

文章编号:1000-8055(2012)10-2278-10

跨声串列静子叶片匹配特性分析及其优化

陶 源, 于贤君 刘宝杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 以数值模拟的方法对串列叶片的匹配特性展开研究, 分析其前后排叶片的工作特点, 并在此基础上利用可控扩散叶型(CDA 叶型)替换常规叶型, 有效提高了叶栅性能. 研究表明: 随来流攻角的变化, 前排叶片的工作状态变化很大, 并且串列叶栅的可用攻角范围几乎只由前排叶片决定; 而后排叶片的攻角由前排叶片落后角确定, 同时前排叶片的尾迹在后排主流区中的堆积能够削弱后排叶片中气流扩压的过程. 前排分离严重的情况下, 后排叶片工作状态反而有所改善. 在分析串列叶片工作特点的基础上, 以 CDA 叶型分别替换常规叶型能够取得良好的效果.

关 键 词: 燃气轮机; 压气机; 串列叶栅; 匹配特性; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Analysis of matching characteristic of transonic tandem stator airfoil and its optimization

TAO Yuan, YU Xian-jun, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-Thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Matching characteristic of tandem airfoil was researched by using numerical simulation. The forward and aft blade working characteristics were analyzed, and then, an attempt to optimize the blades with the controlled diffusion airfoil was made, by doing which a higher cascade performance was achieved. The result indicates that: the working status of forward blade changes obviously with the incidence, and the incidence range of whole stage almost depends on forward blade alone; aft blade incidence depends on the working status of forward blade deviation. Flow diffusion and turning in aft blade is weakened because of forward blade trailing edge's piling up, thus the working status of aft blade is improved on condition that the forward blade has large flow separations. Based on the analysis of tandem airfoil working characteristics, routine blade was replaced with controlled diffusion airfoil and a good result was achieved.

Key words: gas turbine; compressor; tandem cascade; matching characteristic; numerical simulation

提高压气机的级负荷对于缩短航空发动机轴向长度, 提高推质比具有重要的意义. 而制约负荷进一步提高的因素在于吸力面和端壁边界层的分

离. 相比于常规叶片布局, 串列叶片的优势在于可以在后排叶片上重新生成边界层. 这就允许叶片排可以承受更高的气动负荷而不致过大的流动分

收稿日期: 2011-12-16

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2278_011.html

基金项目: 国家自然科学基金(51006007)

作者简介: 陶源(1988—), 男, 浙江绍兴人, 博士生, 研究方向: 串列叶片气动设计. E-mail: crookshanks@sina.cn

离,因此可以取得远高于常规叶片的负荷水平.随着常规设计技术在提高叶片负荷方面逐渐接近极限,近年来,串联叶片技术逐渐成为了高负荷叶轮机设计研究的新的热点.

国外对于串联转子的研究则主要始于上世纪 70 年代.在美国国家航空航天局的资助下,从 1970 年到 1974 年期间,普惠公司在其单级试验台上对跨声^[1-2]和亚声速条件下的串联叶片进行了试验研究^[3-10].跨声速条件下串联转子性能并不如常规转子出色;而亚声速串联转子的性能要优于常规转子.70 年代末,Bammert 等人在多级轴流压气机中间级采用了串联转子设计,并对串联叶片优化设计问题做了大量的工作^[11-13].此后,Wu G 等人在低速条件下对多圆弧串联叶栅进行了研究^[14].近年来,美国弗吉尼亚大学的 McGlumphy 等人以高压压气机出口级为背景对亚声速串联转子进行了大量的研究^[15-16],以验证其应用于核心机末级的可行性.苗厚武等人在 1990 年,通过大量的叶栅实验研究优化了串联叶片前后排叶片的位置关系,在此基础上设计了低压压气机出口级静子并进行了真实发动机实验^[17].作者所在课题组的赵斌博士对串联转子在压气机内部复杂环境中的应用进行了大量深入的全三维数值模拟研究.其研究结果表明跨声串联转子可以达到更高的负荷水平,在负荷系数 0.55 的条件下仍具有良好的性能^[18].为了进一步研究串联叶片的工作特点,探索其优化设计方法,本文选取赵斌设计的高负荷跨声串联风扇出口级静子的叶中截面展开研究,分析了串联叶栅在不同工作条件下的工作特点,并以可控扩散叶型(CDA 叶型)进行了改进优化设计,达到了优化目的.

