



# 对旋轴流通风机变转速与变安装角匹配性能分析

程德磊, 窦华书

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘要:** 为研究前后两级叶轮转速与叶片安装角对对旋轴流通风机的性能影响, 找到不同工况下各参数的最佳匹配关系, 对通风机进行数值模拟。首先设计合适的正交表, 以尽量提高通风机全压效率、全压为目标对通风机进行正交优化试验; 然后通过极差分析方法, 得到各个工况对应的最优组合方案。结果表明: 与原模型相比, 优化后的通风机内部流场得到了改善, 降低了损失; 对于该种对旋轴流通风机, 采用最优组合方案, 平均全压效率比原通风机提高了 12.80%, 全压提高了 24.22%。利用正交优化法, 可以得到通风机在不同工况下所对应的各可调节参数的数值, 从而为提高通风机的性能提供指导。

**关键词:** 对旋轴流通风机; 叶片安装角; 叶轮转速; 正交优化; 数值模拟

中图分类号: TH432

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2020)05-0632-08

## Analysis of the matching performance under variable speed and blade mounting angle of counter-rotating axial flow fan

CHENG Delei, DOU Huashu

(Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** In this paper, numerical simulation of the fan was carried out to study the influences of the two-stage impeller speed and blade mounting angle on the performance of the counter-rotating axial fan, and find the optimum matching relationship of various parameters under different working conditions. Firstly, an appropriate orthogonal table was designed, and orthogonal optimization tests were performed on the axial fan in order to improve the total pressure and the total pressure efficiency. Then, optimal combination schemes of different working conditions were gained through the method of range analysis. The results showed that, compared with the original model, the internal flow field of the optimized fan became better and the loss was reduced. For this counter-rotating axial fan, the average total pressure efficiency increased by 12.80% and the total pressure increased by 24.22%. It is found that the values of adjustable parameters of the axial fan under different working conditions can be obtained by the orthogonal optimization method. This paper provides the guidance for improving the performance of the fan.

**Key words:** counter-rotating axial fan; blade mounting angle; impeller speed; orthogonal optimization; numerical simulation

收稿日期: 2019-12-05 网络出版日期: 2020-04-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(51579224)

作者简介: 程德磊(1994-), 男, 山东淄博人, 硕士研究生, 主要从事轴流风机内部流动方面的研究。

通信作者: 窦华书, E-mail: huashudou@yahoo.com

## 0 引言

近年来,各大城市为缓解因经济发展带来的交通问题,开始大力开展地铁和隧道建设。为保障人们生产生活的安全,在地铁和隧道建设中,需要维持通风排烟系统长时间安全稳定地运行。在所有通风设备中,对旋轴流通风机具有结构紧凑、送风量大、噪音较低、射程远等优点<sup>[1]</sup>,十分适用于上述环境。然而,地铁隧道等特殊环境的特殊性,造成风机的工作环境比家用风机恶劣得多,这也对对旋轴流通风机的各方面性能提出了高要求。

Liu 等<sup>[2]</sup>、Nouri 等<sup>[3]</sup>和李长年<sup>[4]</sup>等研究了对旋轴流通风机变转速时的内部流场,发现:固定前级叶轮转速,改变后级叶轮转速会影响通风机的流量范围,当后级叶轮转速下降时,会导致通风机静压下降,因而加重通风机的回流现象,使流体的轨迹更加紊乱。刘红蕊等<sup>[5]</sup>研究了转速等对对旋轴流通风机的性能影响,发现:前级叶轮转速对通风机全压影响较大,后级叶轮转速更多是影响通风机的流量范围。幸欣等<sup>[6]</sup>研究了两级叶片安装角对对旋轴流通风机的性能影响,表明:不论固定哪一级叶片的安装角,改变另外一级都会影响通风机的性能,且改变任意一级对通风机影响效果相近;通过改变安装角,可以使得通风机在不同工况下保持高效工作,不同流量点对应的安装角匹配关系是不一样的。Zhang 等<sup>[7]</sup>、叶学民等<sup>[8]</sup>、李春曦等<sup>[9]</sup>研究了单一叶片安装角异常对对旋轴流通风机的性能变化,从中发现:当安装角变化不大时,通风机的各项性能变化不明显,但是当偏离值增大后,效率全压等参数均明显恶化,湍动能、噪声等不利参数均增大,甚至提前使得风机进入失速状态。

根据上述文献可知,叶轮转速与叶片安装角对对旋轴流通风机的性能有较大影响,通过调整某一

参数,可以调节通风机的流量范围,使其保持高效工作。但是,上述文献均未对这两个因素之间的匹配关系进行分析。本文的研究对象是一种对旋轴流通风机,其最大特点是在通风机运行过程中,能根据工况调节两级叶轮的转速与叶片安装角,但所需调节的数值还需要通过数值计算得到。本文采用正交优化法,对通风机在不同工况下所对应的各可调节参数进行数值模拟,找到不同工况下前后两级叶轮转速与叶片安装角的最佳匹配关系,从而对通风机的使用提供指导。

