

文章编号: 1000-8055(2007)12-2050-05

# 小叶片弦长对跨声轴流风扇气动性能的影响

孙玺淼, 颜培刚, 王松涛, 王仲奇  
(哈尔滨工业大学 推进理论及技术研究所, 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 针对某型跨声轴流风扇大小叶片转子, 通过优化去除小叶片中弧线形状的影响, 对比分析了最高效率点工况下小叶片弦长对转子气动性能的影响. 发现小叶片前缘膨胀波可以调整大叶片壁面附面层逆压力梯度段的长度和逆压梯度的强度. 正确选择小叶片前缘位置可以降低附面层损失, 抑制大叶片后部分离, 合理分配气动负荷.

**关 键 词:** 航空、航天推进系统; 轴流跨声风扇; 大小叶片; 弦长; 激波  
**中图分类号:** V235.13 **文献标识码:** A

## Investigation of the influence of splitter chord length on the transonic axial fan rotor

SUN Xi miao, YAN Pei gang, WANG Song-tao, WANG Zhong-qi

(Institute of Propulsion Theory and Technology,  
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** An axial transonic fan with splitter was designed. An optimization method was used to eliminate the influence of the splitter camber shape. The effect of splitter chord length on the aerodynamic performance of the fan rotor was analyzed under the maximum efficiency condition. The results show that the leading edge expanding wave can adjust the length of the main blade boundary layer negative gradient and its strength. Correctly selecting the splitter leading edge position can reduce the boundary loss, control the separation at the rear part of the main blade and produce optimal aerodynamic load distribution.

**Key words:** aerospace propulsion system; axial transonic fan; splitter; chord length; shock wave

大小叶片转子技术首先由 Wennerstrom<sup>[1]</sup> 于 1974 年提出, 因为当时数值模拟与试验手段都很落后, 设计的转子叶片表面压力分布不佳, 总性能未达到设计指标. 常规叶栅中加小叶片可以增加局部稠度, 起到抑制大叶片吸力面分离, 减小落后角的目的, 尤其适用于子午尺寸随流向有明显变化的流动中, 如在离心式压气机中早已得到成熟应用<sup>[2]</sup>. 从上世纪 90 年代开始, 借助全三维数值模拟技术, 人们开始详细分析大小叶片转子流场. 张永新等<sup>[3]</sup> 通过数值计算研究了低马赫数大小叶

片级的非定常特性. 在大小叶片的设计上, 通常采用小叶片与大叶片有相同的曲面形状, 但这样设计的小叶片有一定缺陷, Qiu X 和 Dang T 通过三维粘性流场数值模拟对比发现, 小叶片进口几何角的改善可以消除大叶片吸力面激波及小叶片前缘处大攻角流动, 总压损失降低 0.5%<sup>[4]</sup>. 目前, 为了提高风扇/压气机级的压比, 大小叶片主要应用于高负荷的轴流风扇/压气机中, 其最显著的特征就是其轮毂半径沿轴向有很大的变化. 大小叶片技术正逐渐被认为是跨声风扇/压气机实现高

收稿日期: 2006-11-13; 修订日期: 2007-05-22

基金项目: 国家 863 基金(863-Z-1-3-1)

作者简介: 孙玺淼(1977), 男, 天津人, 博士生, 主要从事叶轮机械风扇、压气机气动设计的研究.

负荷、高性能的一项重要设计手段<sup>5]</sup>。

1 方案选取

本文选择某型小流量跨声轴流风扇大小叶片转子作为研究对象, 其小叶片弦长为大叶片的 50%, 周向位置位于流道 50% 处。首先对小叶片中弧线形状进行优化, 分析发现优化后流场改变明显。为比较小叶片弦长对转子性能的影响, 需要首先排除中弧线形状的影响因素, 故对 40%, 60% 大叶片弦长(记为  $B$ )的小叶片对比方案, 先对中弧线形状优化, 则得到的 40%  $B$ , 50%  $B$ , 60%  $B$  弦长小叶片转子同为优化后结果, 分别记为方案 1~ 3, 如图 1 所示, 图 1(a) 中 1~ 3 所指分别为各方案小叶片前缘曲线位置, 图 1(b) 为各方案根部截面小叶片的形状。

