

贯流风机结构参数优化组合研究*

庞佑霞 唐勇 梁亮 朱宗铭

(长沙学院机电工程系, 长沙 410003)

【摘要】 利用计算流体力学对叶片扭曲角为 30° 的贯流风机三维内部流场进行了数值模拟,并研究了各个结构参数(蜗壳间隙、蜗舌间隙、叶片内圆周角、叶片外圆周角、叶片数、叶轮内外径之比和叶片扭曲角)对贯流风机性能(出风口体积流率)的影响。采用正交试验设计方法,确定了上述7个结构参数的最优组合,并得到在定叶轮外径和转速下,结构参数最优组合为:蜗壳间隙 ε_c 为1 mm、蜗舌间隙 ε_t 为2 mm、叶片内圆周角 α 为 90° 、叶片外圆周角 β 为 20° 、叶片数 n 为30、叶轮内外径之比 γ 为0.75、叶片扭曲角 θ 为 90° ,优化后贯流风机出风口体积流率比优化前提高了25.2%。在贯流风机性能参数检测台上,试验测试了在定叶轮外径和不同叶轮转速下,优化后与优化前贯流风机出风口平均风速大小。试验结果表明优化后出风口平均风速比优化前增大了4.6%,试验结果和理论计算结果基本吻合。

关键词: 贯流风机 结构参数 正交设计 优化组合

中图分类号: TH432 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)09-0102-06

Optimum Combination of Structure Parameters of Cross Flow Fans

Pang Youxia Tang Yong Liang Liang Zhu Zongming

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Changsha University, Changsha 410003, China)

Abstract

The three-dimensional internal flow field of cross flow fans with 30° twisted blade was simulated with computational fluid dynamic (CFD) method. The influence of each structure parameters (volute case gap, volute throat gap, internal circumferential angle of the blade, external circumferential angle of the blade, blade numbers, the ratio of internal diameter to external diameter of the impeller or twisted angle of the blade) on the volume flow rate of the cross flow fan outlet was numerically researched. The optimal combination of seven structural parameters with the optimal performance of the cross flow fans was obtained by the orthogonal design method. Under the constant impeller external diameter and rotating speed, the optimal combination of structural parameters are as follows: volute case gap ε_c is 1 mm, the volute throat gap ε_t is 2 mm, the internal circumferential angle of the blade α is 90° , the external circumferential angle of the blade β is 20° , the blade numbers n is 30, the ratio of internal diameter to external diameter of the impeller γ is 0.75, and the twisted angle of the blade θ is 90° . It is obtained that the volume flow rate of the outlet of the optimized cross flow fan was increased by 25.2%. By means of the detection device of cross flow fan's performance parameters, the air outlet average velocities of the optimized and original cross flow fans were experimentally tested under the constant impeller external diameter and different impeller rotating speeds. The experimental result showed the air outlet average velocities of the optimized cross flow fan were increased by 4.6%. The theoretical calculation results were consistent with the experimental test results.

Key words Cross flow fans, Structural parameters, Orthogonal design, Optimum combination

引言

贯流风机广泛用于农业物料清选以及空调等各种机械产品中,市场需求量巨大,其性能决定了产品的效率。国内外许多学者对贯流风机做了理论分析和试验研究^[1-8]。

从文献[1~8]可以看出,贯流风机性能指标主要包括出风口的风量、风机的噪声和效率,影响贯流风机性能的主要参数有蜗舌形状和间隙、蜗壳形状和间隙、叶轮内外径、叶片安装角等。在满足贯流风机出风口风量的前提下,降低噪声是主要的目标,而采用变斜式叶片(即扭曲叶片)、大小交错组合叶片或不等距叶片可以不减少风量的同时降低噪声,因此采用扭曲叶片是高效低噪贯流风机的必然趋势。但文献[1~8]只是研究了某一定扭曲角叶片贯流风机内部流场,并未见到叶片扭曲角变化对贯流风机性能的影响。同时,已有文献只是对贯流风机结构参数独立地进行了研究,并没有从贯流风机整体参数优化的角度来进行研究,而贯流风机结构参数之间其实是耦合的,即存在交互作用,因此上述研究得到的各个参数的最优化值组合起来并不一定是最优组合。