## 1 计算模型分析

### 1.1 几何模型

本文所研究的对旋轴流通风机有前后两级叶轮,转速相同但转向相反,并在叶轮的上下游分别设有前后两级导流锥,两级叶轮中间有内筒。为了缓解气流的不均匀性,使通风机流场发展更加完善,在通风机前端和后端分别加一段与风筒直径相同的风道<sup>[10]</sup>。通风机的主要参数如表 1 所示。

表 1 通风机主要参数

参数名称	数值
电机转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )	560
轮毂直径/mm	1000
轮毂比	0.5
叶顶间隙/mm	10
动叶叶片数/片	12
静叶叶片数/片	5
前级叶片安装角/( $^{\circ}$ )	65
后级叶片安装角/( $^{\circ}$ )	43

### 1.2 网格划分

本文采用混和网格。叶轮区域采用非结构网格,并进行局部加密,其余区域均采用结构网格。网格划分示意图如图 1 所示。

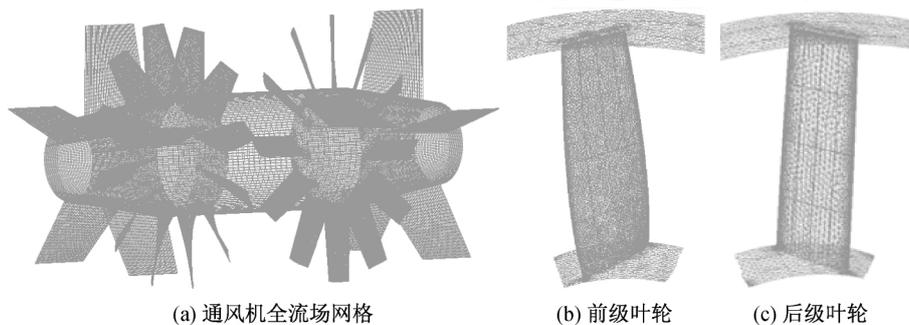


图 1 通风机网格示意图

为降低计算与时间成本,选取了四组网格,总数分别为 582 万、690 万、800 万和 950 万,以验证数值模拟结果与网格的无关性。在设计工况下,对不同

网格的通风机模型进行数值模拟并对计算结果进行比较。不同网格数量的通风机模型对应的模拟全压值如图 2 所示,从图中可以看到:当网格数量为 800

万时,曲线的斜率明显降低,这表明该数量的网格可以同时满足计算精度和计算时间的需求。

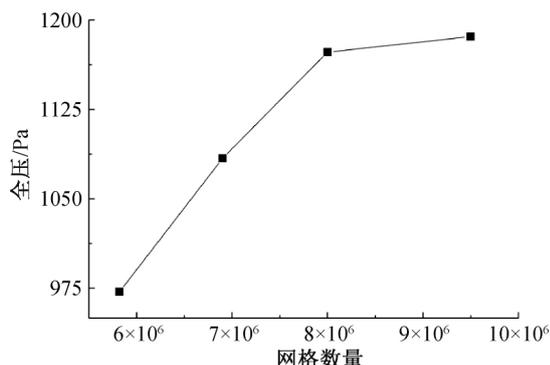


图2 不同网格数量的通风机模型对应的模拟全压值曲线

### 1.3 数值方法与边界条件

根据物理学三大守恒定律,可以得到流体运动的控制方程组<sup>[11]</sup>。本文研究并未涉及能量方程,因此本文仅对质量方程与动量方程进行求解。湍流模型采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,该模型被广泛应用于各种旋转机械的计算中,有较高的可靠性<sup>[12]</sup>。实际上,对旋轴流通风机的内部流动是非定常的,特别是动静叶之间与动叶之间的相互作用,会造成通风机强烈的非定常流动。另外,本文所研究对象是通风机,气体不可压缩。因此,本文最终将对旋轴流通风机的内部流动设置为不可压缩的非定常流动。

进口条件给定额定的质量流量;出口条件给定相对压力,值为0;参考压力为大气压;两级叶轮设置为旋转域,给定额定转速;动静交界面采用 Transient rotor stator 方法;壁面绝热且无滑移。计算结果的收敛标准为速度与压力项的残差值小于  $10^{-5}$ ,且所设监测点——全压效率与全压值均保持稳定。

