

离心风机双圆弧型线的气动特性研究

张晓伟¹, 杨爱玲^{1,2}, 陈二云^{1,2}

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093;

2. 上海市动力工程多项流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要: 通过控制双圆弧叶型两段圆弧相切点半径、切点处叶片角两个参数, 设计多种双圆弧离心风机模型, 采用计算流体力学获得风机性能和流场数值解, 研究中间圆系数、叶片角系数对性能的影响。结果表明, 双圆弧离心叶轮设计中中间圆系数取 0.7 时, 整机性能平稳, 效率和压升较高; 在叶轮进口段叶片角缓慢增长而在出口段叶片角的快速增大有利于减小流动损失, 改善流场品质, 提高风机效率。

关键词: 双圆弧叶型; 数值计算; 离心风机; 气动性能

中图分类号: TH432

文献标识码: A

文章编号: 1004-3950(2018)02-0007-05

DOI:10.16189/j.cnki.nyg.2018.02.002

Study on the aerodynamic characteristics of the double circular arc profile of the constant thickness blade of centrifugal fan

ZHANG Xiao-wei¹, YANG Ai-ling^{1,2}, CHEN Er-yun^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai 200093, China)

Abstract: Several centrifugal fans with double circular arc profile were designed by changing values of the radius and blade angle at the tangent point of the two circular arcs. Then the viscous flows in the fans were simulated to investigate the effect of the radius coefficient and blade angle coefficient at the tangent point on the fans' performance. The result showed that, in the design of double arc centrifugal impeller, the quality of the flow field was well as the radius coefficient was 0.7, and higher pressure and aerodynamic efficiency were obtained too. The inlet of the impeller, and the slow increase of blade angle were helpful to reduce the loss and improve the fan's efficiency.

Key words: double circular arc profile; numerical calculation; centrifugal fan; aerodynamic performance

0 引言

在叶轮机械的设计中, 叶轮作为心脏部件, 其设计是否合理对整机性能有着决定性影响^[1]。因此, 提高离心叶轮研究和设计水平, 对国民经济的发展和节能环保有重要的意义。离心叶轮内部流动是复杂的三维非定常流动, 由于离心力以及流体粘性作用, 在叶轮流道内做扩压运动的流体还可能产生分离以及二次流等现象^[2-3], 从而影响流动效率。

根据通风机工作原理, 除叶片进出口直径和安装角、叶片数、叶片厚度分布外, 叶片型线也是

影响叶轮流道几何形状和叶轮气动特性的重要因素^[4-6]。西北工业大学的李磊等^[7]曾提出了一种基于 $Z-\theta$ 流面的径流式叶片中弧线造型设计方法, 考虑了进出口气流参数对叶型周向角的影响, 设计得到离心式压气机性能达到了原型机的性能。还有国外学者通过控制流场速度分布和压力梯度的变化, 定义叶片角的变化为二次多项式, 逆推得到中弧线的表达式并绘出性能优秀的离心叶轮^[8]。

目前, 离心风机常用叶型有单圆弧叶型、双圆弧叶型等^[9-10]。在叶片进出口直径和安装角确定的情况下, 可以唯一确定一条圆弧, 因此采用单

收稿日期: 2017-03-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51305267)

作者简介: 张晓伟(1990-), 男, 河南信阳人, 硕士研究生, 主要从事叶轮转子动力学方向的研究, E-mail: 15921062715@163.com。

圆弧叶型难以通过控制型线实现对流动的精细控制。风机实际运行数据表明,采用单圆弧的离心风机性能较差,而采用双圆弧叶型的离心风机,可通过改变两段圆弧相切点半径、相切点处叶片角大小改变叶型,即增加两个叶型控制自由度。从已公开发表的论文看,关于双圆弧叶型的研究多集中于整体性能与其他叶型的比较,而对于控制双圆弧叶型的两个参数取值差异的影响研究甚少。