本文利用 CFD 软件(Fluent 6.3)对扭曲叶片贯流风机内部流场进行三维数值模拟,分析各个结构参数(蜗壳间隙、蜗舌间隙、叶片内圆周角、叶片外圆周角、叶片数、叶轮内外径之比和叶片扭曲角)对贯流风机性能(出风口体积流率)的影响,并应用正交设计方法,优化这7个贯流风机结构参数组合,获得贯流风机结构参数的最优组合。最后,通过试验验证理论计算结果的正确性。

1 贯流风机的结构

贯流风机结构如图1所示,叶轮外径 D 为60 mm,内径 d 为42 mm。叶片内圆周角 α 为 90° ,叶片外圆周角角 β 为 50° ,蜗壳间隙 ε_c 和蜗舌间隙 ε_t 都为3 mm。叶片数 n 为24,叶片为两段式圆弧叶片,叶轮转速为1 100 r/min。风机出风口高度为35.2 mm,风机整个轴向长度为298 mm。

2 数值计算方法

利用 Fluent 6.3 计算流体动力学软件对电壁炉中常用的贯流风机进行了三维数值模拟,贯流风机整机如图2所示。

扭曲叶片沿叶轮圆周方向角度不变即等距分布,在轴向上每毫米沿圆周方向扭曲角度为 0.1007° ,即在整个贯流风机轴向长度方向上每一叶片扭曲 30° 。

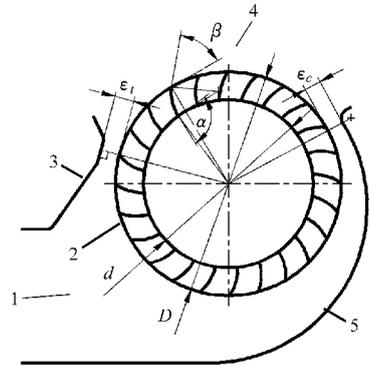


图1 贯流风机结构简图及主要结构参数

Fig.1 Structural diagram of cross flow fans and main structural parameters

1. 出风口 2. 叶轮 3. 蜗舌 4. 进风口 5. 蜗壳

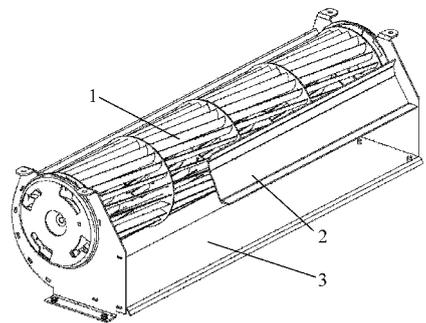


图2 贯流风机整机简图

Fig.2 Overall diagram of cross flow fans

1. 扭曲叶片 2. 蜗舌(切开) 3. 蜗壳

贯流风机叶轮内部气体的流动实际上是三维粘性湍流流动。本研究采用三维时均雷诺 $N-S$ 方程和 $RNG k-\varepsilon$ 湍流模型,近壁处流动采用标准壁面函数处理,各种变量和湍流粘性参数采用二阶迎风格式离散化,压力和速度耦合采用SIMPLEC算法。由于贯流风机转速较低,因此计算按不可压缩流体流动处理。为了模拟叶片区域流体的运动,采用滑移网格方法进行处理,给定转速为1 100 r/min。解算收敛条件为:各种参数的计算误差和风机进出口的流量误差都小于0.001。

湍流基本方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (i=1,2,3) \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + F_i \quad (2)$$

