面马蹄涡在横向压力梯度下向吸力面迁移, 使得角区分离涡进一步壮大, 而吸力面马蹄涡逐渐消失^[24]。此外, 大流动损失区域 (图 7 中红色区域, $\omega > 0.36$) 在 50% 弦长处达到了 37.4% 叶高, 在 100% 弦长处达到了 57.3% 周向宽度。对于串联叶片, 角区分离涡区域明显减小且占据约 41.5% 的叶高^[2], 其主要由于缝隙区的局部加速作用抑制了角区分离的周向与径向发展。此外, 串联叶片通道内的大流动损失区域在径向和周向方向尺寸都比单列叶片有所减

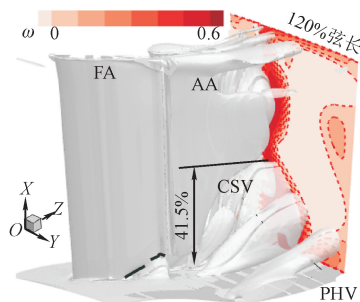
小, 在 50% 弦长处达到了约 13% 叶高, 在 100% 弦长处达到了约 33.3% 周向宽度。



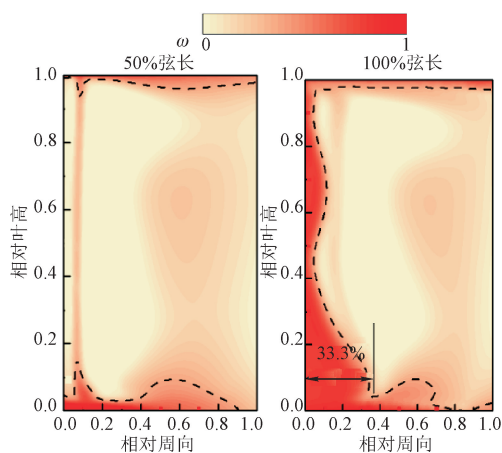
(a) 单列 Q 等值面分布



(b) 单列横截面总压损失



(c) 串联 Q 等值面分布



(d) 串联横截面总压损失

图7 末级静子 Q 等值面与总压损失系数分布

Fig. 7 Distribution of Q ISO-surface and total pressure loss coefficient of last stator

3.2.2 近壁面极限流线与鞍节点分布

壁面极限流线与鞍节点分布显示近壁面流动特性,有助于对流动展开更为细致的分析。图 8 展示了设计工况叶片吸力面极限流线与靠近轮毂处(5%叶高)流线分布以及 5%、50%、95%叶高初轴向速度分布。可以看出,对于单列叶片,角区分离起始于 S_1 和 N_1 点^[25],从 S_1 点开始,在逆向压力梯度的作用下,流体脱离轮毂面沿径向向上发展,并逐渐发展至机匣附近。同时,从 N_1 点开始,部分轮毂面流体脱离轮毂从吸力面向压力面流动,发生分离,并在下游发展多个螺旋点(N_2 、 N_3 、 N_4)。对于串列叶片,角

区分离起始于 S_1 和 N_1 点,但缝隙区的加速流体抑制了 S_1 点处的流体分离,在后排叶片 S_2 处再次发生分离,并沿展向发展。在周向方向, N_1 螺旋点附近的分离亦受到抑制,在叶片下游,形成螺旋点 N_2 。此外,在后排叶片进口处形成的鞍点(S_3),使得壁面横向流动趋势得以加强。对比生成节点数,串列叶片生成的节点数少于单列叶片。综上可知,在缝隙区局部加速作用下,串列叶片角区分离的周向和径向迁移受到抑制,在 5%和 50%叶高处的流动分离区域较单列叶片有所减小,且分离点有所推后。但在 95%叶高处流动分离增加。