本文中采用数值方法对双圆弧叶型离心风机性能和流场进行模拟,研究圆弧切点半径和切点处叶片角两个参数对风机性能和流场分布的影响,为离心风机双圆弧叶型设计提供依据。

1 计算模型

1.1 几何模型

本研究的原型风机为后弯式离心风机,工作转速为 2900 r/min,设计流量和全压分别是 4000 m³/h、1200 Pa,详细的叶轮几何参数见表 1,其中几何参数的定义见图 1。叶片采用厚度为 3 mm 的等厚单圆弧叶片,螺旋式蜗室横截面为矩形。

表 1 离心风机叶轮基本参数

变量名	取值
转速/r · min ⁻¹	2900
设计流量/m ³ · h ⁻¹	4000
设计全压/Pa	1200
叶片数 Z	19
叶轮流道进口半径 R ₁ /mm	241
叶轮流道出口半径 R ₂ /mm	350
叶轮流道进口宽度 b ₁ /mm	90
叶轮流道出口半径 b ₂ /mm	72
进口叶片角 β ₁ /°	28
出口叶片角 β ₂ /°	39

对于单圆弧叶型,在叶轮进出口半径 R₁、R₂ 以及叶片进出口安装角 β₁、β₂ 不变的情况下,由平面几何的关系可计算圆弧半径 R_k 以及圆弧圆心离原点的距离 R₀:

$$R_k = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1} \quad (1)$$

$$R_0 = \sqrt{R_k^2 + R_2^2 - 2R_k R_2 \cos \beta_2} \quad (2)$$

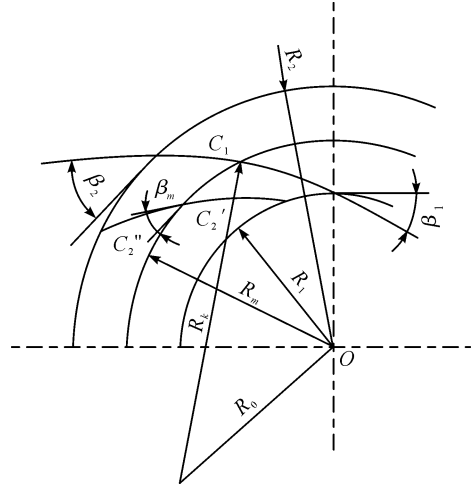


图 1 叶轮几何参数示意

R₁—叶轮进口半径; R₂—叶轮出口半径;

β₁—叶片进口角; β₂—叶片出口角

根据 R_k 和 R₀ 可作出一条单圆弧 C₁ (如图 1),在此基础上叠加厚度即可获得单圆弧叶型。由于该圆弧是唯一的,因此设计中无法通过调整叶片型线实现对流道内流动的精细控制。

同样地,对于双圆弧叶型,在叶轮进出口半径和叶片进出口安装角不变的前提下,通过改变切点处半径 R_m 和切点处叶片角 β_m 的大小,根据公式 (1) 和 (2) 计算得出两段圆弧 C₂ 和 C_{2'},两段圆弧光滑连接得到双圆弧叶型。

为定义两段圆弧切点处半径和对应位置处叶片角的变化规律,令:

$$R_m = R_1 + k_1(R_2 - R_1) \quad 0 < k_1 < 1 \quad (3)$$

$$\beta_m = \beta_1 + k_2(\beta_2 - \beta_1) \quad 0 \leq k_2 \leq 1 \quad (4)$$

式中: k₁、k₂ 在 0~1 范围内任意取值,分别命名为中间圆系数和叶片角系数。两个系数不同的组合得到的双圆弧亦不同,形成的叶片流道也随之发生变化,从而实现对流动的控制。

首先对 k₁ = k₂ = k 的变化方案进行研究,即叶片角随中间圆线性变化; k 取值为 0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7 和 0.8。考虑到弧线上的叶片角并不随中间圆的大小线性变化,本文中还对 k₁、k₂ 任意取值获得的双圆弧叶型进行研究,表 2 为所研究的 15 种双圆弧方案。以 k₁ = 0.3 为例 k₂ = 0 表明第一段圆弧的进出口叶片角相等,叶片角的变化全部在第二段圆弧完成,这意味着气流方向在叶轮流道前段变化慢,后段变化快;而 k₂ = 10 则正好相反。所以,叶片角系数取值反映了气

