

DOI: 10.7652/xjtub201705022

垫升轴流风扇的静叶优化设计及 内部流动机理数值研究

董玮¹, 楚武利^{1,2}, 张皓光¹, 王维¹

(1. 西北工业大学动力与能源学院, 710129, 西安; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 100191, 北京)

摘要: 以气垫船大型垫升轴流风扇为研究对象,在保证网格无关性及总性能数值结果与试验结果相吻合的基础上,结合人工神经网络技术及遗传算法对静叶中弧线开展优化设计,分析静叶叶型及风扇总性能变化情况。在流量系数分别为 0.28、0.35、0.45 的 3 种工况点,研究了原始静叶及优化后静叶通道内部流动机理,揭示了影响静叶内部流动稳定性的原因,由此提出了减小静叶通道内流动损失的方法。研究结果表明:通过优化静叶几何进、出口角,即减小攻角、略微增大落后角,在主要流量工况范围内可抑制通道内的二次流流动,在保证压力不降的情况下提升效率、降低功率,其中设计流量工况点效率提升达 7% 以上;在静叶上,通过减小几何进口角、增大几何出口角,可以起到调整叶片表面载荷分布、降低流动损失、提高气体通流能力的作用。该结果可为研究叶轮机械内部复杂流动提供参考。

关键词: 轴流风扇;静叶;气动设计;流动损失

中图分类号: TH42;U664 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)05-0156-09

Numerical Research on Optimization and Flow Mechanism in Lift Fan Stator

DONG Wei¹, CHU Wuli^{1,2}, ZHANG Haoguang¹, WANG Wei¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

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

Abstract: Aiming at a large-scale lift axial flow fan, the optimization design of blade camber curves is implemented with artificial neural network and genetic algorithm for the axial flow fan stator. The used grid is proven to be independent and the numerical results of fan performance match the test results well. The performance and stator blade profiles of the fan are analyzed for the original and optimized situations. As the mass flow coefficient is 0.28, 0.35 and 0.45, the flow mechanism is discussed to demonstrate the effect on stability, hence a method for reducing flow loss in the stator is proposed. The results show that reducing the attack angle and slightly increasing backward angle can suppress the secondary flow within the flow channel under main operating conditions by optimizing inlet and outlet angles of the stator. The optimized structure is able to maintain the pressure rise, improve the efficiency and reduce the power. At the design point, the efficiency is increased by over 7%. For the stator blade, reducing the inlet angle and increasing the outlet angle can adjust load distributions on the blade surface, reduce flow loss and

收稿日期: 2016-09-19。 作者简介: 董玮(1987—),男,博士生;楚武利(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51576162,51236006)。

网络出版时间: 2017-02-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170223.1115.012.html>

enhance gas flow capacity.

Keywords: axial flow fan; stator blade; aerodynamic design; flow loss

叶轮机械内部流动复杂,存在边界层分离及尾迹、和旋涡运动等多种形式,具有黏性、可压缩性和非定常性等特点,因此对其展开气动设计十分困难^[1-3]。追求高气动性能、低流动损失是叶轮机械发展的必由之路。目前,国内外针对气垫船垫升轴流风扇气动设计研究甚少,而在航空领域研究较多。文献[4-5]指出,机匣处理技术能够有效控制叶顶区域间隙泄漏流和间隙泄漏涡流动,增强叶轮机械内部流动的稳定性,提高叶轮机械的气动性能,扩大叶轮机械的稳定裕度。文献[6-7]采用端壁造型优化技术减少了叶片端部区域二次流动损失,使得等熵效率和总压比均得以提高,达到了改善风扇-压气机气动性能的目的。叶型优化设计中通过改变叶片几何形状、设计角度等来影响叶顶与端壁二次流动,从而提高叶轮机械气动性能^[8-9]。

计算量大、耗时长一直是叶片自动优化设计的难题,传统设计和现代的预测设计中设计者的经验仍然发挥着重要的作用^[10]。文献[11-12]采用数值模拟的方法对轴流叶轮机械气动性能进行了预测,其数值结果与试验结果基本吻合,为叶轮机械内部流动分析提供了可靠保证。因此,采用数值计算方法与传统设计经验相结合,对叶轮机械叶片进行气动优化设计,并对内部流动稳定性的影响因素展开机理研究,具有十分重要的意义。

本文以垫升轴流风扇静叶为研究对象,首先对计算模型网格展开了无关性验证,其次对总性能试验结果与数值计算结果进行对比。在保证数值结果与试验结果相吻合的基础上,采用了人工神经网络与遗传算法相结合的方法;在确保叶片厚度、强度和安装角不变的情况下,对设计流量工况点的静叶进、出口角度参数进行控制,对静叶中弧线进行优化设计,进而分析了静叶优化前、后叶型与风扇总特性。

1 研究对象及计算方法

1.1 研究对象

本文研究对象为气垫船用大型垫升轴流风扇静叶,该风扇主要由处理机匣、进口导叶、动叶、静叶、叶轮盖板和轮毂等组成,如图 1 所示,主要几何参数如表 1 所示。为保证研究结果对实际应用的指导性,直接对带处理机匣的垫升轴流风扇展开研究。

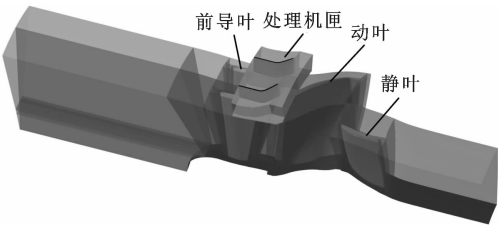


图 1 气垫船用大型垫升轴流风扇叶片几何模型

表 1 风扇主要几何参数

参数	数值	参数	数值
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1 450	动叶叶片数	12
设计流量/ $m^3 \cdot s^{-1}$	300	前导叶叶片数	24
叶轮外径/m	2.51	静叶叶片数	19
动叶叶顶间隙/mm	10		