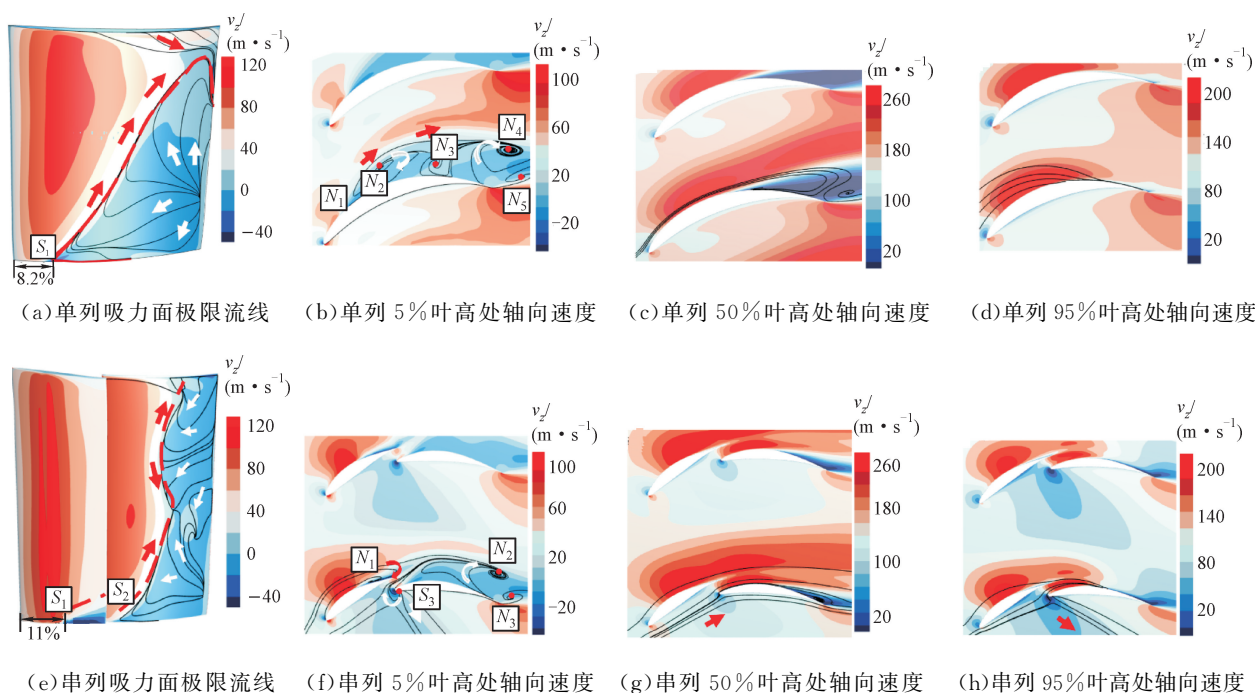


图 8 单列和串列叶片的吸力面极限流线与不同叶高处的轴向速度分布对比

Fig. 8 Comparison of suction surface limited streamlines and axial velocity distributions at different spans between single and tandem blades

3.2.3 不同叶高处的静压系数

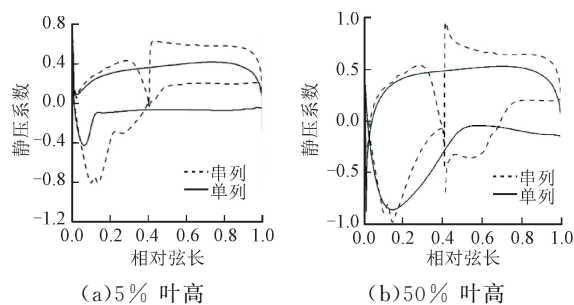
叶片表面静压系数 C_p 能清晰地展示叶片负载分布情况,其定义为

$$C_p = \frac{p - p_1}{P_t - p_1} \quad (2)$$

式中 p 表示当地静压。

图 9 给出了 5%、50%、95%叶高处的叶片表面静压系数。可以看出:在 5%和 95%叶高处,串列前排叶片载荷较单列叶片前半部分分别有所增大和减小,而串列后排叶片载荷较单列叶片后半部分则基本不变;在 50%叶高处,串列前排叶片载荷较单列叶片前半部分有所减少,而后排叶片载荷则有所增大,