## 2 正交优化设计

### 2.1 正交设计

正交试验设计是为研究多因素多水平对试验结果的影响时,根据正交性挑选有代表性的组合进行的试验设计。该方法可以减少工作量,完成多个参数的优选<sup>[13]</sup>。本文是以两级叶轮的叶片安装角与转速为试验因素,利用正交优化法得到不同工况下各个因素的最佳匹配关系。

通风机前后两级叶片叶根处的安装角分别为  $65.0^\circ$  与  $43.0^\circ$ 。本文在原模型的基础上分别变化  $-2.5^\circ$ 、 $+2.5^\circ$ ,得到的前级叶片安装角为  $62.5^\circ$ 、 $65.0^\circ$ 、 $67.5^\circ$ ,后级叶片安装角为  $40.5^\circ$ 、 $43.0^\circ$ 、

$45.5^\circ$ 。通风机叶轮转速的调节是通过调节电机转速来实现的,目前常用的高效调速办法有变极调速、变频调速等。前者的主要缺点是调速范围有限,一般只能实现两种极对数的调速;后者的主要缺点是技术复杂,价格太高。因为本研究是基于浙江某风机厂提供的模型,需要考虑通风机整体的成本,因此选择的是变极调速法,利用双速电机实现对叶轮转速的调节。另外,通过风机定律可知,当叶轮转速改变时,轴功率呈3次方关系改变<sup>[14]</sup>,转速的提升会大大提高轴功率,容易引起电机的损坏。此通风机模型的额定转速是  $560 \text{ r/min}$ (10级电机),因此本次研究的转速,除额定转速外,选择  $420 \text{ r/min}$ (14级电机)。正交因素如表2所示。

表2 正交因素表

试验水平	试验因素			
	因素 A: 前级叶片 安装角/ $(^\circ)$	因素 B: 后级叶片 安装角/ $(^\circ)$	因素 C: 前级叶轮转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	因素 D: 后级叶轮转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$
1	65.0	43.0	420	420
2	62.5	40.5	560	560
3	67.5	45.5	—	—

因为本文所涉及的4个因素变量数不同,无法使用标准的  $L_9(3^4)$  正交表,因此需要重新设计正交表。根据正交表的性质,每列中所有因素出现的次数必须一致,但是由于本次正交试验的特殊性,无法满足这个条件。但是,正交表的宗旨在于在研究某一指标时,要尽可能排除其他因素对该指标的影响,并有效地比较试验结果并找出最优的试验条件,因此,本文设计出了如表3所示的  $L_9(2^3 \times 2^2)$  正交优化表。

表3 正交优化表

试验水平	试验因素			
	因素 A: 前级叶片 安装角/ $(^\circ)$	因素 B: 后级叶片 安装角/ $(^\circ)$	因素 C: 前级叶轮转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	因素 D: 后级叶轮转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$
1	65.0	43.0	420	420
2	65.0	40.5	420	560
3	65.0	45.5	560	420
4	62.5	43.0	560	560
5	62.5	40.5	420	420
6	62.5	45.5	420	420
7	67.5	43.0	420	420
8	67.5	40.5	560	420
9	67.5	45.5	420	560

### 2.2 正交结果

全压与全压效率是衡量通风机性能最重要的两

个指标。因此本文将这两个指标作为正交试验的优化对象。由文献[5-6]可知,改变通风机的转速与叶片安装角会改变通风机的最佳全压效率点,因此,本文逐一一对风机的所有工况进行极差分析。以质量流量为 65 kg/s 的工况为例,对分析过程进行阐述。根据正交试验方案设计分析得到的 9 组模拟结果,如表 4 所示。从表 4 中可以看到,不同试验方案计算得到的结果差距很大:全压效率的最大值与最小值的差值达到了 26.52%;全压的最大值与最小值的差值达到了 543.03 Pa。

表 4 数值模拟结果

编号	模拟结果	
	全压效率/%	全压/Pa
1	84.44	710.16
2	77.47	864.10
3	64.76	895.20
4	66.83	1114.30
5	84.81	571.27
6	84.37	676.50
7	82.55	735.91
8	58.29	746.72
9	69.05	893.95

为分析各个参数对轴流通风机的性能影响权重,并找到影响全压效率与全压的主要因素和优化方案,对模拟结果进行极差分析,结果如表 5 与表 6 所示。

表 5 全压极差分析

指标	试验因素			
	因素 A	因素 B	因素 C	因素 D
$K_1/\text{Pa}$	823.15	853.45	741.98	722.62
$K_2/\text{Pa}$	787.35	727.36	978.74	957.45
$K_3/\text{Pa}$	792.19	821.88	—	—
极差	35.80	126.09	236.76	234.83
主次顺序	4	3	1	2
最优选择	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>
$R/R_{\max}$	0.15	0.53	1.00	0.99