1.2 优化方法

由于本文风扇设计流量点并非最高效率点,所以在优化中不仅要保证风扇在设计工况点的性能得到最大提升,还要保证在非设计流量工况点的性能得到提升,因此首先采用 Autoblade-Fitting 软件对静叶进行参数化拟合,使拟合后的叶片达到与原型叶片基本一致的效果,然后在拟合后的模型上展开优化设计。三维叶片的参数化拟合是以离散点形式存在的,并用尽可能少的几何控制参数来构造叶片。通过参数化拟合可以将复杂的叶片用若干简单的控制参数来表达,并在此基础上通过借鉴传统设计经验来控制几何参数在合理范围内变化,以实现叶片的改型。

本文将 9 个不同叶展处的叶型以重心为积叠点进行径向积叠来生成三维叶片,积叠线的子午方向和圆周方向的控制均采用 Simple Bezier 曲线,二维叶型的中弧线由叶片进、出口角及叶型构造角 3 个参数的 Simple Bezier 曲线来表示,如图 2 所示。图中 B_1 和 B_2 分别为叶片几何进口角 β_{1k} 和几何出口角 β_{2k} 的余角, G_a 为叶型安装角 β_y 的余角。通过改

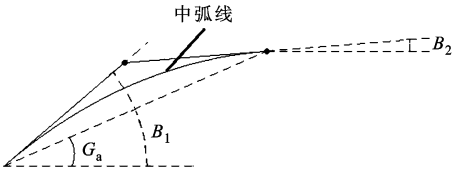


图 2 二维叶型中弧线控制方式

变 B_1 和 B_2 , 且保持 G_a 不变(共计 18 个参数), 对叶片中弧线展开优化设计。为了有效控制叶片形状, 尽可能地与原始结构拟合, 采用厚度叠加方式构造叶型, 使得叶片压力面和吸力面都是关于中弧线的高阶 Bezier 曲线, 拟合精度达到了非常满意的结果。

利用 NUMECA 软件中的 Design3D 模块实现了优化, 该软件能够结合人工神经网络和遗传算法对叶片进行连续的优化设计。数值模拟采用 Fine/Turbo 模块, 选用定常湍流时均 Navier-Stokes 方程、Spalart-Allmaras 湍流模型对轴流风扇整体进行数值计算, 空间离散格式为中心差分格式, 同时采用多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛, 以提高计算精度。动叶出口与静叶进口采用完全非匹配混合面, 前导叶出口与动叶进口之间采用一维无反射动、静叶交界面, 动叶叶顶处滑移块、导流叶片底部之间动、静叶交界面均采用完全非匹配固定动叶交界面。流体域进口为给定总温、总压、来流方向和湍流度, 出口为给定流量, 周向采用周期性边界条件, 固体壁面为绝热、无滑移边界条件。本文的优化目标为: 在主要流量工况区域且保证压力不降的情况下, 提高风扇效率, 降低功率, 提高稳定裕度。叶片优化设计方案的流程如图 3 所示。

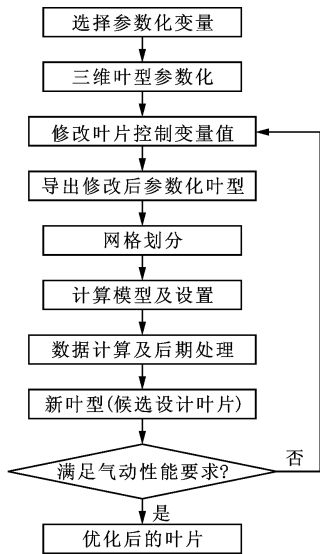


图 3 叶片优化设计方案的流程

1.3 数值模型校核

计算域网格采用 AutoGrid5 模块进行划分, 叶片通道与处理机匣区域之间采用非匹配方式传递数据, 叶片通道均采用 H-O4H-H 拓扑结构, 整体网格采用结构化网格进行划分, 网格总数约 358 万, 其中静叶通道网格节点数约为 66.8 万, 如图 4 所示。为精确捕捉附面层流动, 对近壁面网格进行加密, 无量

纲网格尺度 $y^+ < 5$, 并保证网格点数满足网格无关性条件。

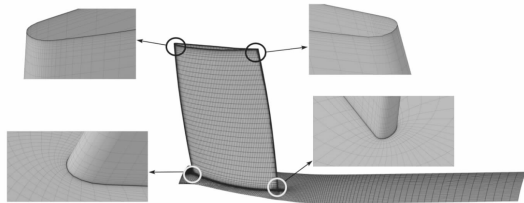


图 4 静叶网格

为确保数值计算方法求解的准确性, 本文在对风扇气动性能数值计算结果进行试验验证时, 将试验结果与数值计算结果统一换算为无量纲的性能系数。

流量 q_v 、压力 p 和功率 N 系数定义为^[13]

$$\bar{q}_v = \frac{q_v}{Au} \tag{1}$$

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u^2} \tag{2}$$

$$\bar{N} = \frac{N}{\rho A u^3} \tag{3}$$

式中: $A = \pi r^2$, r 为转子叶轮半径, m; u 为转子叶尖圆周速度, m/s。表 2 给出了网格无关性验证时的设计工况。

表 2 网格无关性验证时的设计工况

网格总数	效率	$\bar{p}$	$\bar{N}$
310 万	0.808 7	0.299 1	0.130 9
358 万	0.819 9	0.303 0	0.130 7
405 万	0.818 5	0.302 2	0.130 6