载荷基本不变。因此,相较于单列叶片,串列静子在设计工况下的载荷总体不变,且具有轮毂附近加载、机匣附近卸载的特征。



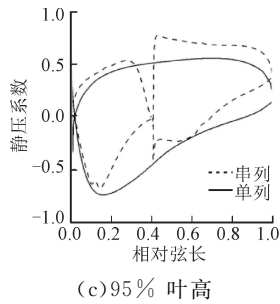


图9 单列和串列叶片不同叶高处的静压系数对比

Fig. 9 Comparison of static pressure coefficient at different spans between single and tandem blades

4 端壁处不同串列参数对比

4.1 计算模型

表2中给出了13种端壁轴向重叠度与周向交错度参数配置模型。其中:模型1为原始串列叶片,其轮毂处和机匣处的轴向重叠度和周向交错度分别为0和0.9;模型2~4仅改变轮毂处的周向交错度;模型5~7仅改变机匣处的周向交错度;模型8~10仅改变轮毂处的轴向重叠度;模型11~13仅改变机匣处的轴向重叠度。在分别改变轮毂和机匣串列参数取值时,其他控制参数保持不变。

表2 串列模型的周向交错度和轴向重叠度

Table 2 Percent pitch and axial overlap for different tandem

串列配置模型编号	串列参数	数值	
		轮毂	机匣
1	周向交错度	0.90	0.90
2		0.95	0.90
3		0.85	0.90
4		0.80	0.90
5		0.90	0.95
6		0.90	0.85
7		0.90	0.80
1	轴向重叠度	0	0
8		0.05	0
9		-0.05	0
10		-0.10	0
11		0	0.05
12		0	-0.05
13		0	-0.10

图10展现了不同末级静子串列参数配置下压气机设计工况的效率差(末级为串列与单列压气机绝热效率之差)。对比串列模型2~4和5~7、8~10和11~13可以看出,串列模型2~4与8~10相对于基本串列模型1效率变化更大,说明改变轮毂处参数轴向重叠度和周向交错度对串列性能的影响更为显著。对比串列模型2~4和8~10、5~7和11~13可以看出,串列模型2~4与5~7相对于基本串列模型1效率变化更大,说明周向交错度比轴向重叠度更为敏感。

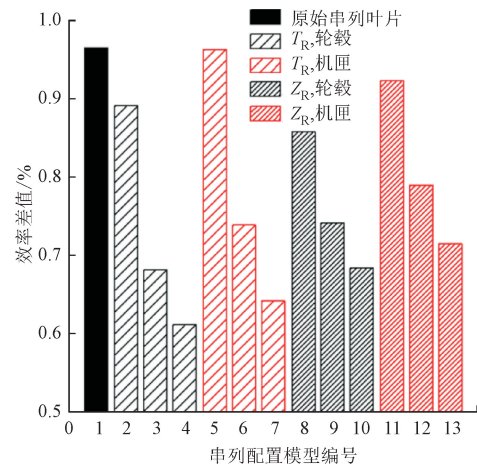


图10 不同串列配置模型下的压气机气动性能对比

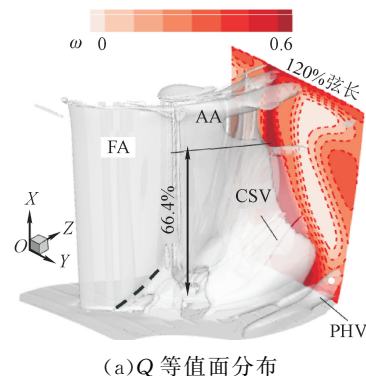
Fig. 10 Comparison of aerodynamic performance of 6.5-stage axial compressor with different tandem parameters