表 6 全压效率极差分析

指标	试验因素			
	因素 A	因素 B	因素 C	因素 D
$K_1/\%$	75.56	77.94	80.44	76.56
$K_2/\%$	78.67	73.52	63.30	71.12
$K_3/\%$	69.96	72.73	—	—
极差	8.71	4.42	17.14	5.44
主次顺序	2	4	1	3
最优选择	A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	C <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>
$R/R_{\max}$	0.51	0.26	1.00	0.32

表 5 为全压极差分析,其中  $K_i$  表示相应水平  $i$  的几种模拟情况的指标平均值。极差表示的是各因素不同中不同水平  $K$  值最大值与最小值的差值,极差可以反映不同因素对通风机全压的影响程度大小,极差越大说明影响越强<sup>[15]</sup>。从表中可以看出,  $K_C > K_D > K_B > K_A$ ,最优组合为 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>2</sub>。表 6 为全压效率极差分析,与全压分析相同,最终得到  $K_C > K_A > K_B > K_D$ ,最优组合为 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub>D<sub>1</sub>。

由于两种最优组合不同,为了兼顾全压效率与全压,得到一组最优的组合,引入相对量  $R/R_{\max}$  进行分析。 $R/R_{\max}$  是指某因素的极差值与最大极差值的比值,数值越大说明该因素对通风机性能的贡献度越高,反之则贡献度越低。对本次分析来说,前级叶片安装角、后级叶片安装角、后级叶轮转速都很容易判断,分别取 A<sub>2</sub>、B<sub>1</sub>、D<sub>2</sub>。但是不管是全压效率还是全压,前级叶轮转速对其的影响都是最大的,且全压、全压效率两个指标对应的最佳转速不同。因此本文对 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub>D<sub>2</sub> 与 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>2</sub> 两个组合进行计算,并与原模型对比分析,计算结果如表 7 所示。

表 7 不同方案通风机的数值模拟结果

方案	全压/Pa	全压效率/%
原模型	1091.2	61.62
A <sub>2</sub> B <sub>1</sub> C <sub>1</sub> D <sub>2</sub>	733.75	83.80
A <sub>2</sub> B <sub>1</sub> C <sub>2</sub> D <sub>2</sub>	1088.7	75.21

可以看到,方案 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub>D<sub>2</sub>,尽管大幅度提高了通风机的全压效率,但是通风机全压下降幅度太大。相比而言,方案 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>2</sub> 在较大幅度提高通风机全压效率的同时,也几乎保证通风机的全压大致不变。因此,最后确定此工况下的最优组合为 A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>2</sub>。

对通风机不同工况重复上述工作,最终可以得到通风机不同工况下前后两级叶轮转速与叶片安装角的最佳匹配关系如表 8 所示。可以看到,除了质量流量为 85 kg/s 与 90 kg/s 这两种工况以外,其他工况的安装角均发生了变化。

### 3 优化结果分析

#### 3.1 整体性能分析

为验证正交优化后得到的组合是否改善了通风机性能,本文对表 8 中的所有工况下的因素组合进行数值模拟,并与原模型进行对比,具体结果如图 3—图 4 所示,其中: $n_1$ 、 $n_2$  分别表示前后两级叶轮的转速。从图中可以看出,大部分工况下,根据正交优化法得到的参数匹配组合对通风机的全压效率与全压都有不同程度的提高,特别是在通风机接近阻

表8 优化后通风机的各参数最佳匹配关系

质量流量/ (kg·s <sup>-1</sup> )	试验因素			
	因素 A:	因素 B:	因素 C:	因素 D:
	前级叶片 安装角/ (°)	后级叶片 安装角/ (°)	前级叶 轮转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	后级叶 轮转速/ (r·min <sup>-1</sup> )
50	65.0	40.5	560	560
55	65.0	40.5	560	560
60	65.0	40.5	560	560
65	62.5	43.0	560	560
70	65.0	40.5	560	560
75	62.5	43.0	560	560
80	62.5	43.0	560	560
85	65.0	43.0	560	560
90	65.0	43.0	560	560
95	67.5	43.0	560	560
100	67.5	45.5	560	560
105	67.5	45.5	560	560
110	67.5	45.5	560	560
115	67.5	45.5	560	560
120	67.5	45.5	560	560

塞点的大流量工况时,提高尤为明显。有些工况下,通风机的某一性能会有略微下降,但是会较大幅度地提高另一性能。这说明,折中法是可行的,本文采用该方法实现了尽可能同时提高全压和全压效率的目的,这也符合对通风机进行优化的预期目标<sup>[13]</sup>。