1 串联叶片的几何、气动参数

表 1、表 2 列出了本文研究的串联叶栅的几

表 1 串联叶栅的几何参数

Table 1 Tandem blade geometrical structure

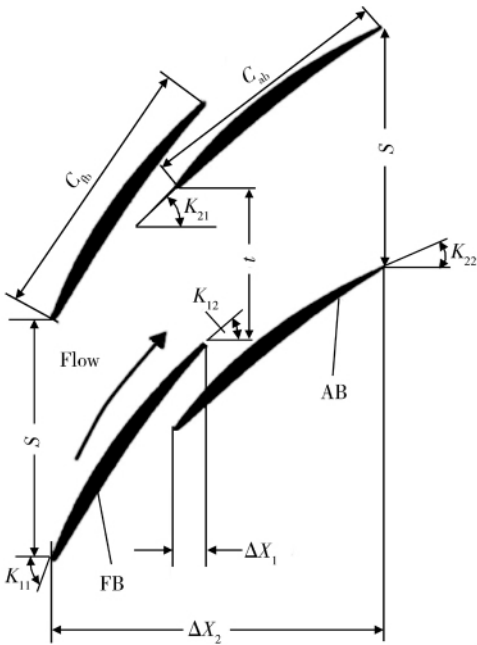
	前排	后排	整级
栅距	0.032	0.032	0.032
弦长	0.035	0.036	0.065
进口几何角/(°)	-59.2	-45.3	
出口几何角/(°)	-40.3	-14.9	
安装角/(°)	-51.5	-28.6	-30.0
稠度	1.094	1.250	2.408
轴向重合度			0.003

何参数以及图 1 中的英文缩写意义.

表 2 术语和缩写

Table 2 Nomenclature and Abbreviation

缩写	全称
AB	后排叶片
FB	前排叶片
LE	前缘
S	栅距
TE	尾缘
<i>t</i>	FB TE 与 AB LE 的间距



轴向重合度 $\Delta X_1/\Delta X_2$; 等效弦长 $C_{eff} = (C_{fb} + C_{ab})/(1 + A_o)$;
等效栅距 $S_{eff} = (1 - 0.5A_o)S$; 等效稠度 $\sigma_{eff} = C_{eff}/S_{eff}$;
节距系数 t/S

图 1 串联叶栅的几何结构^[16]

Fig. 1 Tandem blade geometrical structure

2 数值模拟方法简介

本文采用的数值模拟软件为 ANSYS CFX 13.0. 网格划分方法是采用结构化网格,在前后排叶片分别用 O 型网格包围边界层,流道的其他位置采用 H 型网格(图 2).将前排叶片尾缘压力面的一部分与后排叶片吸力面前缘的一部分对应形成一块拓扑结构,这样在前后排叶片交接位置的正交性也得到了很好的改善.以网格的正交性、长宽比、膨胀比检测网格质量,经过仔细调整参数,网格总数为 33 000 左右,前、后排叶片弦向、周向

网格数分别约为 100。

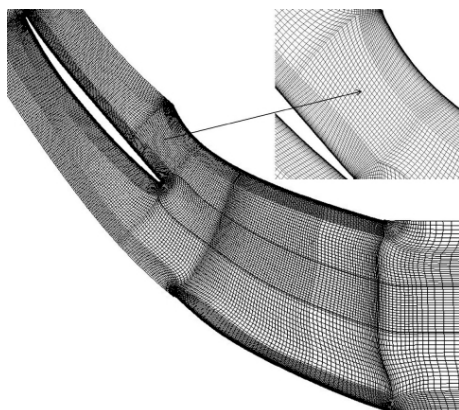


图 2 串列叶栅网格

Fig. 2 Tandem cascade CFD mesh

流体域进口边界条件: 给定总压 (101 325 Pa)、总温 (288.15 K)、来流速度方向以及湍流度; 流体域出口: 给定流量; 流体域周向采用周期性平移边界条件; 叶身表面: 绝热无滑移壁面。本文所选的叶型主要针对风扇出口级及高压压气机进口级的叶片设计, 因此选取常用进口马赫数范围 0.6~0.9 计算并进行分析。

3 串列叶片的气动特点分析

3.1 串列叶片总体特性分析

如图 3, 设计状态下 (进口马赫数为 0.8, 攻角为 0°) 采用常规叶型的串列叶栅 D 因子达到了 0.686, 对应的总压损失系数为 0.057; 在马赫数为 0.9 的工作状态下 D 因子最高甚至达到了 0.743, 体现出串列叶片可以承受高负荷同时损失偏高的特点。进口马赫数为 0.8 时, 可用攻角范围只有 8° , 同时最低损失偏高 (图 4)。