由表 2 可知: 网格总数由 310 万增大至 358 万时, 效率相对误差为 1.38%, 压力相对误差为 1.3%, 功率相对误差为 0.15%; 网格总数由 358 万增大至 405 万时, 效率相对误差为 0.17%, 压力相对误差为 0.26%, 功率相对误差为 0.08%。因此, 当网格总数为 358 万时, 可获得网格无关解, 本文网格总数采用 358 万。

效率 η 、压力系数 $\bar{p}$ 与流量系数 $\bar{q}_v$ 之间的关系如图 5 所示。由图 5 可以看出, 流量系数在 0.33~0.45 范围内时, 轴流风扇效率、压力的数值计算结果与试验结果的变化趋势一致, 其中在设计流量($\bar{q}_v = 0.35$)工况点, 效率、压力的数值计算结果与试验结果的相对误差分别为 1.03%、1.37%, 说明效率、压力的数值计算结果与试验结果基本吻合。由图 5 还可以看出, 本文研究的风扇设计流量工况点并非

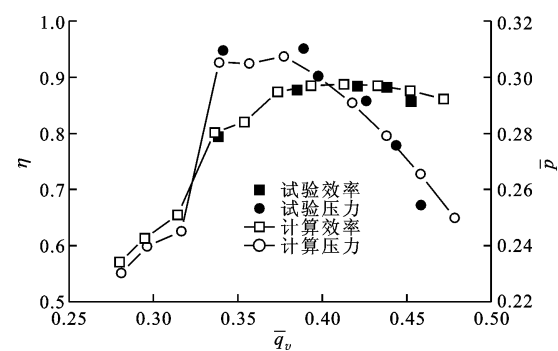


图 5 效率、压力系数与流量系数之间的关系

是最高效率工况点,且设计点流量小于最高效率点流量。当流量系数由 0.28 增加到 0.38 时,数值计算的压力系数呈现了降低后再突然升高的连续、不稳定变化,表明本文采用的数值计算方法反映了风扇工作的实际情况,能够为以下研究提供可靠保证。

2 优化结果及分析

2.1 优化前、后叶型对比

静叶原始叶片与优化后叶片的整体几何对比如图 6 所示。10%和 50%叶高处在优化前、后的叶片型线对比如图 7 和图 8 所示。从这 3 幅图中可以看出,优化后叶片相比原始叶片, β_{1k} 减小, β_{2k} 增大,其

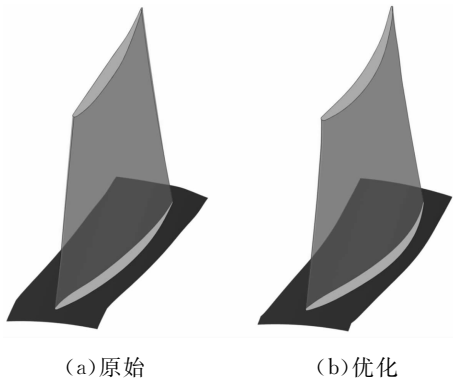


图 6 静叶优化前、后对比

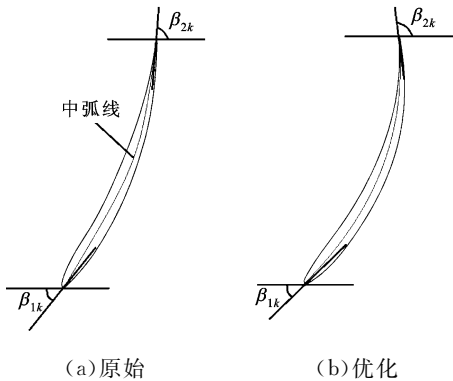


图 7 10%叶高处叶片型线对比

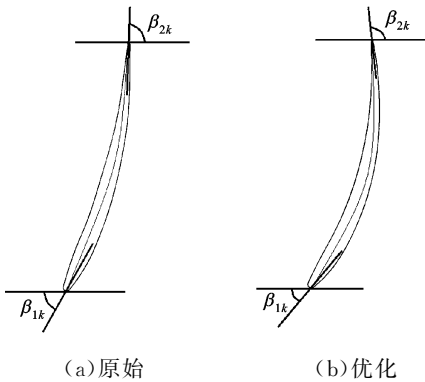


图 8 50%叶高处叶片型线对比

中 50%叶高处原始叶片 $\beta_{1k}=61.44^\circ$, $\beta_{2k}=88.89^\circ$, 而优化后叶片 $\beta_{1k}=50.44^\circ$, $\beta_{2k}=96.89^\circ$ 。可见,本文的优化结果为:叶片整体在几何上 β_{1k} 减小, β_{2k} 增大。