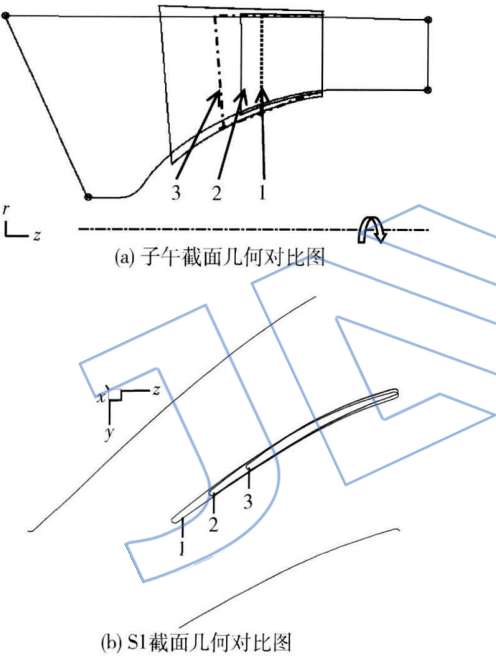


图 1 3 个方案小叶片几何形状对比图  
Fig. 1 Geometry comparison of splitters

2 数值模拟及优化方法

文中应用 NUMECA/FINE 求解器采用有限体积法求解圆柱坐标系下的雷诺平均 N-S 方程。空间求解采用二阶精度的中心差分格式, 时间方向求解采用两步 Runge-Kutta 格式。考虑到槽道激波较强但无明显分离流动故采用 B-L 代数湍流模型, 采用隐式残差光顺、局部时间步及多重网格等技术, 来提高收敛速度。进口边界条件给定总温、总压和气流角。出口给定静压。采用 NUMECA/AutoGrid 代数方法生成贴体的 I 型网格(图

2), 固壁处进行加密。叶顶间隙采用顶部削尖模型进行模拟。优化采用 NUMECA/FINE 的优化求解器, 选取小叶片中弧线为优化量, 对控制截面内中弧线采用 5 控制点的三阶 B 样条参数曲线模型, 图 3(a) 所示为软件按大叶片中弧线(旋转母线弧长  $s$  展开为横轴, 周向坐标  $\theta$  为纵轴)定义小叶片的方 式, 本文原型的小叶片就是按此方法生成的, 小叶片尾缘与大叶片尾缘对齐, 图 3(b) 为流面展平所得平面坐标系,  $x$  轴对应于图 3(a) 中小叶片中弧线, 5 控制点的三阶 B 样条参数曲线对应于小叶片中弧线在周向的修改量。目标函数取为总压比和效率的无量纲代数平均值, 保持背压不变。本文取两个控制截面, 共 8 个优化参数, 给定的优化范围保证小叶片进出口几何角及中弧线中部形状都能有较大的调整空间。样本点取 20 个, 优化步数 20 步。

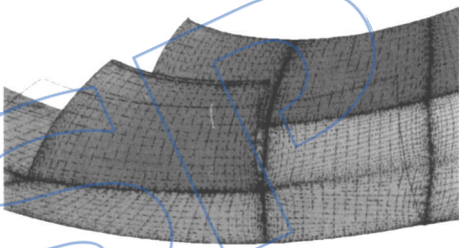
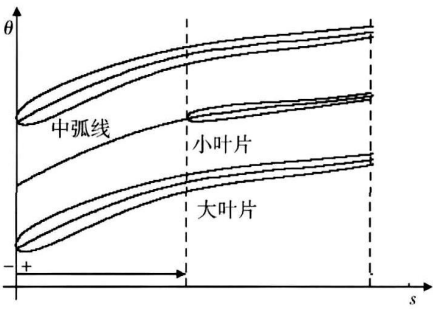
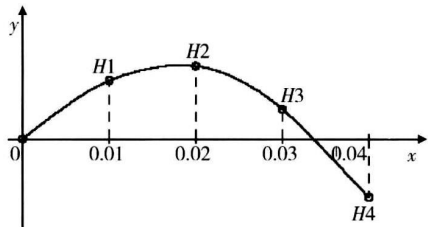


图 2 大小叶片转子网格  
Fig. 2 3D computational mesh



(a) 按大叶片中弧线定义小叶片的方 式



(b) 5 点参数样条曲线修改小叶片中弧线形状

图 3 小叶片中弧线形状参数优化方法

Fig. 3 Optimization method of splitter camber geometry

3 小叶片弦长的影响

方案 1~ 3 的其它几何条件均相同, 只有小叶

片弦长和叶型不同,转子的有效稠度<sup>[6]</sup> $(B+b)/t$  ( $B$ 和 $b$ 分别为大叶片和小叶片的弦长,  $t$ 为大叶片栅距)依次相差 5%,小叶片前缘位置处大叶片流道通流面积不同,相同的前缘厚度引入的阻塞效果也不同.另外小叶片壁面附面层逐渐加厚,则下游相同轴向位置处,不同弦长小叶片附面层累积厚度也不同,相应的流道有效通流面积也不同.两种因素都影响了转子的通流能力,图 4 转子特性线显示与分析相符合,3 个方案最高效率点工况和近失速工况的流量依次递增,方案 3 流量与其它相比尤其低,这是因为转子的喉部位于前部,小叶片前缘越往前,阻塞效果越强.