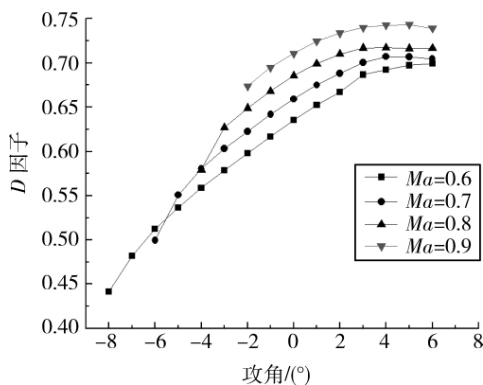


图 3 不同进口马赫数下 D 因子

Fig. 3 D factor at different Mach numbers

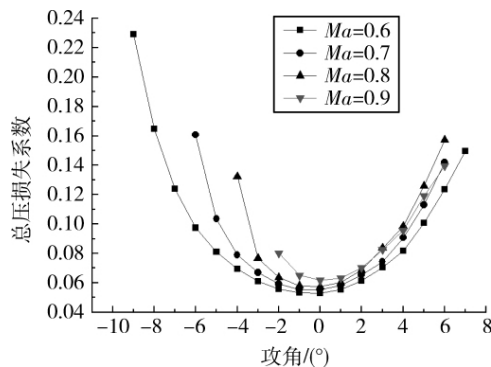


图 4 攻角-马赫数-损失特性

Fig. 4 Performance of tandem cascade at different Mach numbers

3.2 前后排叶片的相互作用

为了理清串列叶片前后排叶片的相互作用关系, 下面首先分析串列条件下前后排叶片的工作特点以及相互的影响。

3.2.1 串列环境下前后排叶片的工作特点分析

不同工作状态下, 前后排叶片的攻角状态可以由叶表静压升系数 ϕ 表现出来 (图 5)。在进口气流角 β_{11} 由负攻角逐渐向正攻角变化的过程中, 前排叶片静压升的分布发生了很明显的改变, 在负攻角状态下, 叶片前缘吸力面静压升甚至会高于压力面静压升。后排叶片的工作状态对 β_{11} 的改变不十分敏感, 始终处于正攻角状态。

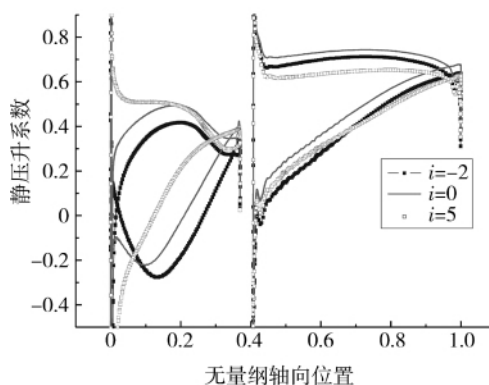


图 5 不同攻角状态下静压升系数分布

Fig. 5 Pressure coefficient at different incidences

后排叶片的攻角状态取决于前排出出口条件, 沿周向平均的前排叶片出口气流角 β_{12} 始终稳定在 $-47^\circ \sim -50^\circ$ 的范围内 (图 6)。因此在前排工作状态变化很大的情况下, 后排叶片始终稳定在 $2^\circ \sim 4^\circ$ 的正攻角状态下工作。

在前排叶片工况变化的情况下, 会导致后排进口马赫数的变化 (图 7)。前排进口马赫数为 0.6,

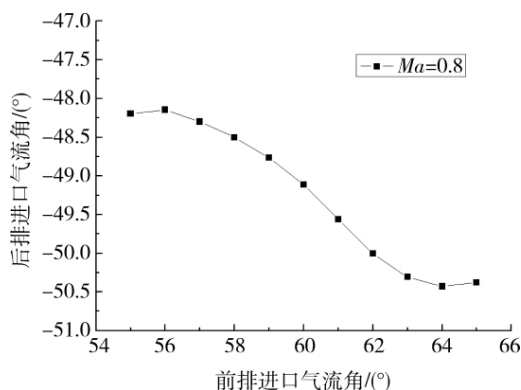


图 6 后排叶片进口气流角

Fig. 6 AB inlet flow angle

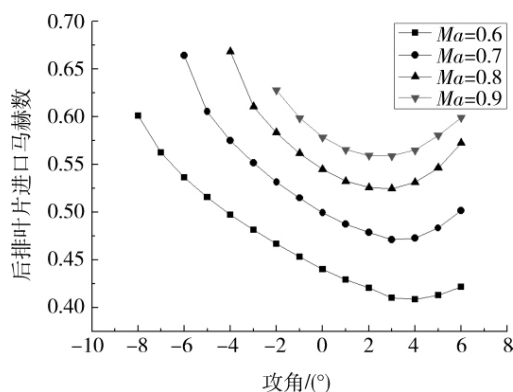


图 7 后排叶片进口马赫数

Fig. 7 AB inlet Mach number

随攻角的变化后排进口马赫数由 0.6011 降低到 0.4087, 变化幅度十分显著, 在较大的正攻角状态下又逐渐上升, 这是由于吸力面附面层的加厚加剧了通道的堵塞效应。

前排叶片的尾迹在后排通道中不断扩散, 并与主流发生掺混是串联叶片的一个重要气动特点。从后排叶片落后角的变化趋势(图 8)可以看出, 当前排处于正攻角状态下, 随攻角逐渐增大, 后排叶片落后角有明显的减小趋势。这正是由于较大的正攻角条件下, 前排叶片的尾迹在后排叶片通道中堆积, 流道堵塞减弱了后排通道中气流扩压的程度, 使沿流向的逆压梯度减小, 推迟了附面层分离的发生。