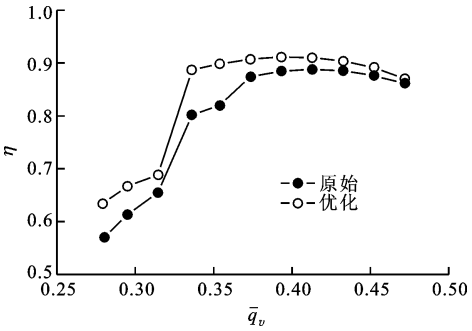
2.2 总性能分析

带处理机匣的垫升轴流风扇的效率、压力、功率与流量之间无因次关系如图 9 所示。

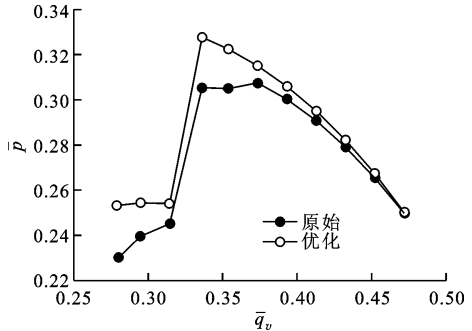
由图 9 可以看出,在流量系数为 0.28~0.47 的工作区域内,静叶优化后风扇的效率、压力均高于优化前,优化后的功率低于原始风扇,达到了风扇压力不降而效率提高、功率降低的优化目的。优化后的结果相比原始结果,在小流量 $q_v=0.28$ 工况点,效率、压力分别提高 6.4%、9.99%,功率降低 2.54%;在设计流量 $q_v=0.35$ 工况点,效率、压力分别提高 7.87%、6.45%,功率降低 2.87%;在大流量 $q_v=0.45$ 工况点,效率、压力分别提高 1.52%、0.78%,功率降低 0.94%。显然,设计流量工况点附近相比其他工况区域,气动性能提升较为明显,这说明静叶优化后风扇气动性能得到了改善。

2.3 静叶通道内部流动机理

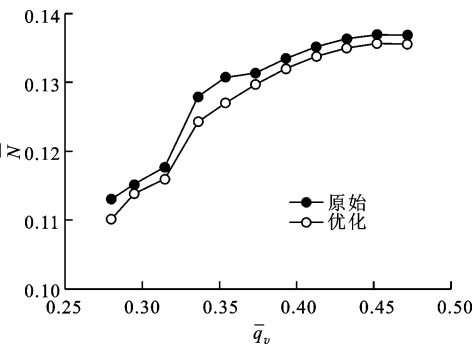
$q_v=0.28, 0.35, 0.45$ 的 3 种工况点静叶优化前、后叶顶附近通道内绝对马赫数的分布如图 10~图 12 所示。由这 3 幅图可以看出:在 $q_v=0.28$ 工况点,原始静叶叶顶吸力面侧由于通道内流动阻塞而形成了低马赫数(小于 $0.2Ma$)区域,优化后静叶叶顶吸力面侧绝对马赫数明显增大,且在 $0.4Ma$ 以上压力面前缘低马赫数区域基本消失,尾缘的高马赫数(大于 $0.4Ma$)区域面积增大,说明优化后叶片通道内低能区面积减小,流动阻塞消失;在 $q_v=0.35$ 工况点,原始静叶叶顶吸力面附近的低马赫数区域面积较大,大于 $q_v=0.28$ 工况点低马赫数区域面积,通道内流动损失较大,而优化后叶顶吸力面低马赫数区域消失,吸力面前缘出现高马赫数(大于



(a) η - $\bar{q}_v$ 曲线



(b) p - $\bar{q}_v$ 曲线



(c) N - $\bar{q}_v$ 曲线

图 9 带处理机匣的垫升轴流风扇的效率、压力、功率与流量之间的关系

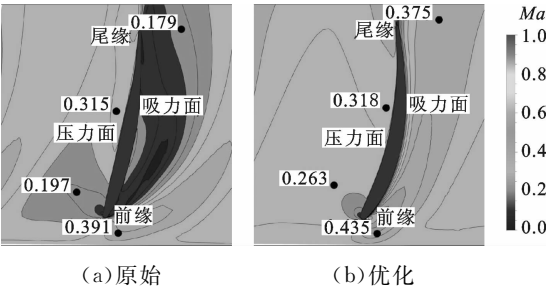


图 10 $\bar{q}_v=0.28$ 工况点叶顶附近绝对马赫数分布

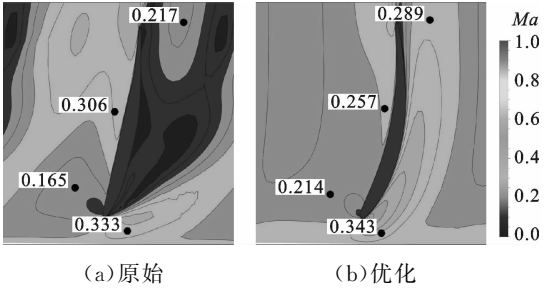


图 11 $\bar{q}_v=0.35$ 工况点叶顶附近绝对马赫数分布

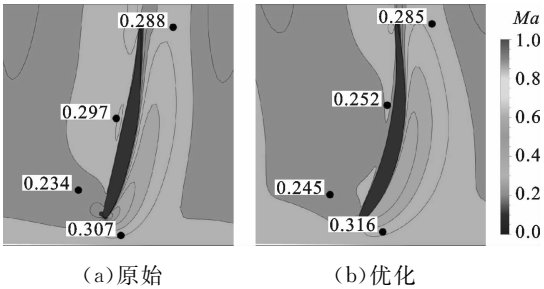
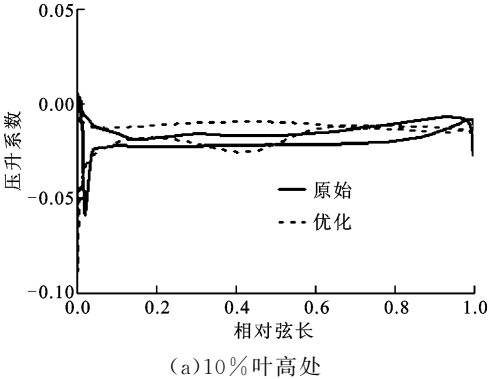