4.2 轮毂处周向交错度为0.8时的串列叶片流动分析

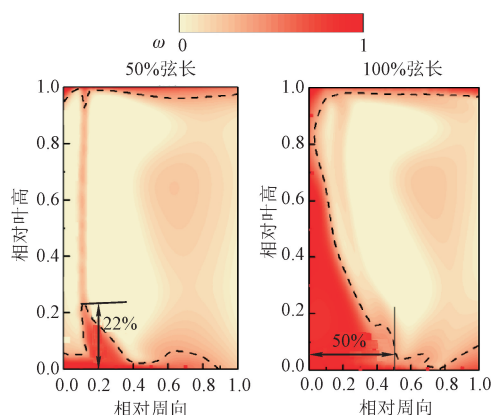
从图10可以看出,当轮毂处周向交错度为0.8时(串列配置模型4),压气机设计工况的效率最低。因此,本小节着重分析设计工况下轮毂处周向交错度为0.8时的流动情况。

4.2.1 Q准则与流动损失分布

当轮毂处周向交错度取值0.8时,串列叶片Q等值面与总压损失系数分布如图11所示。



(a)Q等值面分布



(b)横截面总压损失系数

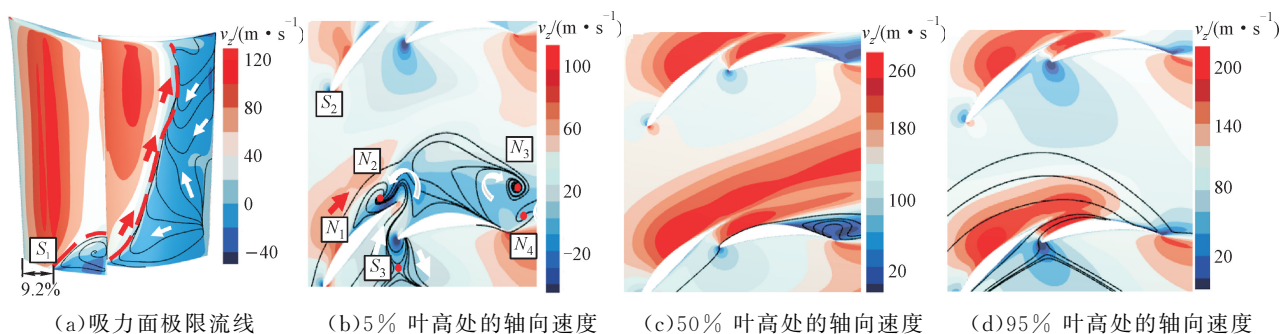
图 11 轮毂处 $T_R=0.8$ 时的串列叶片 Q 等值面与总压损失系数分布Fig. 11 Distributions of Q ISO-surface and total pressure loss of tandem blade with $T_R=0.8$ at hub

可以看出,对比原始叶片,前叶片分离位置提前,角区分离并未受到明显抑制,并向下游与径向继

续发展,占据约 66.4% 叶高,使得后排叶片角区分离与损失增加。在沿流向 50% 弦长处,大总压损失区域(图中红色部分)达到了 22% 叶高;在沿流向 100% 弦长处,大流动损失区域在靠近轮毂处占据了 50% 周向位置。

4.2.2 表面极限流线与不同叶高处的轴向速度分布

图 12 给出了当轮毂处周向交错度为 0.8 时,叶片吸力面极限流线和 5%、50%、95% 叶高处轴向速度分布。同样地,角区分离起始于 S_1 和 N_1 点,前排叶片吸力面靠近轮毂处发生明显分离,但比原始串列叶片分离位置更靠前,且其轴向与径向发展未受到充分抑制,向下游发展。观察 5% 叶高处的流线分布,发现缝隙区的加速效果并不明显,反而卷吸前排叶片吸力面的低速流体,使得螺旋点 N_2 范围与尺寸增加,分离区继续向下游发展,形成了更大范围和强度的螺旋点 N_3 ,螺旋点 N_3 脱离壁面,使得角区分离涡继续增大,50% 叶高处分离区域进一步增大。