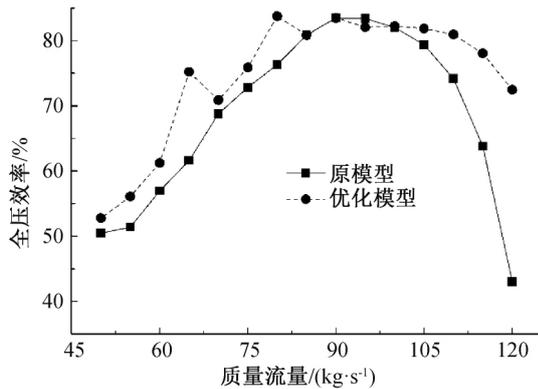


图3 通风机全压效率曲线( $n_1 = -560$  r/min,  $n_2 = 560$  r/min)

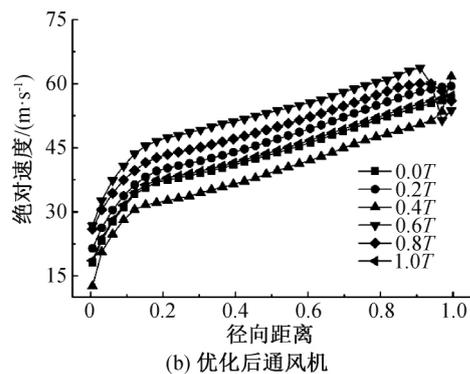
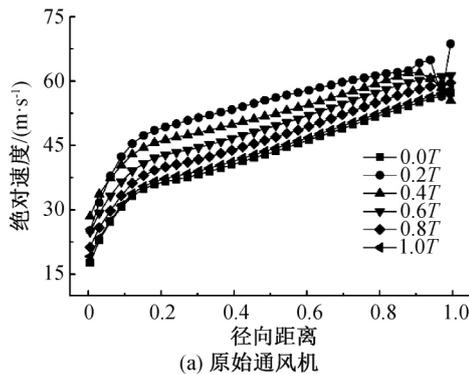


图5 不同时刻前级叶轮中部绝对速度沿叶高分布曲线

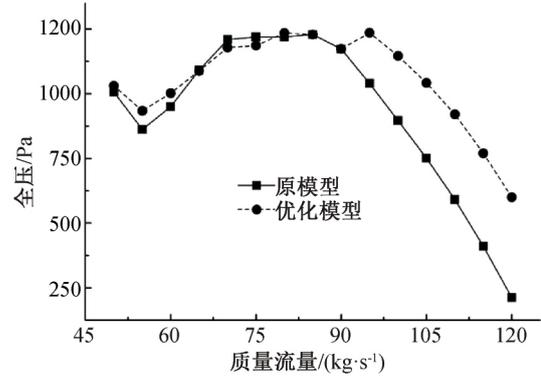


图4 通风机全压曲线( $n_1 = -560$  r/min,  $n_2 = 560$  r/min)

为进一步捕捉优化前后通风机的内部流场细节变化,分析风机性能提高的原因,对质量流量为100 kg/s时,优化前后的通风机内部流场进行对比分析。

### 3.2 速度分析

优化前后通风机的前级叶轮中部轮毂到轮盖的绝对速度、径向速度和流动角<sup>[16]</sup>沿径向的变化情况如图5—图7所示,其中: $T = 0.0089$  s,表示叶轮转过一个叶道所用的时间;横坐标中,0.0表示叶根位置,1.0表示叶顶位置。从图中可以看出,绝对速度、径向速度和速度流动角在时间分布上均以 $T$ 为周期,且有较小幅度的波动。对比改进前后的绝对速度(图5)可以看出,改进后的通风机绝对速度分布更加均匀,在时间上的波动也更小,尤其是在叶顶位置。由于两个通风机模型流量相同,因此轴向速度(图6)大小相近且分布相似;但从图5可以看出,两者的绝对速度大小相差较多,原始模型要比优化后的模型平均大5 m/s。由伯努利方程可知,优化后的通风机在此截面处的平均静压要大于原始模型。

从图7可以看出,原始通风机模型在 $0.6T$ 时刻的流动角在叶顶位置存在一个幅度较大的偏转,这是由于叶顶间隙泄漏流较为严重,并与主流掺杂,造成此处的流动情况较为复杂;而优化后的通风机