图 12 $\bar{q}_v=0.45$ 工况点叶顶附近绝对马赫数分布

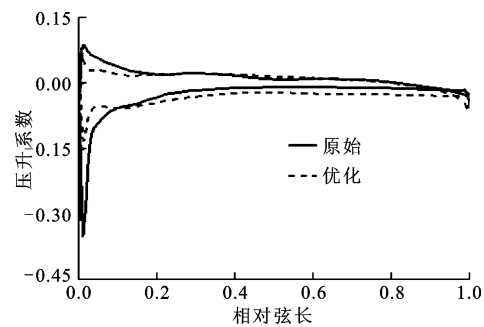
动损失降低。以上分析说明,小流量工况相比大流量工况,在静叶叶顶附近优化后流道内气体低能区面积及流动损失明显减小,绝对马赫数分布更加均匀,通流能力显著提升。在 $\bar{q}_v=0.28,0.35,0.45$ 这3种工况点,相比原始叶型,优化后叶型在叶顶通道附近整体绝对马赫数明显提高,其中吸力面从前缘至尾缘的整个弦长范围内绝对马赫数均呈增大的趋势,压力面绝对马赫数在前缘与尾缘附近相较弦长中部增大得更为明显,绝对马赫数在吸力面侧增量大于压力面侧。以上现象也说明,与原始叶片相比,优化后叶片在叶顶附近所受负荷沿弦长发生改变,导致叶片做功能力发生变化。

10%、50%、90%叶高处静叶压升系数沿相对弦长的分布曲线如图13~图15所示。由图13可以看出:相比原始叶型, $\bar{q}_v=0.28$ 工况点优化后叶型在10%叶高处、0.1~0.5弦长上,叶片吸力面与压

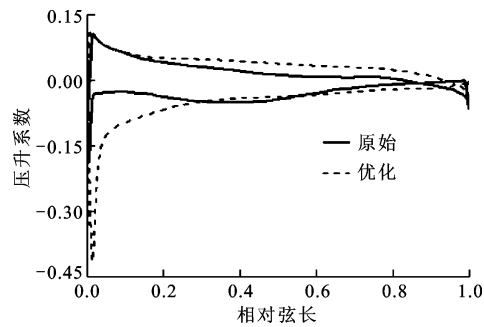


(a) 10%叶高处

0.4Ma)区域,流动损失减小;在 $\bar{q}_v=0.45$ 工况点,静叶优化后叶型相比原始叶型,叶顶吸力面侧高马赫数区域由前缘向尾缘方向延伸,且面积增大,压力面前缘低马赫数(小于0.2Ma)区域消失,通道内流



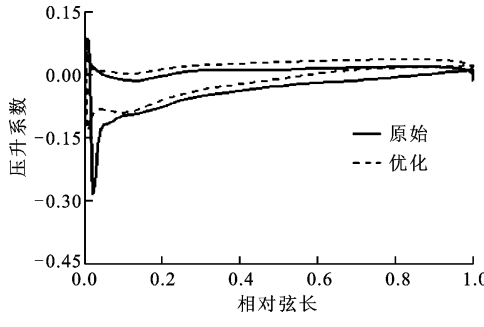
(b)50%叶高处



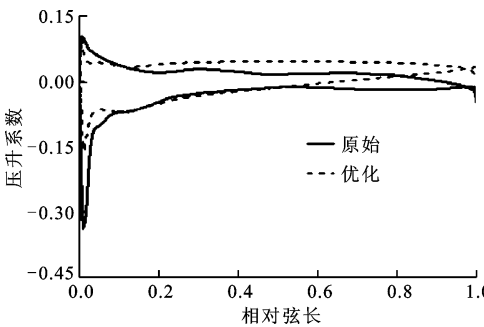
(c)90%叶高处

图 13 $q_v=0.28$ 工况点静叶压升系数分布

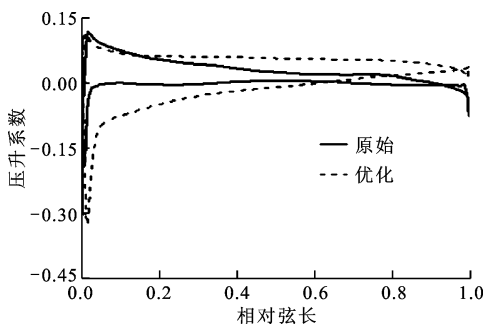
力面压差增大,叶型负荷增大,而在大于 0.5 倍弦长上,优化后叶片吸力面与压力面压差减小,叶型负荷减小;在 50%叶高处优化后叶片前缘(小于 0.2 倍弦长)负荷明显减小,叶片附面层流动损失降低,在 0.2~1.0 倍弦长上优化后叶片负荷明显增大,做功