式中 t ——时间 x_i ——笛卡尔坐标

u_i —— x_i 方向流体的速度时均值

u'_i —— x_i 方向流体的速度脉动值

p ——流体微元体上压力时均值

ρ ——流体密度

F_i ——流体微元体上体积力

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

其中 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & (i=j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases}$

式中 μ_t ——湍动粘度 k ——湍动能
 ε ——湍动耗散率

RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

式中 μ ——流体动力粘度

其中 $C_\mu = 0.0845$ $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3} \quad C_{1\varepsilon} = 1.42$$

$$C_{2\varepsilon} = 1.68 \quad \eta = (2E_{ij}E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \eta_0 = 4.377 \quad \beta = 0.012$$

3 数值计算结果

图3为贯流风机(叶片扭曲30°)总压力等值线图。从图3可见,叶片扭曲角为30°时,基本不影响贯流风机涡核的形成,不同截面的压力等值线分布基本一致。文献[1~3]表明,影响涡核位置的主要因素有蜗舌、蜗壳、叶片数量及安装角等。通过对不同结构参数的扭曲叶片贯流风机三维流场分析,结果表明,影响风机性能的主要因素与直叶片情况相同。

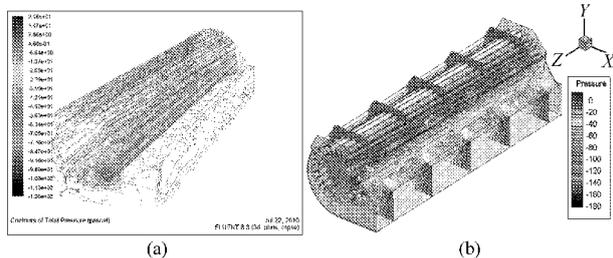


图3 贯流风机(叶片扭曲30°)总压力等值线图

Fig.3 Contours of total pressure of cross flow fans (30° twisted blade)

(a) 截面图 (b) 三维图

图4为贯流风机(叶片扭曲30°)流场的三维速度等值线图。从图中可很明显看出,贯流风机叶片周围处的风速值较大,出风口处中间部分的速度分布基本均匀,因壁面效应,其边界处有速度的变化。

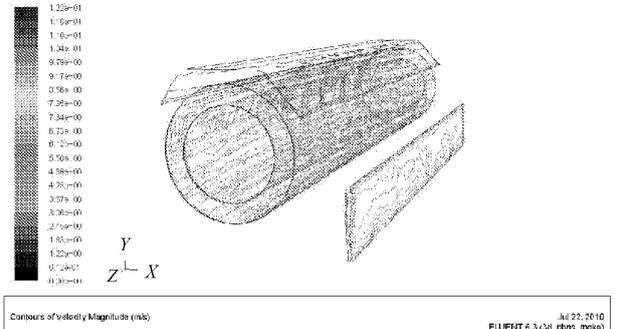


图4 贯流风机(叶片扭曲30°)速度等值线图

Fig.4 Contours of velocity magnitude of cross flow fans (30° twisted blade)

因此,扭曲叶片基本不影响出风口速度分布。

计算结果显示,优化前贯流风机出风口面速度平均值为4.04 m/s,出风口体积流率为124.90 m³/h。

4 各个结构参数对风机性能的影响

影响贯流风机性能的主要结构参数有:蜗壳间隙 ε_c 、蜗舌间隙 ε_t 、叶片内圆周角 α 、叶片外圆周角 β 、叶片数 n 、叶轮内外径之比 γ ($\gamma = d/D$)和叶片扭曲角 θ 。

图5为蜗壳间隙 ε_c 对贯流风机出风口体积流率的影响。可以看出,随着 ε_c 增大,贯流风机出风口体积流率先减小后增大,而后再减小再增大,从总体上来看,较小的蜗壳间隙可以获得较大的出风口体积流率。当 ε_c 取1 mm时,贯流风机出风口体积流率最大,为129.91 m³/h。