方案 1~3 的小叶片叶型分别是对应弦长的最佳方案,排除了小叶片中弧线形状的影响,下面以最高效率点工况(图 4 中 A、B、C 点)为对象,对比不同弦长对流场的影响.

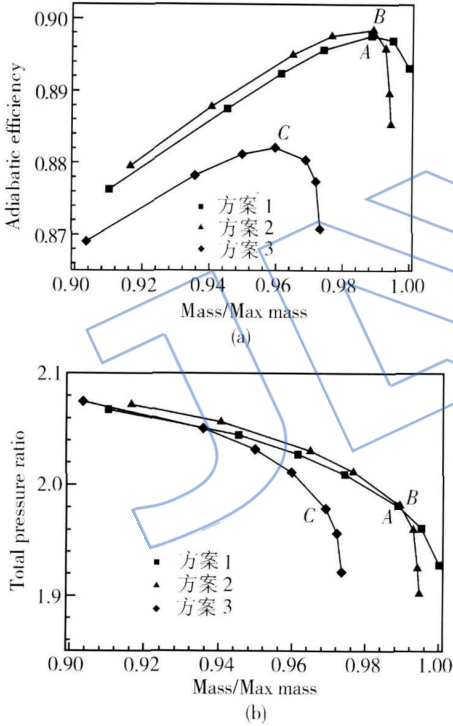


图 4 效率和总压比随流量变化的特性曲线  
Fig. 4 Comparison of effectiveness and total pressure ratio characteristic lines

图 5 为最高效率点工况转子效率随叶高的变化曲线,跨声风扇转子中激波与顶部附面层干扰,所以顶部损失非常大,3 个方案相比较,方案 1,2 在全叶高效率基本相等,方案 3 则较之低两个百分点,顶部更低.这主要是因为小叶片较长一方面自身引入了较多的摩擦损失,另一方面其前缘向大叶片吸力面的膨胀波位置过前,并没有起到减薄附面

层堆积,减小低能流体区的作用,大叶片吸力面后部损失较大.在顶部槽道激波强度高,损失增加.

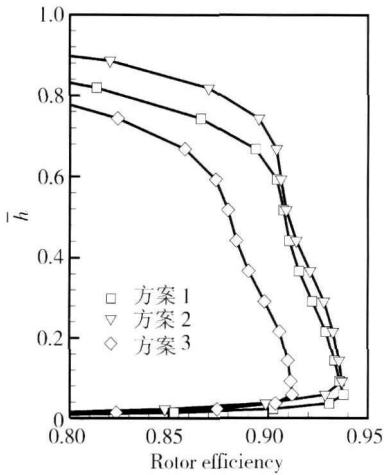


图 5 3 个方案效率沿叶高分布  
Fig. 5 Effectiveness distribution along blade height

在图 5 中选择 90%, 30% 两个有代表性的截面分析内部流场.图 6 给出了最高效率点工况顶部跨音区的流场情况,方案 3 的槽道激波较另两个方案而言,激波面较薄,波前来流马赫数也高(图 6(c)),导致激波强度大,激波损失也高.壁面附面层损失主要与逆压力梯度的大小和逆压力梯度流动段的长度有关系,在没有小叶片的常规转子里,壁面气流处于整个弦长的逆压梯度段中,而在大小叶片转子中,槽道激波后的亚声速流遇到小叶片前缘,产生两簇膨胀波分别伸向两侧流道,下面分别比较两簇膨胀波对大叶片压力面、吸力面壁面静压的影响.小叶片前缘向压力面一侧的膨胀波使大叶片压力面处的静压下降,气流加速,气流的扩压分成两次完成,图 6(d)的大叶片压力面静压中逆压力梯度较小,两段逆压力 3 个方案 90% 相对叶高 S1 流面马赫数压布段长度较短,而图 6(e)中压力面第一段逆压力梯度段太短,图 6(f)中更是整段逆压力梯度流动,后两者逆压力梯度也较大,这都将增加压力面附面层损失.按照槽道激波与大叶片吸力面附面层干扰的机理,交点处壁面附面层内一层亚声附面层,将激波后面的高压传到上游去,使得激波前的附面层就在较强的逆压力梯度作用下开始变厚.激波后吸力面的凸曲率会使附面层继续加厚,发展到一定程度将发生分离.伸向大叶片吸力面一侧的膨胀波可以使吸力面的静压降低,这样吸力面有三段逆压力梯度流动,其中最后一段壁面凸曲率较大最易导致流动分离,所以控制这一段的逆压力梯度和流