(a)10%叶高处

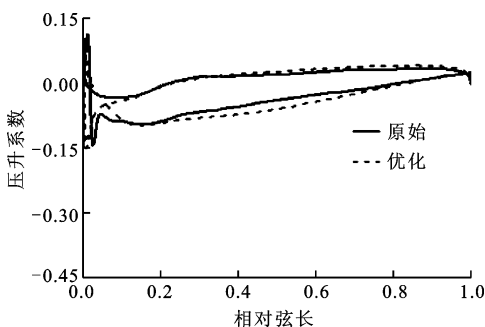


(b)50%叶高处

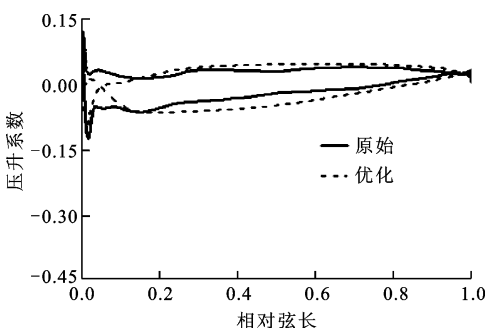


(c)90%叶高处

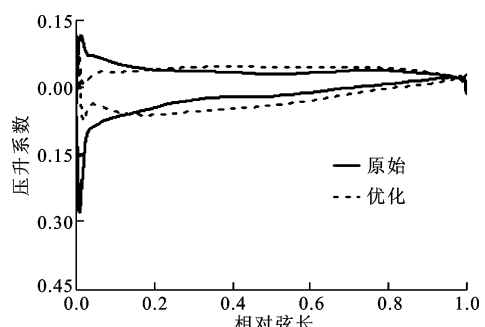
图 14 $q_v=0.35$ 工况点静叶压升系数分布



(a)10%叶高处



(b)50%叶高处



(c)90%叶高处

图 15 $q_v=0.45$ 工况点静叶压升系数分布

能力增强;在 90%叶高处整个弦长范围内优化后叶片负荷均得以提升,叶片叶顶处做功能力相较于叶中和叶根处更强,对气动性能提升的作用最大。

由图 14 可以看出:相比原始叶型, $q_v=0.35$ 工

况点在 10% 与 50% 叶高处优化后叶片前缘负荷减小, 通流能力增强, 流动损失减小; 90% 叶高处优化后叶片吸力面前缘静压较低, 尾缘吸力面、压力面静压较高, 叶片沿弦长减速扩压的能力增强, 整个叶片弦长的负荷较大, 做功能力增强; 优化后在 3 种叶高处静叶的压力面和吸力面静压分布更合理、更平滑, 叶型尾部逆压力梯度得到改善, 流动分离得到抑制, 流动损失降低, 吸力面 0.6~1.0 倍弦长区压力梯度更大, 静叶压升得以提高。

由图 15 可以看出, $\bar{q}_v = 0.45$ 工况点在 10%、50%、90% 叶高处优化后叶片前缘负荷减小, 尾缘负荷基本不变, 流动损失较小, 0.2~0.8 倍弦长区叶片负荷大于原始叶片, 叶片做功能力提高, 尤其在 0.5 倍弦长处叶片负荷达到最大, 做功能力最强。

综合以上分析, 相比原始叶型, 同一流量工况点在 50% 叶高处优化后叶片前缘负荷减小, 叶片中部负荷增大, 尾缘负荷不变, 说明优化起到了通过前部卸载、中部加载来提升风扇气动性能的效果, 而在整个叶高上, 静叶叶顶压升系数相较叶中和叶根变化最为明显, 负荷变化最大, 对改善气动性能的作用相对较大。同一叶高处, 叶片优化前、后静叶压升系数在叶片吸力面相比压力面的变化更为明显, 对风扇气动性能的影响较大。优化前、后叶片近吸力面轴向速度及极限流线分布如图 16~图 18 所示。

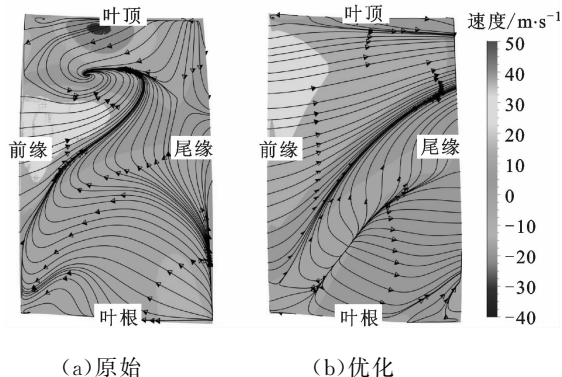


图 16 $\bar{q}_v = 0.28$ 工况点近吸力面轴向速度及极限流线分布

由图 16 可以看出: 原始叶片在吸力面的叶顶和叶根处存在轴向速度负值区域, 出现反向流动, 易造成流动阻塞, 而在叶顶负速区附近流线呈现出旋涡, 在叶根尾缘附近由负速区引起反流, 并向较高叶展和前缘方向发散; 优化后叶片吸力面负速区消失, 吸力面附近反流得到改善。由图 17 可以看出: 对于原始静叶, 在吸力面附近的轴向速度由前缘至尾缘分布不均, 在 50% 叶高处以上径向流动明显, 从而造成流动阻塞; 对于优化后叶片, 整个叶展上轴向速度

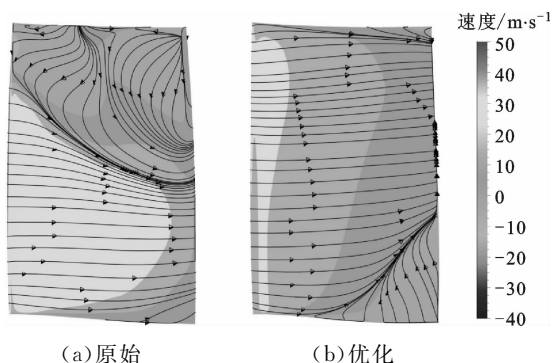


图 17 $\bar{q}_v = 0.35$ 工况点近吸力面轴向速度及极限流线分布

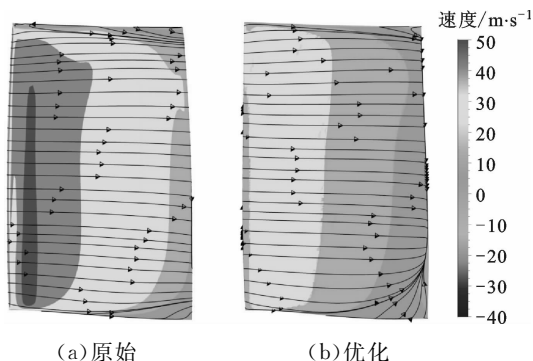


图 18 $\bar{q}_v = 0.45$ 工况点近吸力面轴向速度及极限流线分布

梯度分布更加均匀, 叶顶附近径向流动消失, 叶片表面通流能力增强。但是, 相较原始叶片, 优化后叶片在尾缘叶根处存在一定的吸力面角区分离。由图 18 可以看出, 原始叶片吸力面附近的速度梯度变化较大, 易引起流动分离, 使流动恶化, 由此造成的流动损失较大; 优化后叶片吸力面附近气流减速更加平缓, 流动分离以及附面层发展和低能流体回流得到了抑制, 即优化后叶片更有利于提升风扇的气动性能。相较设计流动工况点, 优化后叶片尾缘叶根处流动分离明显减小。以上分析说明, 优化后叶片能有效改善气流在叶片附面层流动, 叶片攻角减小, 落后角略微增大, 但不影响静叶通道内流动稳定性的增强及气动性能的提升。