从前文的分析可以看出: 串联叶栅中前后排叶片的相互作用有以下特点: 随来流攻角的变化, 前排叶片的工作状态变化很大; 后排叶片的工作状态取决于前排叶片。前排对后排叶片的影响包括以下几个方面: ①前排叶片的落后角确定了后排叶片的进口气流角; ②前排叶片负荷变化会对后排叶片进口马赫数产生影响; ③前排叶片的尾迹在后排主流区中的扩散能够改变后排叶片中气

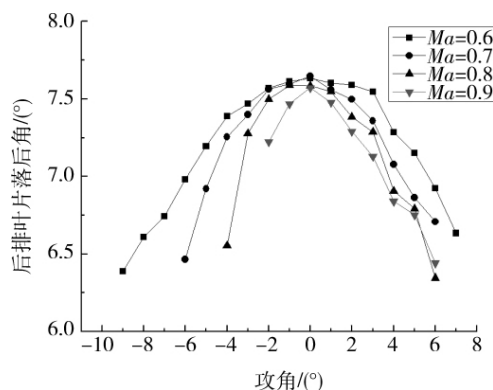


图 8 后排叶片落后角

Fig. 8 AB deviation

流扩压的过程, 在前排叶片分离严重的情况下, 后排叶片工作状态稍有改善。

3.2.2 前排叶片独立工作和串列工作特性对比

计算前排叶片独立工作在进口马赫数为 0.8 情况下的工作特性。将常规条件的模拟结果与串列条件对比发现, 前排叶片损失略有降低, 同时可用攻角范围拓宽了约为 0.5° (图 9)。串列叶栅的可用攻角范围几乎只由前排叶片决定, 说明本文选取的叶型后排对前排的性能影响很小, 属于弱耦合设计。可用攻角范围只有 8° , 并且在负攻角的工作状态下前排叶片损失迅速升高。因此在叶型优化设计中, 以拓宽可用攻角范围, 改善前排叶片在负攻角状态下的性能作为主要目标。

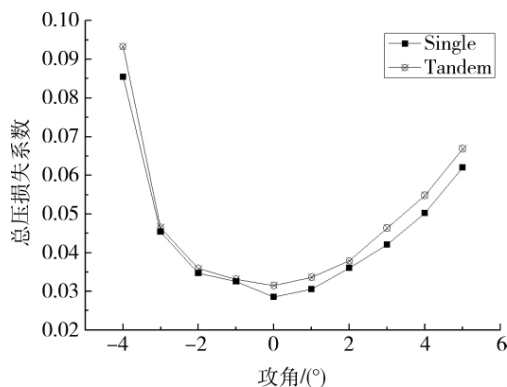


图 9 串列与常规条件下前排叶片损失

Fig. 9 FB losses for tandem and conventional condition

3.2.3 后排叶片独立工作和串列工作特性对比

单独计算后排叶片的工作特性, 进口马赫数取为串列叶片在典型工作状态下后排叶片沿周向平均的结果为 0.54, 在进口马赫数不变的条件下改变攻角, 并将结果与串列工作环境下后排叶片的损失进行了对比。

串列环境下后排通道中的损失主要包括两个部分:后排叶片的叶型损失及前排尾迹在主流区中的掺混损失;在前排攻角变化的情况下后排叶片始终处于 $+2^{\circ}\sim+4^{\circ}$ 的攻角状态,因此串列条件下后排叶片呈现出了与常规条件截然不同的攻角损失特性(图 10),损失比常规环境高出 40%~100%,随攻角增加损失迅速升高。 $+2^{\circ}\sim+4^{\circ}$ 攻角时,后排叶片 D 因子在 0.54~0.58 的范围内变化(图 11)。单独模拟的后排叶片在 $+2^{\circ}\sim+4^{\circ}$ 攻角已经处于近失速的状态,而在串列环境中仍能正常工作并达到了更高的负荷水平,这正是前文指出的前排尾迹堵塞效应导致的。基于以上分析,后排叶片的优化目标是在保证当前负荷水平的基础上尽量降低正攻角状态下的损失。

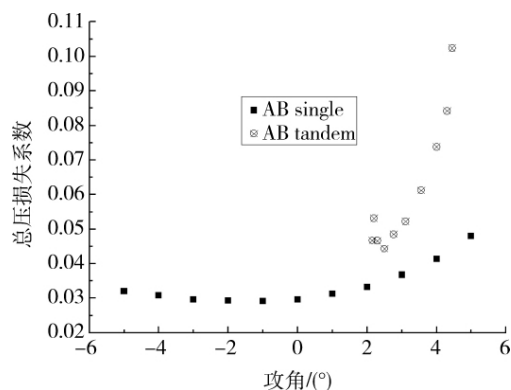


图 10 典型工作状态下后排叶片损失

Fig. 10 AB losses at typically condition

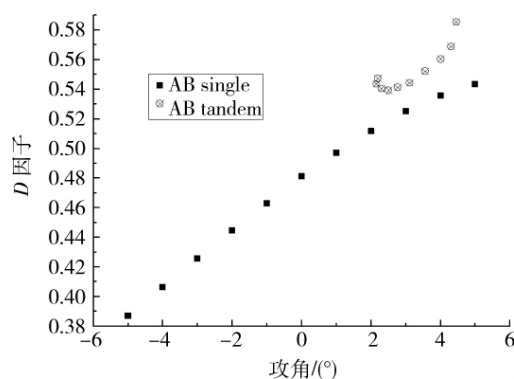


图 11 典型工作状态下后排叶片 D 因子

Fig. 11 AB D factor at typically condition

4 串列叶型优化设计

在上文分析的基础上以 CDA 叶型替换常规叶型并评价替换前后叶栅性能的优劣。用 Mises 程序按照典型 CDA 叶型的叶表压力分布进行反设计,同时保证进出口气流角、稠度不变,此时新