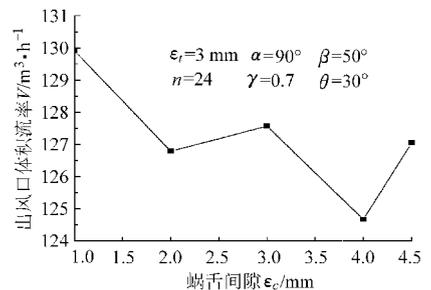


图5 蜗壳间隙 ε_c 对风机出风口体积流率的影响曲线

Fig.5 Influence of the volute case gap on the outlet volume flow rate of cross flow fans

图6为蜗舌间隙 ε_t 对贯流风机出风口体积流率的影响。可以看出,随着 ε_t 增大,贯流风机出风口体积流率开始基本不变,而后随之大幅度减小。当 ε_t 取4 mm时,贯流风机出风口体积流率最大,为128.07 m³/h。

图7为叶片内圆周角 α 对贯流风机出风口体积流率的影响。可以看出,随着 α 增大,贯流风机出风口体积流率先增大后减小。当 α 取70°时,贯流风机出风口体积流率最大,为134.81 m³/h。

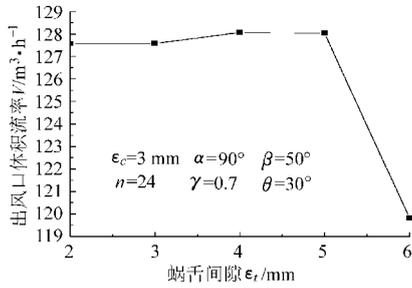


图6 蜗舌间隙 ϵ_t 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 6 Influence of the volute throat gap on the outlet volume flow rate of cross flow fans

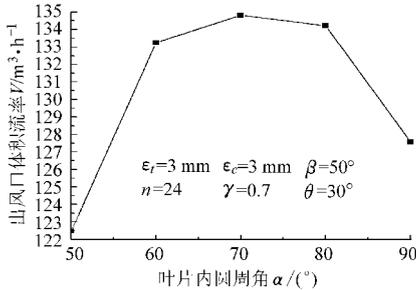


图7 叶片内圆周角 α 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 7 Influence of the internal circumferential angle of the blade on the outlet volume flow rate of cross flow fans

图8为叶片外圆周角 β 对贯流风机出风口气体积流量的影响。可以看出,随着 β 增大,贯流风机出风口气体积流量先增大后减小。当 β 取 30° 时,贯流风机出风口气体积流量最大,为 $141.13 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

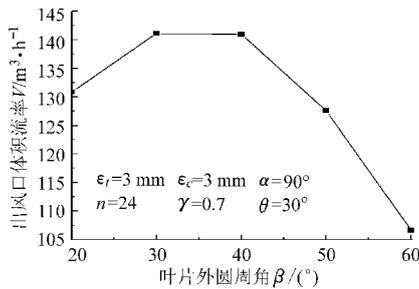


图8 叶片外圆周角 β 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 8 Influence of the external circumferential angle of the blade on the outlet volume flow rate of cross flow fans

图9为叶片数 n 对贯流风机出风口气体积流量的影响。可以看出,随着 n 增大,贯流风机出风口气体积流量先增大后减小。当 n 取18时,贯流风机出风口气体积流量最大,为 $128.82 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

图10为叶轮内外径之比 γ 对贯流风机出风口气体积流量的影响。可以看出,随着 γ 增大,贯流风机出风口气体积流量先增大后减小。当 γ 取0.75时,贯流风机出风口气体积流量最大,为 $128.68 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