2.4 静叶通道内部流动损失

$\bar{q}_v = 0.28, 0.35, 0.45$ 工况点, 优化前、后进口绝对气流角 β_1 和出口绝对气流角 β_2 沿叶高的分布如图 19 所示。

由图 19 可以看出: 在 $\bar{q}_v = 0.28$ 工况点, 原始叶根进、出口二次流较强, 优化后叶片进口二次流得到了有效抑制, 小于 20% 叶高处出口二次流依然存在, 大于 20% 叶高处出口气流角与轴向基本呈 90° , 通流能力较强; 在 $\bar{q}_v = 0.35$ 工况点, 优化后叶片进、出口绝对气流角沿叶展变化更加均匀, 出口绝对气

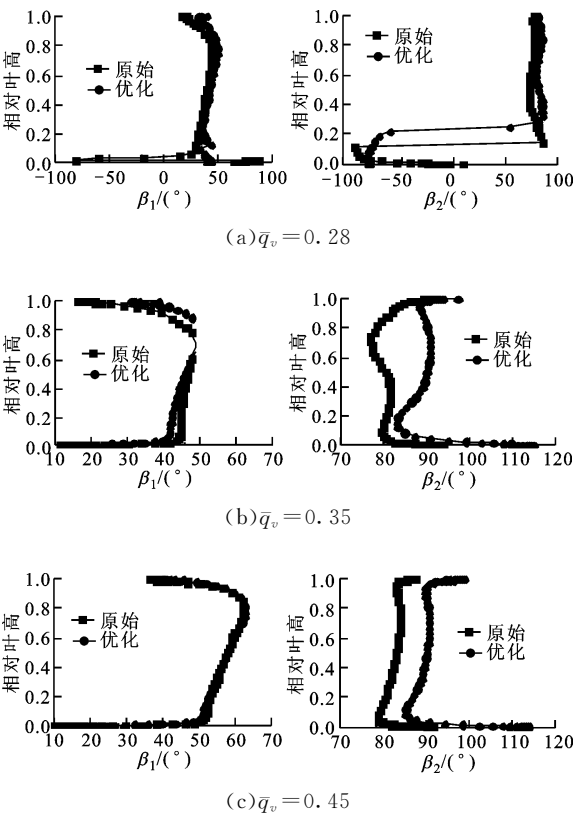


图 19 优化前、后静叶进、出口绝对气流角沿叶高的分布

流角趋近于 90° ，切向速度近似为 0，通流能力明显增强，尤其是大于 20% 叶高处气流转折角增大，并将进口气流不断地引向轴向，从而增强了风扇气动性能，改善了通道内气流流动稳定性；在 $q_v = 0.45$ 工况点，优化后叶片保持了原有较好的进气方向，进口绝对气流角几乎不变，出口绝对气流角向 90° 平行移动，尤其是大于 20% 叶高处出口绝对气流角基本为 90° ，气流几乎不存在切向流动，气流转折角增大，流动稳定性提高，通流能力增强，气动性能得到了改善。

以上分析再次证明，优化后叶片的几何进口角更加迎合进口来流方向，即几何进口角与进口气流角更加吻合，攻角降低，而几何出口角有所增大，虽然导致了落后角略微增大，但更有利于轴向出气，起到了抑制静叶通道内二次流的作用，使得流动损失降低。随着流量的增大，通道出口基本呈轴向出气，流动损失降低，通道内气体通流能力不断增强，气动性能得以改善。

熵增大至 $20 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 时的变化云图如图 20 ~ 图 22 所示。