叶型仍然工作在大致相同的负荷水平下。

4.1 CDA 叶型和原始叶型的几何参数对比

下面给出叶型几何参数及叶表静压升系数分布的对比情况(表 3、表 4,图 12、图 13)。

表 3 前排叶型几何参数对比

Table 3 FB geometrical parameters

	原始叶型	CDA 叶型
栅距/m	0.032	0.032
弦长 C /m	0.035	0.037
进口几何角/(°)	-59	-59
出口几何角/(°)	-40	-43
安装角/(°)	-51	-51
稠度 σ	1.094	1.156

表 4 后排叶型几何参数对比

Table 4 AB geometrical parameters

	原始叶型	CDA 叶型
栅距/m	0.032	0.032
弦长 C /m	0.040	0.040
进口几何角/(°)	-45.3	-54.4
出口几何角/(°)	-14.9	-15.2
安装角/(°)	-28.6	-28.6
稠度 σ	1.250	1.250

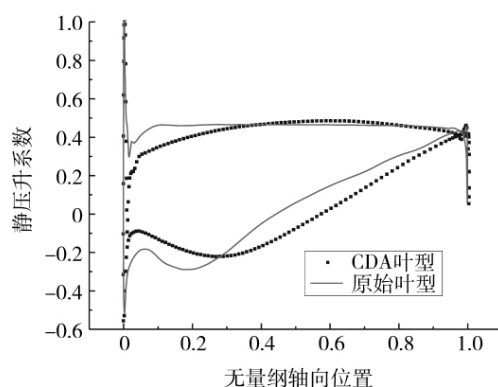


图 12 典型工作状态下前排叶片静压升系数对比

Fig. 12 FB pressure coefficient for CDA and conventional airfoil at typically condition

4.2 替换基准叶型后气动性能对比

为了分别考察单排 CDA 叶型对串列叶栅性能的影响,替换后的叶型分为 3 组分别在进口马赫数为 0.8 的条件下进行了模拟:在串列叶片中

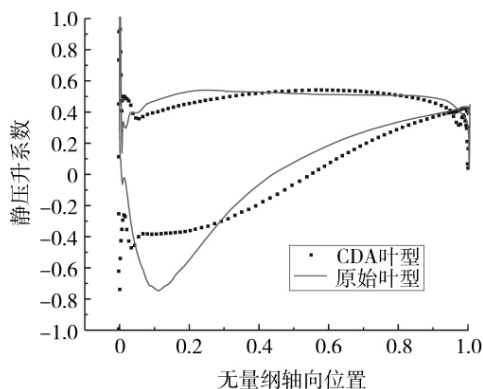


图 13 典型工作状态下后排叶片静压升系数对比

Fig. 13 AB pressure coefficient for CDA and conventional airfoil at typically condition

只将前排叶片替换为 CDA 叶型——记为 A 组; 串列叶片中只将后排叶片替换为 CDA 叶型——记为 B 组; 串列叶片中将前后排叶片全部替换为 CDA 叶型——记为 C 组(为方便指代, 后文提及的 3 组叶型分别简称为 A, B, C).

4.2.1 A 组同基准叶型性能对比

图 14 是从 A 组结果中提取的前后排叶片通道内的总压损失系数, 前排叶片负攻角状态下的损失明显降低; 而后排叶片在叶型不变的情况下损失下降甚至比前排叶片更多, 这是由于前排叶片工作状态改善, 尾迹减弱, 在后排主流区中掺混减弱导致的。

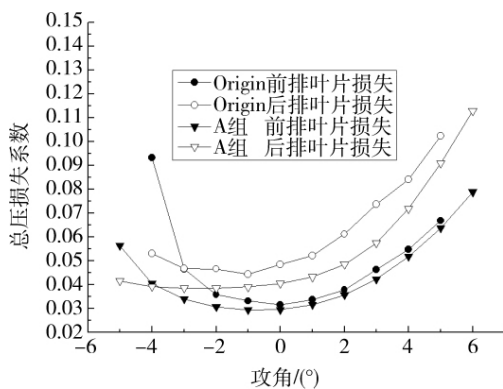


图 14 A 组同基准前后排叶片损失对比

Fig. 14 FB and AB losses for group A and reference airfoil

为考察前排叶片对后排损失造成的影响, 又进行了这样 1 组计算: A 组算例保证其他参数、边界条件不变, 只将后排叶片由无滑移固体壁面改为有滑移固体壁面边条重新计算, 认为此时得到的后排通道损失只包含前排尾迹的掺混损失; 然