动长度最重要。三方案比较, 图 6(d) 中大叶片吸力面近尾缘处逆压力梯度段控制最佳。图 6(c) 膨胀波位置过前, 附面层在波后继续加厚, 损失较大。这两簇膨胀波影响了大叶片表面静压分布, 尤其是对大叶片压力面的影响, 3 个方案压力面最低静压分别位于 45%, 35%, 28% 弦长, 值相差 5%~12%。这就导致了大小叶片之间不同的负荷分配, 图 6(d) 大叶片明显前部加载, 图 6(e) 在 3 个方案中负荷分配最佳, 图 6(f) 大叶片中部负荷过低, 小叶片承担了后部的主要加功量。

图 7 给出了最高效率点工况根部亚声区流动, 槽道激波在空间位置上, 随着叶高的降低向来流方向倾斜, 在叶片根部 30% 叶高处, 来流略大于声速, 激波垂直于叶片表面向来流延伸至流道中部。与顶部的分析相同小叶片前缘两簇膨胀波影响了大叶片表面静压, 3 个方案大叶片压力面逆压力梯度段比较, 图 7(a) 的逆压力梯度段长度分布最好, 梯度最低, 图 7(c) 的最差。大小叶片气动负荷分配上方案 1 和 2 较好, 方案 3 小叶片负荷过高。

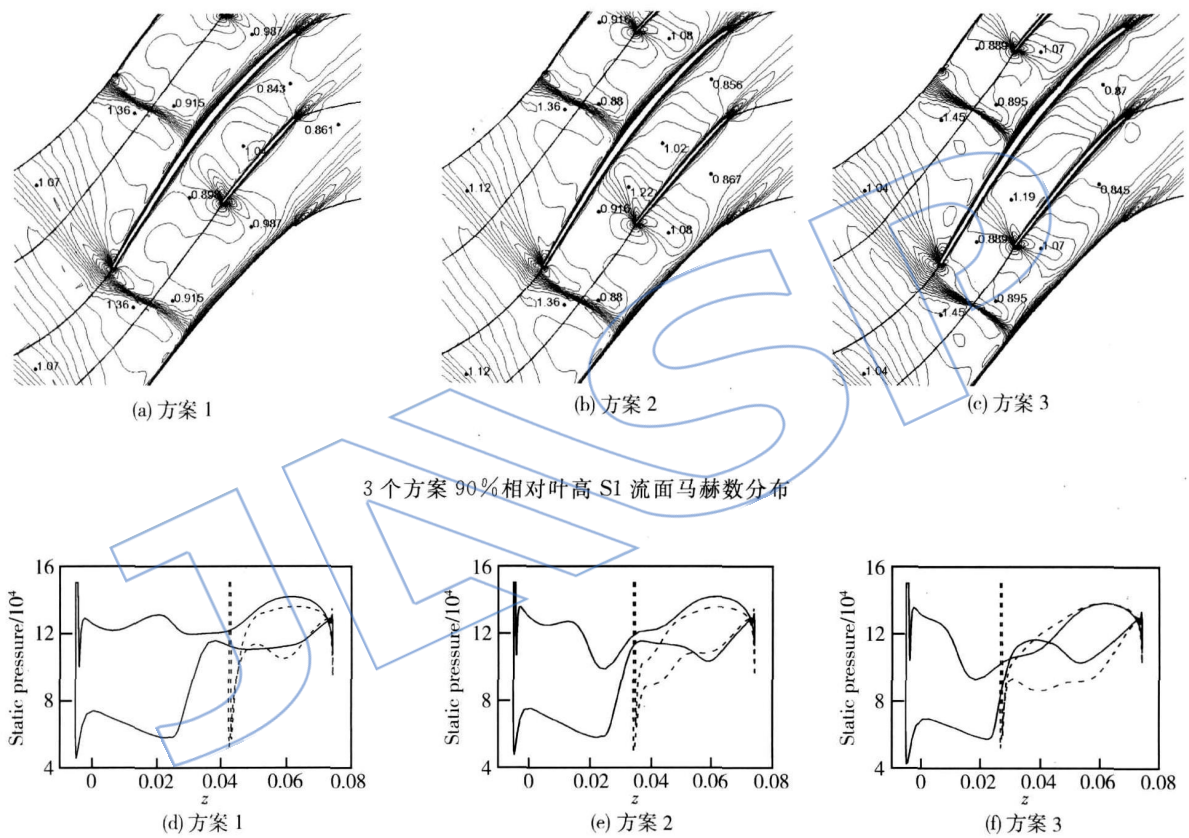


图 6 3 个方案 90% 相对叶高型面静压分布  
Fig. 6 Profile pressure distribution at 90% relative blade height