流方向在叶片通道内的变化快慢。

表2 任意叶片角下的离心风机模型

中间圆半径系数 k_1	叶片角系数 k_2				
0.3	0	0.3	0.5	0.7	1
0.5	0	0.3	0.5	0.7	1
0.7	0	0.3	0.5	0.7	1

1.2 数值离散方法及网格无关性验证

离心风机叶轮流道内流动可视作不可压三维粘性湍流,其控制方程为三维不可压雷诺时均NS方程:

连续性方程:

$$\nabla(\vec{u}) = 0 \quad (5)$$

动量方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \text{div}(\mu \cdot \text{grad}u) \quad (6a)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \text{div}(\mu \cdot \text{grad}v) \quad (6b)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \text{div}(\mu \cdot \text{grad}w) \quad (6c)$$

式中:时均速度矢量 $\vec{u}$ 在 x, y, z 方向的分量为 u, v, w ; t 表示时间坐标; ρ, p 和 μ 分别对应流体密度、时均压强和动力粘度。湍动粘度比是湍动粘度 μ_t 与动力粘度 μ 的比值,即 μ_t/μ ,而湍动粘度又可表示成 k 和 ε 的函数: $\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot k^2/\varepsilon$ 。 C_μ 为经验系数,通常取 0.09, k 为湍动能, ε 为湍动能耗散率。湍动粘度比 μ_t/μ 正比于湍动 Re 数,本研究采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型进行湍流模拟。

选用的求解器是 FLUENT,其压力速度耦合方法采用 SIMPLEC 算法。计算域边界条件含进口、出口和粘性固壁三类,分别采用质量流量进口、自由出流出口和无滑移壁面边界条件。

图2为离心风机三维流场计算域示意,包含进口延长、叶轮、蜗壳、出口延长段四部分。计算域采用结构化六面体网格进行离散,流场变化梯度大的区域进行网格局部加密处理,近壁区第一层网格厚度控制在 0.015 mm,并保证在连续区域内,最大网格尺寸不能超过最小网格尺寸的三倍。本文中对各个子域进行单独划分,获得结构化计算网格,各个子域之间采用 interface 面连接。

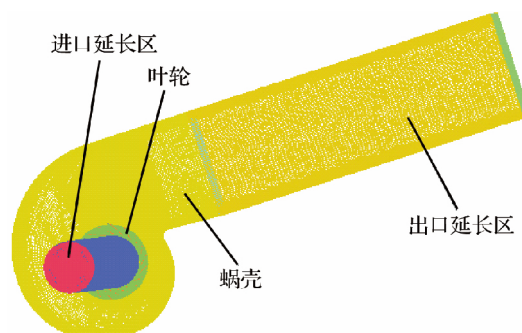
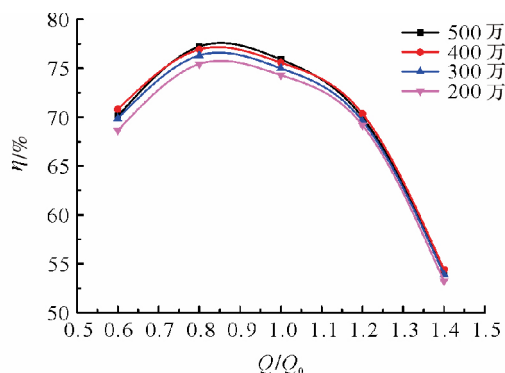
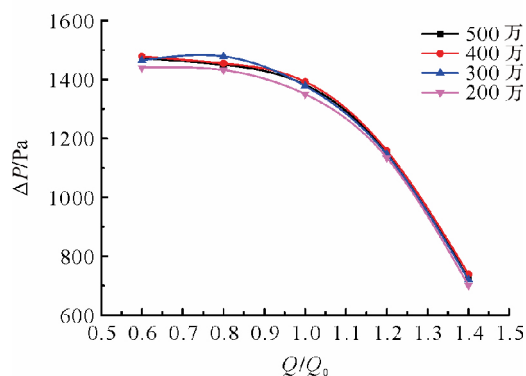