后对原始叶型进行同样的处理, 对比尾迹损失的减少以及后排叶片损失的减少(图 15)。典型工作状态下, 前排叶片尾迹的掺混损失减少了 0.015, 约占常规叶型后排损失的 35%, 这说明前排叶片性能的改善可以十分有效的控制后排叶片的损失。而尾迹损失的减小比总损失的减小要多, 说明前排替换导致了后排叶型损失的增加。

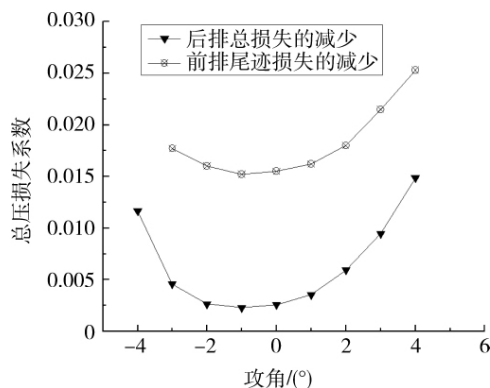


图 15 后排叶片总损失及尾迹损失的减少

Fig. 15 Decrease for AB losses and trailing losses

为了进一步分析后排叶型损失增加的来源, 提取了后排叶表等熵马赫数的分布。在前排工作状态严重恶化的正攻角情况下, 替换前后后排壁面等熵马赫数(图 16)相差不多说明尾迹对附面层内气体的摩擦损失影响很小。因此叶型损失增加主要是由于前排尾迹减小, 堵塞效应减弱导致了后排逆压梯度变大, 附面层发展变厚引起了分离损失的增加。而尾迹掺混损失的减少对后排总损失的变化起到了决定性作用。

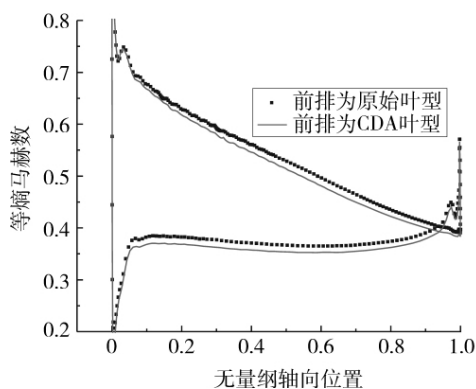


图 16 4°攻角状态下后排等熵马赫数对比

Fig. 16 AB surface Mach number at incidence 4°

4.2.2 B 组同基准叶型性能对比

如图 17 所示, 替换后排对前排叶片的影响很

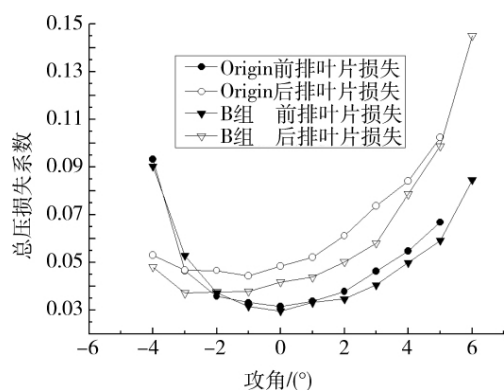


图 17 B 组同基准叶型前后排叶片损失对比

Fig. 17 FB and AB losses for group B and reference airfoil

小,而此时后排损失整体降低了约 0.01.

4.2.3 C 组同基准叶型性能对比

通过马赫数云图(图 18)的对比可以看到前后排均以 CDA 叶型改进优化后串列叶片性能在可用攻角范围内都有了明显的改善: -4° 攻角状态下前排截止激波消失; $+6^\circ$ 攻角状态下前排尾迹明显减小. 攻角损失特性(图 19)显示前后排损失整体降低了约 0.01.

如图 20 所示,前后排均以 CDA 叶型改进优化后叶栅的总损失整体降低了约 0.02,负攻角状态下改善更加明显. 以最低损失的 2 倍作为评价可用攻角范围的标准,可用攻角范围由 8° 拓宽至 10° . 对比后排叶片落后角(图 21),CDA 叶型较常