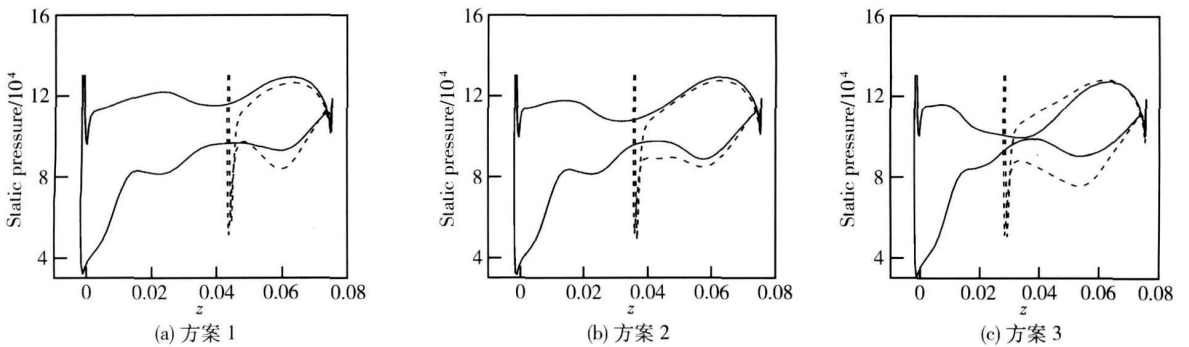


图 7 30% 叶高型面静压分布  
Fig. 7 Profile pressure distribution at 30% relative blade height

4 结 论

对三种不同的小叶片弦长, 优化小叶片中弧线形状, 去除中弧线形状的影响, 比较小叶片弦长对转子流场的气动性能影响得到下面结论:

(1) 小叶片前缘膨胀波可以使大叶片压力面、吸力面后部的壁面静压分布形成两段扩压段, 两个扩压段的长度和逆压梯度的合理选择可以显著降低壁面附面层损失, 方案 1 小叶片最短, 逆压力梯度段分布最合理.

(2) 大小叶片之间气动负荷的分配上, 方案 2 叶片全弦长负荷平均分布, 扩压最合理. 小叶片弦长较长, 则气动负荷主要落在小叶片上, 弦长较短, 大叶片顶部载荷过高.

(3) 不同的小叶片弦长对转子的通流能力也有影响, 尤其当小叶片前缘向喉部方向移动时, 影响更大.

综上, 小叶片前缘位置应保证其压力面膨胀波交于大叶片吸力面槽道激波与尾缘之间的后半段, 其吸力面膨胀波交于大叶片压力面中部, 则可以改善大叶片壁面静压分布, 降低附面层损失, 保证较好的气动负荷分配.

参考文献:

[ 1 ] Wennerstrom A J, Frost G R. Design of a rotor incorporating

ting splitter vanes for a high pressure ratio supersonic axial compressor stage[ R]. ARL TR 74 0110, 1974.

[ 2 ] 刘瑞韬, 徐忠. 分流叶片位置对高转速离心压气机性能的影响[ J]. 空气动力学学报, 2005, 23(1): 129-134.

LIU Ruitao, XU Zhong. Effect of the splitter blade position on the characteristic of high speed centrifugal compressor[ J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2005, 23(1): 129-134.

[ 3 ] 张永新, 邹正平, 严明, 等. 单级大小叶片轴流压气机流动分析[ J]. 航空动力学报, 2004, 19 (1): 89-93.

ZHANG Yongxin, ZHOU Zhengping, YAN Ming, et al. Flow analysis of a single stage axial flow compressor[ J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19 (1): 89-93.

[ 4 ] Qiu X, Dang T. 3D inverse method for turbomachine blading with splitter blades[ R]. 2000 G 0526.

[ 5 ] 陈懋章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[ J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 1-15.

CHEN Maozhang. Development of fan compressor techniques and suggestions on further researches[ J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 1-15.

[ 6 ] 严明, 陈懋章. 大小叶片轴流压气机转子流动特性分析[ J]. 推进技术, 2002, 23(4): 280-282.

YAN Ming, CHEN Maozhang. Flow performance analysis in an axial compressor rotor with splitter[ J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(4): 280-282.