图2 整机网格和网格区域划分

为了减小网格数量对数值模拟结果的影响,本研究进行了网格的无关性分析。网格的无关性验证主要针对叶轮的网格数量。划分网格时,改变设置分别生成网格数为 200 万、300 万、400 万、500 万四组叶轮网格,其他部分网格数不变,然后在相同的边界条件下对四组网格数下离心风机流场进行数值模拟。图3是四套网格下风机的全压和气动效率随流量的变化曲线。可见,不同网格数对离心风机的全压和效率曲线的趋势基本一致,



(a) 效率曲线



(b) 全压曲线

图3 网格数对离心风机全压和效率模拟值的影响
($Q = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ $n = 2900 \text{ r/min}$)

随着网格数的增大,风机性能结果的差异也越来越小。在额定工况下,当网格数从200万递增至500万时,离心风机的全压变化率依次为2.07%、1.05%和0.71%,效率变化率依次为0.94%、0.77%和0.41%。可见当网格数达到400万以上时,对数值计算的结果影响非常小,所以本文将叶轮网格数控制在500万左右,可保证计算精确性。整机网格数为720万左右。

2 计算结果分析

2.1 风机整体性能

图4给出了设计工况下 $k_1 = k_2 = k$ 的条件下离心风机模型的全压及效率曲线。图4表明,效率和全压随中间圆系数的增大呈字母“M”型分布,即先增大后减小再增大再减小,在 $k = 0.3$ 和 0.7 附近出现了全压与效率的峰值,相应的最大变化幅度为4.3%和1.7%。图4同时表明,系数在 $0.3 \sim 0.7$ 范围内变化时,风机全压与效率的变化幅度较小。由式(3)、(4)可知,中间圆系数和叶片角系数相等且取值越接近0.0或1.0,则叶型越接近单圆弧,图4中全压和效率在 $k = 0.2$ 、 0.8 附近迅速下降,从侧面表明了采用单圆弧叶片的风机性能低于双圆弧叶片的风机。

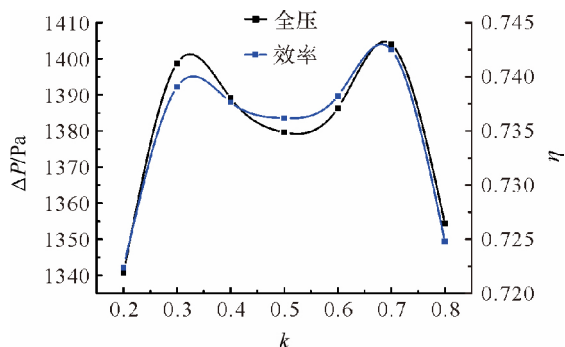


图4 线性变化下的全压和效率曲线
($Q = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ $n = 2900 \text{ r/min}$)

图5为设计工况下,中间圆系数 k_1 取0.3、0.5、0.7, k_2 在 $0.0 \sim 1.0$ 内变化时,离心风机的全压与效率分布。从图5(a)全压曲线看,中间圆系数一定时,全压随叶片角系数的增加先增大后减小,且全压的最大值分别出现在叶片角系数为0.3、0.5、0.7之处。观察图5(a),当叶片角系数 k_2 从0.3增大到0.7时, $k_1 = 0.3$ 的风机模型全压变化率为-5.22% $k_1 = 0.5$ 和0.7的风机模型

全压变化率分别为-3.46%和1.53%,即当中间圆系数 k_1 为0.7时,叶片角对全压的影响更小,全压曲线更平缓。从图5(b)可以看出,中间圆一定时,效率随中间圆的增加同样是先增大后减小,但三种条件下效率的最大值都出现在 $k_2 = 0.3$ 附近。当叶片角系数 k_2 从0.3增大到0.7时,对于效率的变化率, $k_1 = 0.3$ 、0.5、0.7模型分别为-4.06%、-4.12%、-2.16%,从图6中也可以清晰地看到 $k_1 = 0.7$ 的效率曲线更平缓。因此,双圆弧叶型设计中,中间圆系数取 $k_1 = 0.7$ 附近能够获得较为稳定的性能,且叶片角系数 $k_2 = 0.3$ 时可以得到较高的效率, $k_2 = 0.7$ 时整机有较高的压升。