由图 20 可以看出：小流量工况点的高熵增区主要集中于叶顶附近区域，原始叶片吸力面熵增明显高于压力面，前 60% 弦长的吸力面角区熵增达到 50

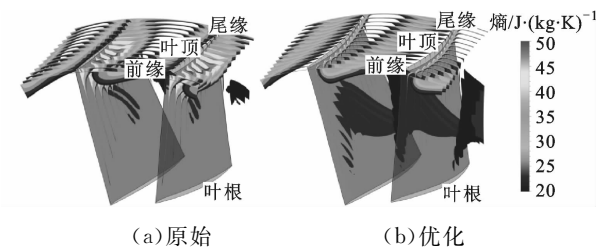


图 20 $q_v = 0.28$ 高熵增区分布

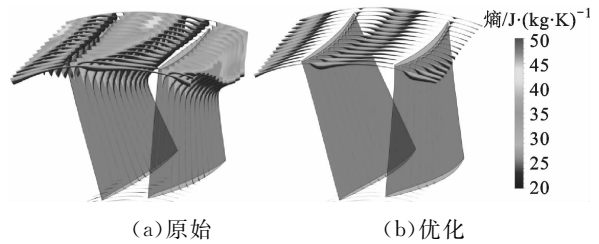


图 21 $q_v = 0.35$ 高熵增区分布

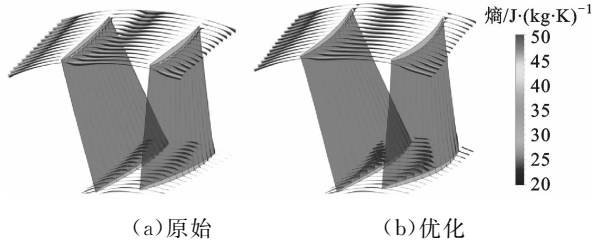


图 22 $q_v = 0.45$ 高熵增区分布

$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，表明流动损失较大；优化后叶片吸力面极高熵增 ($40 \sim 50 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) 区消失，叶顶附近熵增小于 $35 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，流动损失减小，而叶片近叶根尾缘处，熵增小于 $25 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 区域较原始叶片扩大，这与图 16a 中由于二次流动损失导致的出口气流角变化的情况相吻合，但不影响通道内整体流动损失的降低及通流能力的提升。从图 21 可以看出：在设计流量点，原始叶片叶顶附近较高熵增 ($20 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 以上) 区所占叶展 (60% 叶高以上) 区域的比例明显较大，在吸力面附近及尾缘通道内熵增达 $40 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 左右，流动损失较大；优化后叶片较高熵增区所占叶展 (90% 叶高以上) 区域的比例明显减小，熵增低于 $30 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，流动损失较小。由图 22 可以看出：相比原始叶片，优化后叶片通道内较高熵增区主要集中于叶顶与叶根，且所占叶展区域的比例极小；优化后叶片通道内较高熵增区基本保持不变，即流动损失几乎相同，说明优化后叶片保持了原始叶片在通道内极低的流动损失。

结合以上分析得出，相比大流量工况点，优化后小流量和设计流量工况点较高熵增区明显减小，流动损失减小，风扇整体性能提升量更大，这与图 5 的

优化结果相符,也进一步证明了本文研究内容是可靠和可信的。

3 结 论

本文对气垫船大型轴流风扇静叶气动优化设计及通道内部的流动特性进行了研究,得到以下结论。

(1)原始静叶气流攻角与落后角分布不合理,是造成内部流动损失的主要原因。优化静叶几何进、出口角,即减小攻角、略增落后角,能够在较宽广的流量工况范围内抑制通道内的二次流流动。

(2)在静叶 50%叶高处,通过减小几何进口角、增大几何出口角会使前缘负荷减小,弦长中部负荷增大,起到了前部卸载、中部加载的作用,由此降低了流动损失,提高了气体在叶片通道内的通流能力。

(3)在设计流量点且并非最高效率点的情况下,对静叶进行优化可达到风扇压力不降、效率提高、功率减小、非设计流量工况点气动性能改善的目的,其中设计流量点的效率、压力分别提高了 7.87%、6.45%,功率降低了 2.87%。

参考文献:

- [1] WANG Y, LI Y, CHEN J. Analysis of the unsteady flow in compressor cascade with pod method; 2016-GT-57638 [R]. New York, USA: ASME, 2016.
- [2] 张晨凯, 胡骏, 王志强, 等. 低速轴流压气机转子叶片三维优化的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(2): 483-490.
ZHANG Chenkai, HU Jun, WANG Zhiqiang, et al. Numerical study on three-dimensional optimization of low-speed axial compressor rotor blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(2): 483-490.
- [3] KIM J H, BAVUUDORJ O, CHA K H. Optimization of the aerodynamic and aeroacoustic performance of an axial-flow fan [J]. AIAA Journal, 2014, 52(9): 2032-2044.
- [4] WANG W, CHU W, ZHANG H. Numerical investigation on the effect of a plenum chamber with slot-type casing treatment on the performance of an axial transonic compressor [J]. Proc IMechE: Part A J Power and Energy, 2015, 229(4): 393-405.

- [5] ANDRÉ I, CYRIL G, ANDREAS H. Difference in the working principle of axial slot and tip blowing casing treatments; 2016-GT-56966 [R]. New York, USA: ASME, 2016.
- [6] 张鹏, 刘波, 毛晓晨. 三维造型和非轴对称端壁在跨声速压气机中的应用 [J]. 推进技术, 2016, 37(2): 250-257.
ZHANG Peng, LIU Bo, MAO Xiaochen, et al. Application of 3D blading and non-axisymmetric endwall in a transonic compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(2): 250-257.
- [7] HUIMIN T, SHUAIQIANG L, HUALING L. Design optimization of profiled endwall with consideration of cooling and rim seal flow effects; 2016-GT-57219 [R]. New York, USA: ASME, 2016.
- [8] ABDUS S, KIM K Y. Multi-objective optimization of an axial compressor blade [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008(22): 999-1007.
- [9] HUANLONG C, MARK G, KIRAN S, et al. Vorticity dynamics based flow diagnosis for a 1.5-stage high pressure compressor with an optimized transonic rotor; 2016-GT-56682 [R]. New York, USA: ASME, 2016.
- [10] 金东海, 李泯江, 桂幸民. 高负荷低速轴流风扇数值优化设计与实验研究 [J]. 推进技术, 2009, 30(6): 696-702.
JIN Donghai, LI Minjiang, GUI Xingmin. Numerical design optimization of a high-loaded low-speed axial-flow fan and experimental research [J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(6): 696-702.
- [11] KHALIL M K, MAHMOUDA S, AL-DADAH R K, et al. Impact of skin friction, tip clearance and trailing edge losses on small scale cryogenic axial turbine performance; 2016-GT-57843 [R]. New York, USA: ASME, 2016.
- [12] SHRAMAN N G, PROF M G. Effect of sweep on performance of an axial compressor with casing grooves; 2016-GT-56045 [R]. New York, USA: ASME, 2016: 90-91.
- [13] 何川, 郭立君. 泵与风机 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 90-91.

(编辑 苗凌)