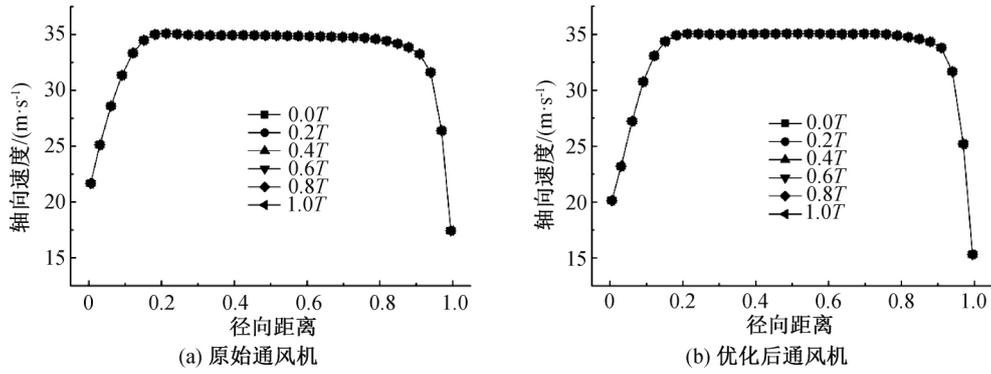


图 6 不同时刻前级叶轮中部轴向速度沿叶高分布曲线

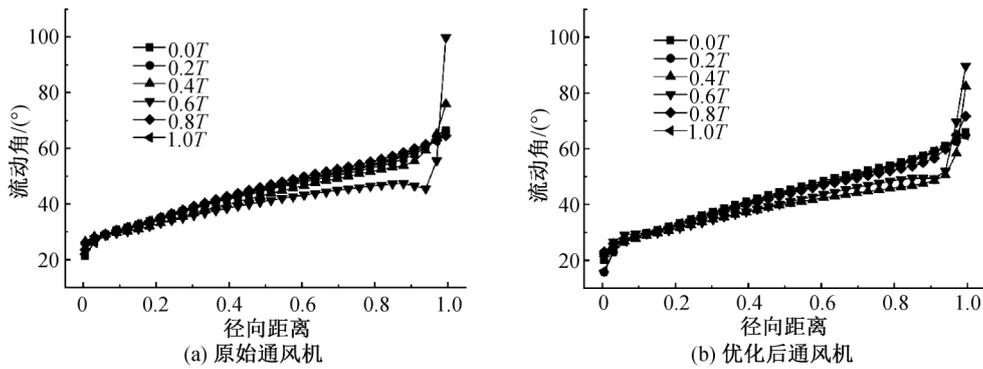


图 7 不同时刻前级叶轮中部流动角沿叶高分布曲线

模型在此处的流动角得到了较为明显的改善。为进一步验证此结论,前级叶轮出口截面处叶顶位置处的轴向速度与径向速度在  $0.2T$  时刻沿周向分布情况如图 8—图 9 所示。

图 8 是优化前后通风机前级叶轮出口截面叶顶处位置的轴向速度沿周向的分布情况。从图 8 中可以看到,由于流量相同,因此优化前后通风机前级叶轮出口处的轴向速度分布相似,速度大小也基本相同。不同的是,优化后的通风机,轴向速度在周向方向上的分布更加均匀,梯度明显减小,尤其是极值位置,优化后的风机最小值均在  $20 m/s$  左右,明显优于原风机模型。这说明叶顶位置处的流动情况更好。图 9 是优化前后通风机前级叶轮出口叶顶处流体的径向速度沿周向的分布情况。径向速度越小,则证明压力分布越合理,通风机内部流动损失越小。大流量工况时,适度加大通风机叶片的安装角,可以改善大流量情况下的通风机整体性能,尤其是叶顶位置,可以降低通风机的叶顶间隙泄漏流。因此前级叶轮出口叶顶处的径向速度改善非常明显,减小幅度达到了 15%。

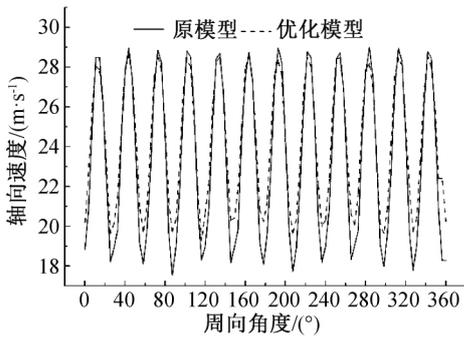


图 8 前级叶轮出口叶顶处轴向速度沿周向分布曲线

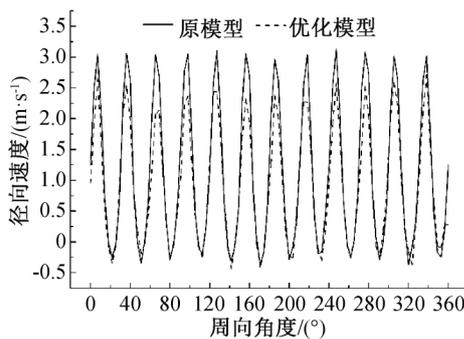


图 9 前级叶轮出口叶顶处径向速度沿周向分布曲线

### 3.3 压力分析

$0.2T$  时刻通风机前级叶轮入口到后级叶轮出口沿轴向方向的压升分布如图 10 所示,图中:横坐标中,0.0 表示前级叶轮入口位置,1.0 表示后级叶轮出口位置。从图中可以看出,优化前后的通风机压升分布的整体趋势相近;两级叶轮入口处全压与静压都略有下降,在两级叶轮出口处基本保持平稳,