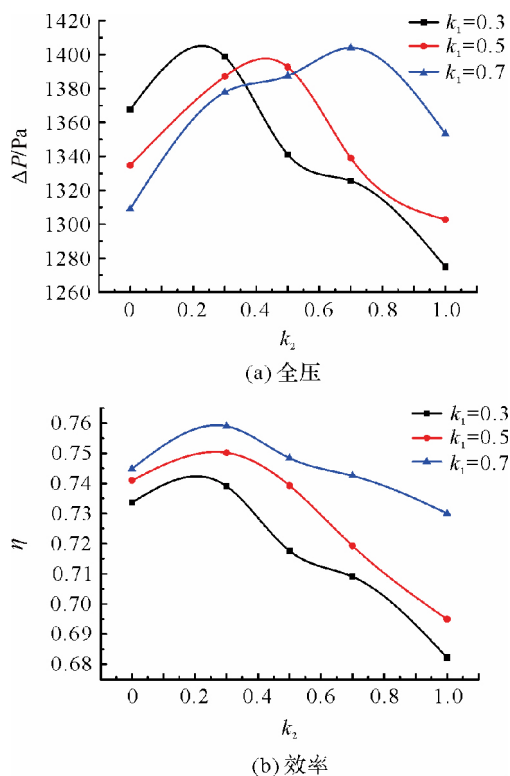


图5 双圆弧任意叶片角的离心风机全压效率曲线
($Q = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ $n = 2900 \text{ r/min}$)

2.2 离心风机内部流场分析

图6是单圆弧、0.7-0.3、0.7-0.5、0.7-0.7四种风机模型叶片角从叶轮进口到出口随半径的变化曲线。从图6中可以看出,单圆弧叶片叶片角增长较为均匀,采用双圆弧叶片,前后两段的叶片角变化曲率明显趋势不同:0.7-0.3风机模型前段叶片角增长慢、后段增长快,0.7-0.7风机模型则前段增长快。结合图5可知,适当抑制前段叶片角增长速率有利于提高气动效率。图7