(a)吸力面极限流线

(b)5% 叶高处的轴向速度

(c)50% 叶高处的轴向速度

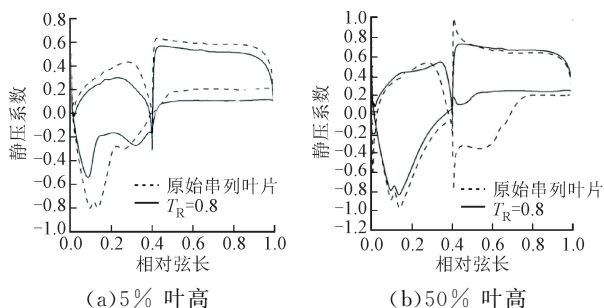
(d)95% 叶高处的轴向速度

图 12 轮毂处周向交错度为 0.8 时串列叶片吸力面的极限流线与不同叶高处的轴向速度

Fig. 12 Distribution of suction surface limited streamlines and axial velocity at different spans with $T_R=0.8$ at hub

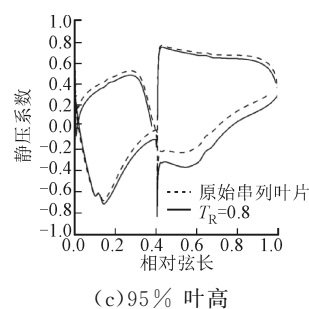
4.2.3 不同叶高处的静压系数分布

图 13 给出了当轮毂处周向交错度为 0.8 时,不同叶高处与原始串列叶片 ($T_R=0.9$) 表面静压系数对比。可以看出,在 5% 叶高处前排叶片和 50% 叶高处后排叶片的载荷均显著下降,95% 叶高处的载荷稍有增加,串列叶片载荷总体下降。原因在于缝隙区加速作用削减,且轮毂处角区分离向叶中径向迁移。



(a)5% 叶高

(b)50% 叶高



(c)95% 叶高

图 13 轮毂处周向交错度为 0.8 和 0.9 (原始模型) 时串列叶片不同叶高处的静压系数对比

Fig. 13 Comparison of static pressure coefficient at different spans between tandem blades with $T_R=0.8$ at hub and $T_R=0.9$ (baseline)

5 结 论

本文提出了三维串列叶片参数化建模方法,共

有25个控制参数,包括串列叶片不同叶高处前后排叶片弦长与弯角比、轴向重叠度、周向交错度、安装角差值以及叶片弯掠与轮毂参数。将某工业用6.5级压气机末级静子叶片改型为三维串列叶片,得出以下结论。

(1)对于末级静子叶片弯角大的工业用6.5级轴流压气机,串列叶片的改型设计将整机设计点绝热效率提高了0.965%,总压比基本不变,串列叶片载荷分布相较单列叶片具有轮毂附近加载、机匣附近卸载的特点。串列叶片气动性能有所提升的原因在于缝隙区的局部射流加速作用为轮毂附近低能流体注入更多能量,抑制了角区分离流向周向和径向的发展,流动损失随之减小。

(2)通过改变轮毂与机匣处的轴向重叠度和周向交错度,发现轮毂处串列参数的变化对气动性能的影响更为显著。周向交错度比轴向重叠度影响更大,过小的周向交错度对应过大的缝隙区流道,使得轮毂处低动量流体未能得到充分加速,并卷入前排叶片吸力面分离流体中。故合理的串列参数配置是发挥三维串列叶片潜能的重要前提,后续将开展整机环境下末级静子三维串列叶片的全局优化设计。

参考文献:

- [1] CHU Wuli, LI Xiangjun, WU Yanhui, et al. Reduction of end wall loss in axial compressor by using non-axisymmetric profiled end wall: a new design approach based on end wall velocity modification [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 55: 76-91.
- [2] TANG Yumeng, LIU Yangwei, LU Lipeng. Evaluation of compressor blading with blade end slots and full-span slots in a highly loaded compressor cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2019, 141(12): 121002.
- [3] HERGT A, MEYER R, ENGEL K. Effects of vortex generator application on the performance of a compressor cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2): 021026.
- [4] JU Yaping, ZHANG Chuhua. Multi-objective optimization design method for tandem compressor cascade at design and off design conditions [C]//ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2010: 785-796.
- [5] 朱玉杰, 琚亚平, 张楚华. 叶栅叶型正反设计的伴随优化方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(1): 100-105, 174.
ZHU Yujie, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Adjoint optimization for direct and inverse design of cascade blade profiles [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(1): 100-105, 174.
- [6] HASEGAWA H, MATSUOKA A, SUGA S. Development of highly loaded fan with tandem cascade [C]//41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reston, VA, USA: AIAA, 2003: AIAA 2003-1065.
- [7] BAMMERT K, BEELTE H. Investigations of an axial flow compressor with tandem cascades [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1980, 102(4): 971-977.
- [8] SPRAGLIN W E. Flow through cascades in tandem [J]. *Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics*, 1951, 8(3): 280-292.
- [9] SACHMANN J, FOTTNER L. Highly loaded tandem compressor cascade with variable camber and stagger [C]//ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 1993: V03AT15A086.
- [10] LIU Baojie, ZHANG Chuanhai, AN Guangfeng, et al. Using tandem blades to break loading limit of highly loaded axial compressors [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2022, 35(4): 165-175.
- [11] 王宝潼, 张楚华, 席光, 等. 串列叶片式离心叶轮内流场的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2007, 41(11): 1275-1278, 1283.
WANG Baotong, ZHANG Chuhua, XI Guang, et al. Numerical study on internal flows in centrifugal tandem-blade impeller [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2007, 41(11): 1275-1278, 1283.
- [12] MCGLUMPHY J, NG W F, WELLBORN S R, et al. Numerical investigation of tandem airfoils for subsonic axial-flow compressor blades [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(2): 021018.
- [13] MCGLUMPHY J, NG W F, WELLBORN S R, et al. 3D numerical investigation of tandem airfoils for a core compressor rotor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(3): 031009.
- [14] HERGT A, GRUND S, KLINNER J, et al. Some aspects of the transonic compressor tandem design [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2019, 141(9): 091003.
- [15] RAILLY J W, EL-SARHA M E. An investigation of the flow through tandem cascades [C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Conference. London, UK: IMechE, 1965: 66-73.
- [16] BRENT J A, CLEMMONS D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: NASA CR-120938 [R]. Washington DC, USA: NASA, 1974.

- [17] TESCH A, LANGE M, VOGELER K, et al. An experimental investigation of a tandem stator flow characteristic in a low speed axial research compressor [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V02AT37A029.
- [18] WU Guochuan, ZHUANG Biaonan, GUO Bingheng. Experimental investigation of tandem blade cascades with double-circular ARC profiles [J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1988, 5(1/2/3/4): 163-170.
- [19] SHEN Chun, QIANG Xiaoqing, TENG Jinfang. Numerical and experimental investigation of an axial compressor flow with tandem cascade [J]. Journal of Thermal Science, 2012, 21(6): 500-508.
- [20] SINGH A, MISTRY C S. Study on effect of axial overlap on tip leakage flow structure in tandem bladed low speed axial flow compressor [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2019: V02AT39A029.
- [21] SCHLAPS R C, SHAHPAR S, GÜMMER V. Automatic three-dimensional optimisation of a modern tandem compressor vane [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V02BT39A035.
- [22] LEI Fan, JU Yaping, ZHANG Chuhua. A rapid and automatic optimal design method for six-stage axial-flow industry compressor [J]. Journal of Thermal Science, 2021, 30(5): 1658-1673.
- [23] KOLÁR V. Compressibility effect in vortex identification [J]. AIAA Journal, 2009, 47(2): 473-475.
- [24] GUO Zhengtao, CHU Wuli, CHEN Xiangyi. Study on optimization design and flow control mechanism of little blades in a compressor cascade [C]//ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V02AT32A072.
- [25] GBADEBO S A, CUMPSTY N A, HYNES T P. Three-dimensional separations in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2): 331-339.

(编辑 陶晴 杜秀杰)