图11为叶片扭曲角 θ 对贯流风机出风口气体积流量的影响。可以看出,随着 θ 增大,贯流风机出风口气体积流量变化没有规律。当 θ 取 30° 时,贯流风

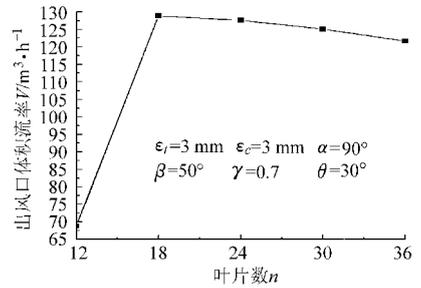


图9 叶片数 n 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 9 Influence of the blade numbers on the outlet volume flow rate of cross flow fans

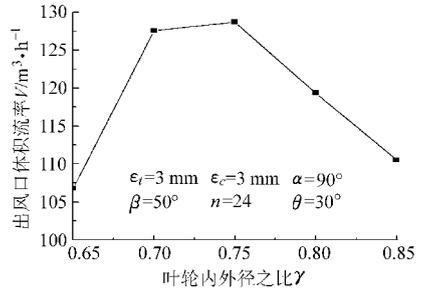


图10 叶轮内外径之比 γ 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 10 Influence of the ratio of internal diameter to external diameter of the impeller on the outlet volume flow rate of cross flow fans

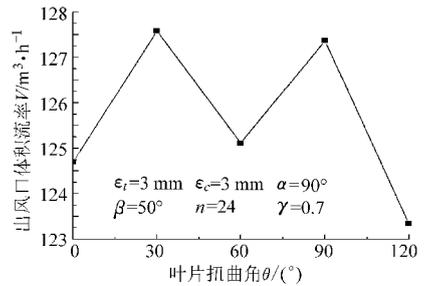


图11 叶片扭曲角 θ 对风机出风口气体积流量的影响曲线

Fig. 11 Influence of the twisted angle of blades on the outlet volume flow rate of cross flow fans

机出风口气体积流量最大,为 $127.58 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

根据上述研究的各个参数的最优值,组合起来的结构参数为:蜗壳间隙 ϵ_c 为1 mm、蜗舌间隙 ϵ_t 为4 mm、叶片内圆周角 α 为 70° 、叶片外圆周角 β 为 30° 、叶片数 n 为18、叶轮内外径之比 γ 为0.75、叶片扭曲角 θ 为 30° 。运用同上的数值计算方法,可以求得该组结构参数组合的贯流风机出风口气体积流量为 $153.93 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5 结构参数组合的正交优化

上述7个结构参数对贯流风机性能的影响不是独立的,是有交互作用的。为了寻找这些结构参数的最优组合,引入正交试验优化方法。

本文7个结构参数为7个试验因素,每个参数

给出 5 个不同数值代表 5 个试验水平, 试验指标为体积流率 V 。参照文献[9], 采用表 1 所示 $L_{25}(5^7)$ 正交表, 只要经过 25 次试验, 就可以获得最优解。

表 1 正交试验数值

Tab. 1 Orthogonal numerical test

编号	ε_c /mm	ε_i /mm	α /(°)	β /(°)	n	γ	θ /(°)	V / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
1	1.0	5	80	30	24	0.85	60	113.10
2	2.0	3	60	50	24	0.65	90	76.46
3	3.0	2	70	60	18	0.85	0	99.12
4	4.0	6	70	20	12	0.75	30	68.90
5	4.5	4	80	40	36	0.70	120	120.53
6	1.0	2	90	20	30	0.75	90	156.34
7	1.0	4	60	40	12	0.80	120	34.84
8	3.0	3	50	30	36	0.70	0	93.93
9	4.0	5	90	60	24	0.65	30	88.76
10	4.5	5	50	50	30	0.80	60	130.72
11	2.0	2	80	50	36	0.80	30	138.92
12	2.0	4	90	30	12	0.70	0	75.65
13	2.0	6	50	60	18	0.75	120	70.59
14	4.0	6	60	30	36	0.85	90	137.04
15	4.5	3	80	20	18	0.65	60	97.85
16	1.0	6	60	40	18	0.65	30	78.02
17	3.0	5	70	20	30	0.65	120	79.98
18	4.0	2	50	40	12	0.70	60	75.12
19	4.0	3	90	50	18	0.85	120	93.43
20	4.5	4	60	60	30	0.75	0	131.84
21	1.0	3	70	60	36	0.70	60	121.10
22	2.0	4	50	20	24	0.85	30	102.26
23	3.0	5	80	50	12	0.75	90	57.28
24	3.0	6	90	40	30	0.80	0	144.96
25	4.5	2	70	30	24	0.80	90	142.37