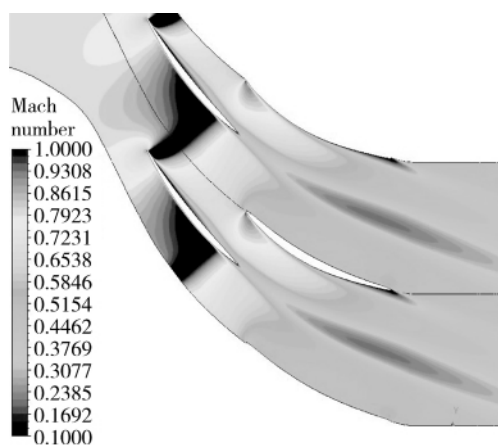
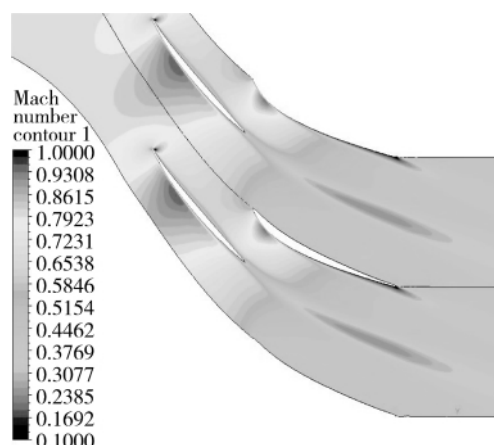
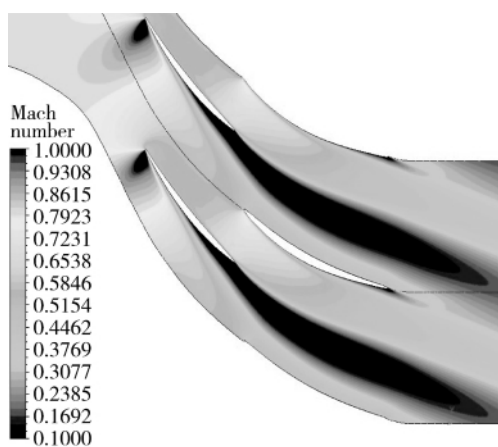
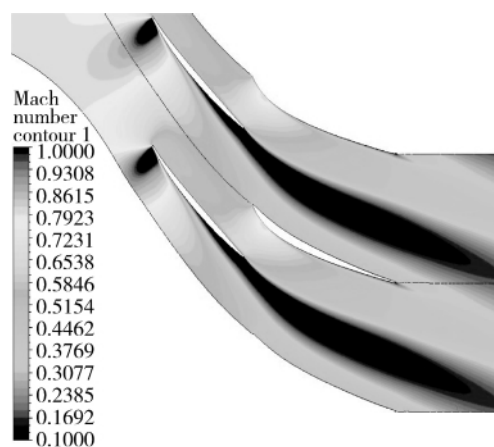
(a) -4° 基准叶型(b) -4° CDA 叶型(c) 6° 基准叶型(d) 6° CDA 叶型