压力提升主要存在于叶轮中部位置。0.2T时刻前级叶轮中部压升沿叶高分布如图11所示。由图11可知,优化后的通风机整个径向方向的静压与全压均得到了明显提升,特别是在叶中位置。在此工况下,优化后的通风机前后两级叶片安装角均增大,提

高了两级叶轮的做功能力。另外,通风机叶顶位置处的泄漏流减少,降低了叶顶位置处的流体低速区与低能流体堆积区域,因此静压升与全压升均要大于原模型。由上文可知,优化后的通风机在此工况下全压提升了27.9%。

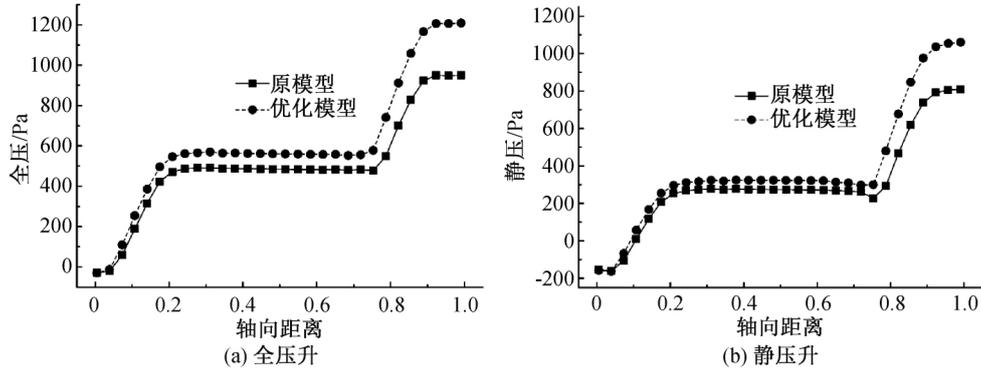


图10 0.2T时刻前级叶轮入口到后级叶轮出口压升沿节距分布曲线

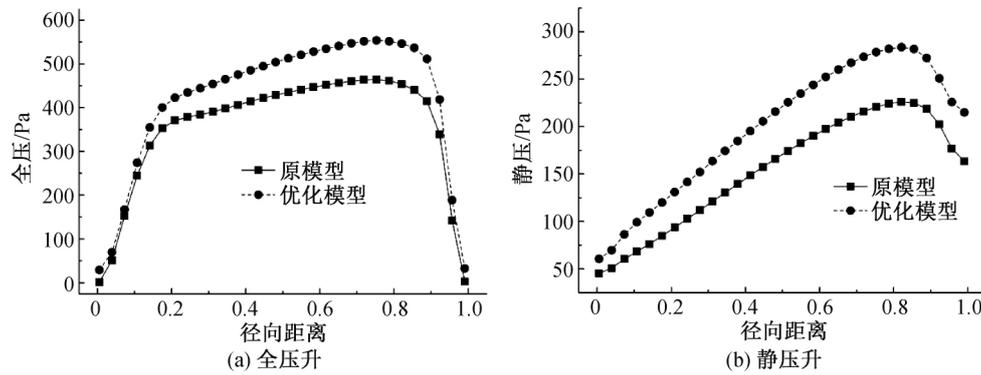


图11 0.2T时刻前级叶轮中部压升沿叶高分布曲线

### 3.4 涡量分析

0.2T时刻优化前后的通风机前级叶轮出口截面处的涡量分布如图12所示。从图中可以看出,优化后的通风机模型虽然加大了叶根位置处的涡量与涡量强度,但是在叶顶位置处的涡量与涡量强度明

显降低。高能涡的存在会导致低能流体的堆积,进一步加重该处流场的复杂情况,增加流动损失,降低通风机的全压效率。这进一步验证了上文所得到的结论:优化后的模型对叶顶位置的流动改善尤为明显。