对表 1 中 25 组设计参数全部进行了贯流风机三维建模和相应的风机全三维数值模拟计算。从表中计算结果可看出, 对于体积流率的影响, 每一个结构参数都不是独立的, 它们之间是相互耦合的, 其中使性能最优(即体积流率最大)的结构参数组合为: 蜗壳间隙 ε_c 为 1 mm、蜗舌间隙 ε_i 为 2 mm、叶片内圆周角 α 为 90° 、叶片外圆周角 β 为 20° 、叶片数 n 为 30、叶轮内外径之比 γ 为 0.75、叶片扭曲角 θ 为 90° 。如考虑蜗舌间隙减小, 蜗舌处噪声略微增大, 也可选择表中较优的结构参数组合^[10]。显然, 最优结构参数组合的风机体积流率($156.34 \text{ m}^3/\text{h}$)远大于优化前结构参数组合(蜗壳间隙 ε_c 为 3 mm、蜗舌间隙 ε_i 为 3 mm、叶片内圆周角 α 为 90° 、叶片外圆周角 β

为 50° 、叶片数 n 为 24、叶轮内外径之比 γ 为 0.7、叶片扭曲角 θ 为 30°)的风机体积流率($124.90 \text{ m}^3/\text{h}$), 其数值提高了 25.2%; 同时也优于上述研究的所有结构参数组合的风机体积流率(包括单个结构参数最优值的组合)。优化后的贯流风机叶片扭曲角为 90° , 参照文献[3], 贯流风机采用扭曲叶片(或变斜式叶片)后, 可以降低噪声, 改善音质。

6 试验

在试验中, 贯流风机固定在检测台上, 由电动机带动贯流风机叶片转动。考虑到风机出风口风速的不均匀性, 在出风口处安装了一个平稳气流的导风筒(导风筒固定在滑板上, 可沿滑道平移), 将皮托管进气端插入导风筒中, 出气端的总压端和静压端通过硅胶软管与微差压变送器连接, 测得出风口风压对应电流值, 经过信号隔离变送器, 将 4~20 mA 电流信号相应地转换为 0~5 V 电压信号, 再经 AD 转换, 信号传入单片机检测系统, 并与上位机通信, 将所测得的出风口风速显示在上位机界面上。通过风机叶片上粘贴的反光纸和光电转速传感器测得风机的转速。通过改变供电频率, 改变贯流风机叶轮转速。

根据数值计算的结果, 设计制造了满足优化后和优化前结构参数的电壁炉用贯流风机。在上述的试验台上, 试验测试了不同叶轮转速下, 两组结构参数贯流风机出风口风速平均值, 并和理论计算结果相比较, 部分数值计算和实测结果如图 12 所示。

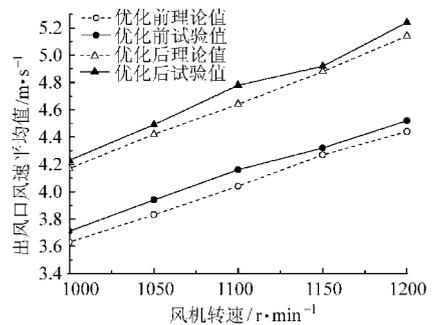


图 12 出风口风速平均值计算值和实测值对比

Fig. 12 Comparison of the air outlet average velocities between theoretical calculation results and experimental test results