图 18 不同攻角状态下流场对比

Fig. 18 Flow field for CDA and reference airfoil at different incidences

规叶型落后角减小约 3° , 达到了优化设计的目的; 由于落后角的减小, 气流折转角增大, D 因子稍有增加(图 22)。

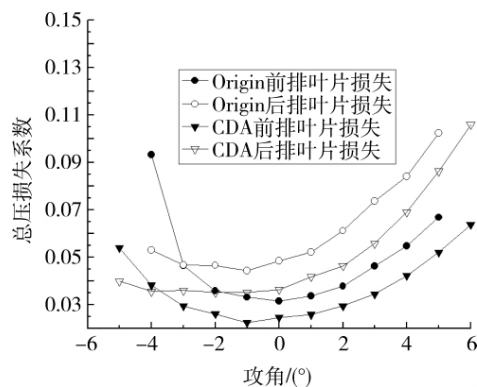


图 19 C 组同基准叶型前后排叶片损失对比

Fig. 19 FB and AB losses for group C and reference airfoil

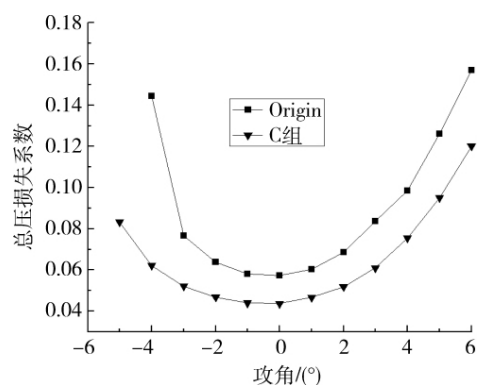


图 20 C 组同基准叶型总损失对比

Fig. 20 Loss for group C and reference airfoil

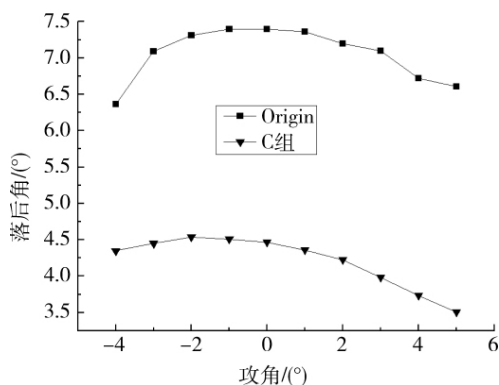


图 21 C 组同基准叶型后排叶片落后角对比

Fig. 21 AB deviation for group C and reference airfoil

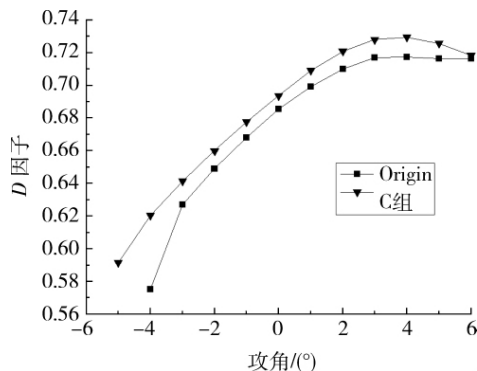


图 22 C 组同基准叶型 D 因子对比

Fig. 22 D factor for group C and reference airfoil

5 结 论

以负荷系数 0.5 以上的高负荷风扇为研究对象, 本文利用数值模拟技术, 研究了跨声串联静子不同工作状态下叶栅的流动特点, 分析了其前后排叶片的工作特点及匹配特性, 并利用 CDA 叶型对原叶型进行了改进优化设计, 得到了以下主要结论:

1) 随来流攻角的变化, 前排叶片的工作状态变化很大, 而后排叶片对前排影响很小, 属于弱耦合; 前排叶片对后排的影响很大, 属于强耦合, 主要包括以下几方面: ①前排叶片的落后角确定了后排叶片的进口气流角; ②前排叶片负荷状态变化会导致后排进口马赫数的变化; ③前排叶片的尾迹在后排主流区中的堆积能够在一定程度上减弱后排叶片气流扩压的程度, 推迟附面层分离的发生, 在前排叶片严重分离的情况下, 后排叶片尾迹减薄, 落后角反而减小。

2) 改善前排叶片在非设计状态下的性能可以拓宽串联叶栅的可用攻角范围, 同时可以减小前排叶片尾迹在后排主流区中的掺混损失; 相比于前排叶片, 后排工作在 1 个相对稳定的攻角状态下, 能够承受更高的负荷。

3) 基于常规叶型设计的跨声串联静子性能具有较大的优化改进余地。在本文研究的情况下, 通过将前后排叶片替换为 CDA 叶型, 使串联叶栅的总损失降低了 0.02 以上, 可用攻角范围增加了约 2° , 优化效果比较显著。

参考文献:

- [1] Sulam D H, Keenan M J, Flynn J T. Single-stage experimental evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages Part 2: data and performance multiple-circular-arc rotor[R]. NASA-CR-72694, 1970.

- [2] Burger G D, Keenan M J. Single-stage experimental evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages: part 3 data and performance tandem rotor[R]. NASA-CR-72772, 1971.
- [3] Brent J A, Cheatham J G, Nilsen A W. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 1 analysis and design of stages A, B, and C[R]. NASA-CR-120803, 1972.
- [4] Brent J A. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 2 data and performance for stage A[R]. NASA-CR-120804, 1972.
- [5] Brent J A, Clemmons D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 3 data and performance for stage C[R]. NASA-CR-120938, 1972.
- [6] Brent J A, Cheatham J G. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 4 data and performance for stage B[R]. NASA-CR-121145, 1973.
- [7] Brent J A, Cheatham J G, Clemmons D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 5 analysis and design of stages D and E[R]. NASA-CR-121008, 1972.
- [8] Clemmons D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 6 data and performance for stage D[R]. NASA-CR-134511, 1973.
- [9] Cheatham J G. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 7 data and performance for stage E[R]. NASA-CR-134529, 1974.
- [10] Brent J A, Clemmons D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors: part 8 final report[R]. NASA-CR-134713, 1974.
- [11] Bammert K, Staude R. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors[R]. ASME Paper 79-GT-125, 1979.
- [12] Bammert K, Beetle H. Investigation of an axial flow compressor with tandem cascade[R]. ASME Paper 80-GT-93, 1980.
- [13] Bammert K, Staude R. New features in the design of axial-flow compressors with tandem blades[R]. ASME Paper 81-GT-113, 1981.
- [14] Wu G, Zhang B, Guo B. Experimental investigation of tandem blade cascade with double circular arc profile[R]. ASME Paper 85-IGT-94, 1985.
- [15] McGlumphy J, Ng W F, Wellborn S R, et al. Numerical investigation of tandem airfoils subsonic axial-flow tandem compressor blades[R]. ASME Paper 2007-GT-43929, 2007.
- [16] Hiroaki, Hasegawa. Development of highly loaded fan with tandem cascade[R]. AIAA Paper 2003-1065, 2003.
- [17] 苗厚武, 高金满, 郭捷. 串列叶片的应用研究[J]. 航空动力学报, 1991, 6(3): 203-206.
MIAO Houwu, GAO Jinman, GUO Jie. Research and application of tandem airfoils[J]. Journal of Aerospace Power, 1991, 6(3): 203-206. (in Chinese)
- [18] 赵斌. 超高负荷跨音风扇气动设计研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2011.
Zhao B. Study on the aerodynamic design of highly loaded transonic fan[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics University, 2011. (in Chinese)