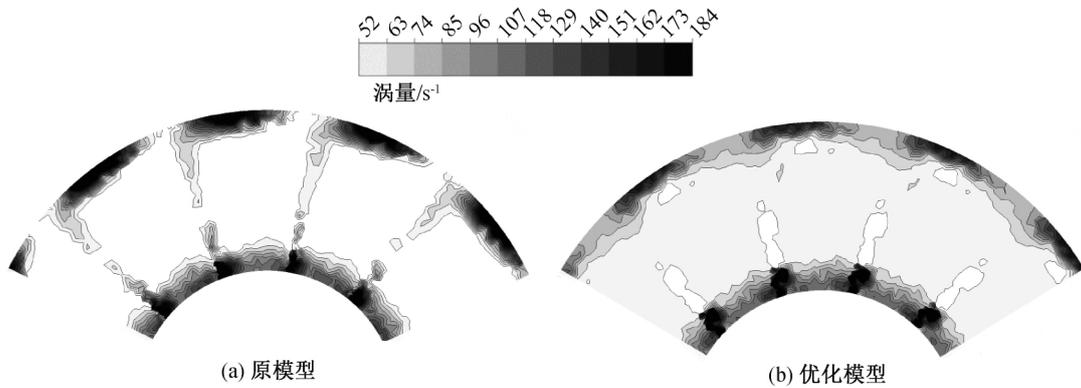


图12 前级叶轮出口截面T时刻涡量分布云图

## 4 结 论

本文通过正交优化法,选取前后两级动叶叶片安装角和叶轮转速为主要因素,以尽量提高通风机全压效率、全压为目标,利用极差分析方法进行优选,寻找最佳匹配关系。所得主要研究结论如下:

a) 利用正交优化法解决多参数多水平的匹配问题,可以达到预期的优化目的,并大大缩短了优化对旋轴流风机的时间。

b) 各因素中,前级叶轮转速对对旋轴流风机的全压效率和全压影响最大,后级叶片安装角影响最小,且其相互间主次关系受评价参数影响;对本文所研究的通风机来说,优化后的通风机在设计工况点附近的全压效率与全压与原模型大致相同,但各工况点的平均全压效率比原通风机相对提高了12.80%,全压相对提高了24.22%。

c) 对比分析100 kg/s工况下优化前后通风机的内部流场,发现优化后的通风机显著改善了叶顶位置的流动情况,使轴向速度更加均匀,并减小了该处的流动角与径向速度,降低了强涡量面积和涡量强度,从而减少了通风机的流动损失,提高了该工况的全压效率与全压。

### 参考文献:

- [1] 昌泽舟. 轴流式通风机实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 6-8.
- [2] Liu P, Jin Y Z, Wang Y P. Effects of rotor structure on performance of small size axial flow fans[J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(3): 205-210.
- [3] Nouri H, Ravelet F, Bakir F, et al. Design and experimental validation of a ducted counter-rotating axial-flow fans system [J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(10): 104504.
- [4] 李长年. 对旋风机变转速下内部流场及叶轮静力特性研

- 究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2016: 19-42.
- [5] 刘红蕊, 耿少娟, 方杭安, 等. 对旋式轴流风机变转速匹配性能研究[J]. 机械设计与制造, 2012(3): 116-118.
- [6] 幸欣, 寇子明, 刘晶. 对旋局部通风机叶片安装角对其性能的影响[J]. 煤炭工程, 2017, 49(1): 127-130.
- [7] Zhang L, Zhang L, Zhang Q, et al. Effects of the second-stage of rotor with single abnormal blade angle on rotating stall of a two-stage variable pitch axial fan [J]. Energies, 2018, 11(12): 3293.
- [8] 叶学民, 李新颖, 李春曦. 第一级叶轮单动叶安装角异常对动叶可调轴流风机性能的影响[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(14): 2297-2306.
- [9] 李春曦, 尹攀, 叶学民. 变工况下动叶安装角异常对轴流风机气动和噪声特性的影响[J]. 动力工程学报, 2013, 33(7): 530-538.
- [10] 林培锋, 徐文斌. 进口肋条对离心泵定常流动影响的数值研究[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2019, 41/42(4): 461-465.
- [11] 程德磊, 窦华书, 毛涵韬, 等. 前级叶片安装角对对旋轴流风机的性能影响[J]. 风机技术, 2019, 61(3): 20-28.
- [12] 马寅辉, 窦华书. 分流叶片弦长与周向分布对无蜗壳离心通风机内部流动影响[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2019, 41(4): 466-473.
- [13] 徐金秋. 两级轴流式通风机组间流动分析及叶片优化设计[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2017: 51-69.
- [14] 李春曦, 王松岭, 贾亚奎. 加长叶片对离心风机性能及噪声影响的实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(20): 71-78.
- [15] Tang J C, Gong G C, Su H, et al. Performance evaluation of a novel method of frost prevention and retardation for air source heat pumps using the orthogonal experiment design method [J]. Applied Energy, 2016, 169: 696-708
- [16] 刘晓杰, 王晓东, 康顺. 低速轴流涡轮内部流动的大涡模拟[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(12): 2576-2582.

(责任编辑:康 锋)