在试验测试中, 考虑到扭曲叶片贯流风机出风口风速的不均匀性, 采用沿轴向重复测试出风口 4 个位置的风速值, 取平均值作为贯流风机出风口风速值。

由图 12 可见, 在不同叶轮转速下, 优化后贯流风机出风口平均风速实测值明显大于优化前贯流风机, 其值增大了 4.6%, 数值计算结果和实测结果基本吻合, 从而证实了数值计算的正确性。其偏差来

源于数值计算收敛精度以及实测数据时取样在贯流风机出风口格栅隔成的4段的中间位置,导致实测结果偏大。

7 结论

(1) 用CFD方法进行了扭曲叶片贯流风机三维内部流场计算,清楚地反映了扭曲叶片贯流风机的内部特性。

(2) 影响贯流风机性能的结构参数之间是交互

作用的,运用正交设计方法优化了贯流风机结构参数组合,提高了贯流风机性能,得到叶轮外径60 mm时贯流风机其他结构参数的最优组合为:蜗壳间隙 ε_c 为1 mm、蜗舌间隙 ε_t 为2 mm、叶片内圆周角 α 为 90° 、叶片外圆周角 β 为 20° 、叶片数 n 为30、叶轮内外径之比 γ 为0.75、叶片扭曲角 θ 为 90° 。

(3) 试验证明优化后的贯流风机性能明显优于优化前的贯流风机,其出风口体积流率提高了25.2%,平均风速增大了4.6%。

参 考 文 献

- 胡俊伟,丁国良,赵力,等. 贯流风机流场模拟与性能分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 62~66.
Hu Junwei, Ding Guoliang, Zhao Li, et al. Simulation of flow field and performance analysis of cross-flow fan[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(4): 62~66. (in Chinese)
- 张师帅,罗亮,李伟华. 基于CFD分析的空调用贯流风机的性能预测[J]. 流体机械, 2008, 36(5): 18~20.
Zhang Shishuai, Luo Liang, Li Weihua. Research on performance prediction of the cross-flow fans for air conditioning[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(5): 18~20. (in Chinese)
- 游斌,吴克启. 贯流风机变斜式叶轮与常规直叶轮的对比研究[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 58~60.
You Bin, Wu Keqi. Comparison research of the twisted impeller and the straight impeller in the cross flow fan[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 58~60. (in Chinese)
- 游斌,刘东瀛,伍光辉,等. 大小叶片贯流风机内流特性分析与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(11): 1867~1869.
You Bin, Liu Dongying, Wu Guanghui, et al. Numerical analysis and experiment of internal flow characteristic in a cross flow with different diameter blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1867~1869. (in Chinese)
- 刘敏,王嘉冰,吴克启. 数值模拟不等距叶片对贯流风机的影响[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 211~214.
Liu Min, Wang Jiabing, Wu Keqi. Performance and noise prediction of variable pitch cross flow fans by numerical simulation [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(2): 211~214. (in Chinese)
- Toffolo A, Lazzaretto A, Martegani A D. An experimental investigation of the flow pattern within the impeller of a cross-flow fan[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 29(1): 53~64.
- Govardhan M, Venkateswarlu G. Effect of impeller geometry and tongue shape on the flow field of cross flow fans[J]. Journal of Thermal Science, 2002, 12(2): 118~125.
- Govardhan M, Lakshmana D. Computational studies of flow through cross flow fans-effect of blade geometry[J]. Journal of Thermal Science, 2005, 14(3): 220~229.
- 方开泰,马长兴. 正交与均匀试验设计[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- 张师帅,罗亮. 空调用贯流风机气动噪声预测的研究[J]. 流体机械, 2007, 35(12): 17~20.
Zhang Shishuai, Luo Liang. Research on aeroacoustic noise prediction of the cross-flow fan for air conditioning[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(12): 17~20. (in Chinese)