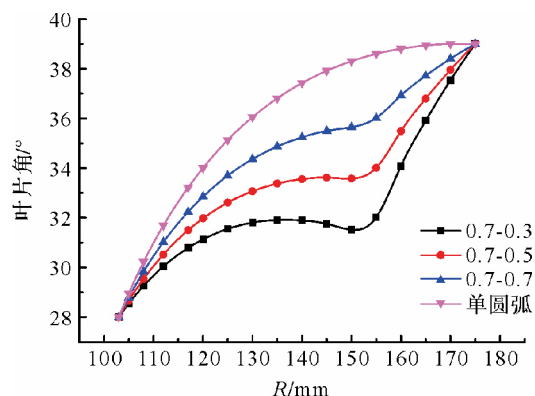
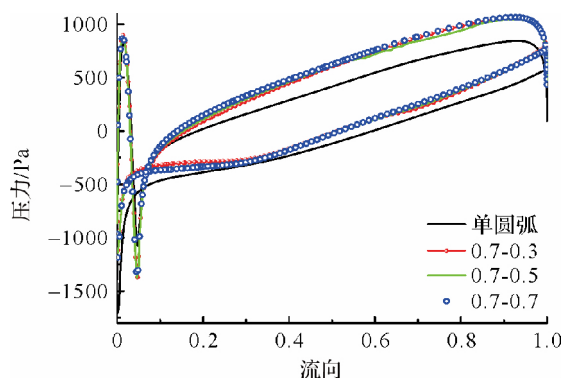
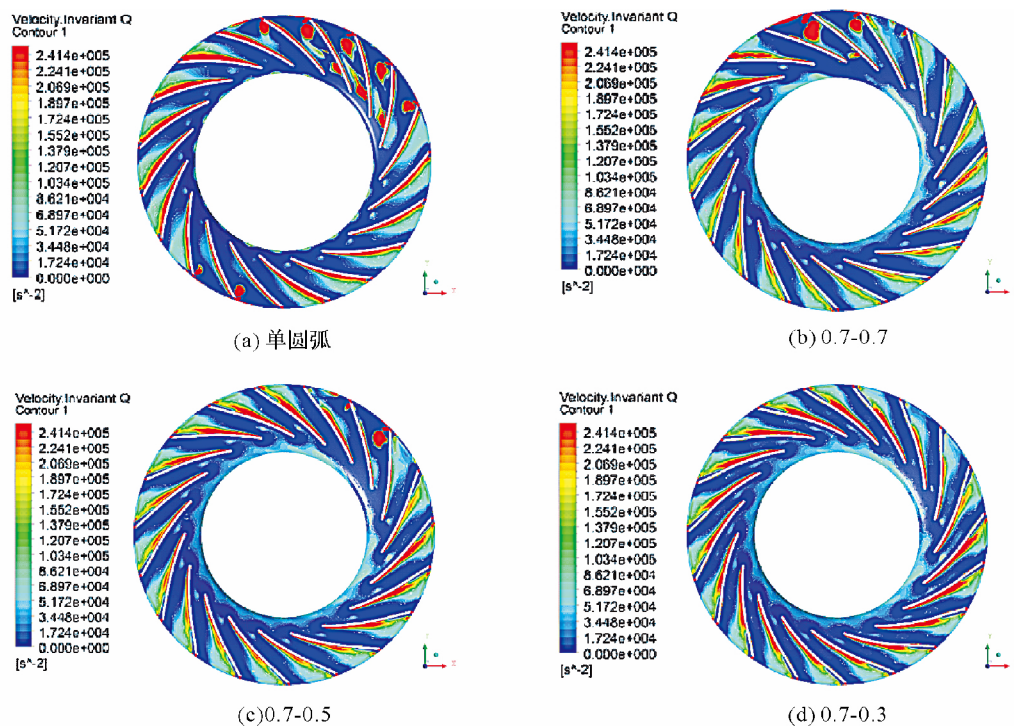
图6 叶片角随 R 的变化规律

图7 中间叶高处叶片表面静压分布曲线

是上述四个风机模型在设计工况下 50% 叶高处的叶片表面静压分布。可见,采用单圆弧叶片的风机叶片表面静压明显低于双圆弧叶片风机。图 7 中,中间圆系数 k_1 为 0.7 处三种双圆弧叶型的表面静压分布曲线非常接近,说明当中间圆选取得当时,叶片角的变化对双圆弧叶型全压的影响较小。

图 8 是设计工况下,单圆弧、0.7-0.7、0.7-0.5、0.7-0.3 四种风机的涡量分布。可见,在单圆弧叶型中,叶片角在进口段急剧增大,叶片表面附面层厚度增长较快,在进口吸力面出现了明显的涡量集中,而双圆弧叶片的风机流道进口段涡量明显减小,流道内高涡量范围也明显减小,这意味着采用双圆弧叶片有利于降低流动损失。对于双圆弧叶片风机模型,当 k_2 从 0.7、0.5 到 0.3 变化时,第一段圆弧的叶片角变化率逐渐减小,而第二段圆弧的叶片角变化率越来越大,且接近于线性变化。从涡量看,双圆弧叶型基本消除了进口段涡的形成对流动的影响,且进口段叶片角增加越缓慢,这种趋势越明显,越有利于控制流动损失。

图8 叶片角对叶轮流道进出口涡量的影响 ($Q = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ $n = 2900 \text{ r/min}$)

(下转第 18 页)

的夹缝成为了一个收缩形流道,使得通过夹缝处的流体被加速,形成一股高速射流,抑制了叶片尾缘的流动分离,提高了流场品质。

参考文献:

- [1] 蒯乐. 后缘无缝襟翼与前缘缝翼的一体化优化设计[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [2] 周志杰, 刘沛清, 李亚林, 等. 大型客机机翼前缘缝翼气动及其机构一体化设计[J]. 民用飞机设计与研究, 2013(1): 9-13.
- [3] 邓一菊, 廖振荣, 段卓毅. 前缘缝翼内型的气动设计研究[J]. 空气动力学报, 2014, 32(3): 400-404.
- [4] 徐成宇, 钱志辉, 刘庆萍, 等. 基于长耳鸭翼前缘的仿生耦合翼型气动性能[J]. 吉林大学学报(工学版), 2010, 40(1): 108-112.
- [5] MESEGUER J, FRANCHINI S, PÉREZ-GRANDE I, *et al.* On the aerodynamics of leading-edge high-lift devices of avian wings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering, 2005, 219(1): 63-68.
- [6] BURG J W V D, GEYR H F V, HEINRICH R, *et al.* Geometrical installation and deformation effects in high-lift flows[J]. AIAA Journal, 2009, 47(1): 60-70.

- [7] AIAA. Stall behaviour of the Eurolift high lift configurations[C]. America: 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, 2000.
- [8] 唐旭东. 具有开缝叶片或长短叶片的离心风机叶轮通道湍流场数值模拟及试验研究[D]. 北京: 清华大学, 1998.
- [9] MIYAMOTO H, NAKASHIMA Y, OHBA H. Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impellers[J]. Jsme International Journal, 1992, 35(2): 238-246.
- [10] 朱之堦, 唐旭东. 边界层吹气叶轮三维湍流场的数值模拟及应用[C]. 北京: 海峡两岸航空航天技术暨流固耦合学术研讨会, 1998.
- [11] 唐旭东, 黄东涛, 朱之堦, 等. 边界层控制技术在离心叶轮中的应用[J]. 流体机械, 1998(9): 15-19.
- [12] 黄东涛, 边晓东, 唐旭东, 等. 长短叶片开缝技术在离心风机设计中的应用[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1999, 39(4): 6-9.
- [13] 朱之堦, 黄东涛. 离心风机现代设计方法研究[J]. 中国机械工程, 1998, 9(8): 54-56.
- [14] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

(责任编辑 杨启岳)

(上接第11页)

3 结 论

(1) 对于双圆弧叶型, 中间圆系数 k_1 为 0.7 时能够得到性能稳定的风机, 且叶片角系数 k_2 在 0.3 附近有利于提高风机气动效率, 这对于离心风机中弧线的设计具有参考性。

(2) 相比单圆弧叶型, 双圆弧叶型控制了叶轮流道内进口侧的附面层增长, 使流场涡量强度较小, 分布更均匀, 这有利于提高风机的气动和噪声特性。

参考文献:

- [1] 朱阳历, 左志涛, 王正明, 等. 叶轮机械叶片气动设计流程的改进研究[C]. 大连: 中国工程热物理学会热机气动热力学 2009 年学术会议, 2009.
- [2] 刘瑞韬, 徐忠. 离心叶轮机械内部流动的研究进展[J]. 力学进展, 2003, 33(4): 518-532.
- [3] KRAIN H. Swirling impeller flow[J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110: 122-128.
- [4] 于跃平, 胡继孙, 陈启明, 等. 叶片型线对离心风机

气动性能影响试验研究与叶轮流场计算[J]. 流体机械, 2007, 35(7): 25-29.

- [5] 梁亚勋, 李景银, 刘开锋, 等. 不同型线离心风机叶轮的性能对比研究[C]. 绍兴: 流体机械学术会议, 2007.
- [6] 吴让利, 吴沛佳, 秦国良. 叶片型线对离心风机性能影响的研究[J]. 风机技术, 2014(1): 31-36.
- [7] 李磊, 李元生, 于明, 等. 基于 $z-\theta$ 流面的径流式叶片中弧线造型设计方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(5): 187-192.
- [8] EPPLER P, KARIC B, LLICĆ, *et al.* Design of radial impellers: A combined extended analytical and numerical method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2009, 223(4): 901-917.
- [9] 许洪元. 圆弧形叶片型线的理论研究[J]. 流体机械, 1990(8): 31-35.
- [10] AREF'EV N N. Method of analyzing and plotting the impeller blade of a centrifugal pump[J]. Power Technology and Engineering, 2014, 48(4): 284-287.

(责任编辑 杨启岳)