

农用烟囱风机结构性能优化

冷东洋^{1,3} 施正香^{1,2} 王宗伦^{1,3} 马慧⁴ 丁涛^{1*}

(1. 中国农业大学 水利与土木工程学院,北京 100083;

2. 农业农村部设施农业工程重点实验室,北京 100083;

3. 北京市供水管网与安全节能中心,北京 100083;

4. 北京首农畜牧发展有限公司,北京 100083)

摘要 针对农用烟囱风机流量小,能效比偏低的问题,采用数值模拟的方法,在节约投资成本的前提下,不改变烟囱风机的叶片造型,对其配套的风筒结构尺寸进行改型优化。利用试验测试原型风机的性能后,通过数值模拟方法,从烟囱风机的风筒内径 d (用改型后风筒内径与原型风筒内径之比,即内径比 k 表示)、出口段扩散角度 α 和扩散深度 l 这3个方面进行单因素改型优化。在单因素优化基础上,采用正交优化方法综合以上3个因素,得到风筒正交优化设计参数。根据正交所得优化参数制备相应风筒样机,进行试验性能测试。结果表明:1)单因素优化模拟下,与原型风机相比, $k=0.985$ 时风量和能效比提高了4.7%和4.0%; $\alpha=28^\circ$ 时风量和能效比提高了4.7%和5.3%; $l=250$ mm时风量和能效比提高了1.8%和3.2%。2)多因素正交数值模拟下,与原型风机相比, $k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200$ mm时风量和能效比提高了7.9%和8.1%;3)对优化风机进行测试,与原型风机相比,优化风机风量和能效比提高4.6%和4.5%。

关键词 烟囱风机; 风筒型式; 数值模拟; 性能优化

中图分类号 S237

文章编号 1007-4333(2020)02-0095-10

文献标志码 A

Structural performance optimization of agricultural chimney fan

LENG Dongyang^{1,3}, SHI Zhengxiang^{1,2}, WANG Zonglun^{1,3}, MA Hui⁴, DING Tao^{1*}

(1. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China;

2. Key Laboratory of Agricultural Engineering in structure and Environment of Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Beijing 100083, China;

3. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, Beijing 100083, China;

4. Beijing First Agricultural Animal Husbandry Development Co., Ltd., Beijing 100083, China)

Abstract Aiming at the problems that the flow of the agricultural chimney fan is small and the energy efficiency ratio is low, a numerical simulation method is adopted in this study. Under the premise of saving investment cost, the blade shape of the chimney fan is not changed and the size of the supporting air duct structure is modified and optimized. After testing the performance of the prototype fan, the numerical simulation method is used to calculate the inner diameter d of the air duct of the chimney fan (the inner diameter ratio k is used for the ratio of the inner diameter of the modified air duct to the inner diameter of the prototype air duct), the outlet section diffusion angle α and the diffusion depth l . On the basis of single factor optimization, the orthogonal optimization method is used to synthesize the above three factors to obtain the orthogonal optimal design parameters of the air duct. The corresponding air duct prototype is prepared according to the optimal parameters obtained by orthogonalization, and the laboratory performance test is performed. The results show that: 1) Under the single factor optimization simulation, compared with the prototype fan, the air volume and energy efficiency ratio increase respectively by 4.7% and 4.0% when $k=0.985$, the air volume

收稿日期: 2019-06-14

基金项目: 国家重点研发计划专项项目(2018YFF0213604); 国家奶牛产业技术体系项目(CARS-36)

第一作者: 冷东洋, 硕士研究生, E-mail: engoa.air@outlook.com

通讯作者: 丁涛, 副教授, 博士, 主要从事流体动力学和农业生物环境研究, E-mail: dingtao@cau.edu.cn

and energy efficiency ratio increase respectively by 4.7% and 5.3% when $\alpha = 28^\circ$, and the air volume and energy efficiency ratio increase respectively by 1.8% and 3.2% when $l = 250$ mm; 2) Under multi-factor orthogonal numerical simulation, the air volume and energy efficiency ratio increases by 7.9% when $k = 0.988$, $\alpha = 28^\circ$, $l = 200$ mm compared with the prototype fan of 8.1%; 3) The the optimized fan test results show that the fan airflow and the energy efficiency ratio increase respectively by 4.6% and 4.5% compared to the prototype fan.

Keywords chimney fan; air duct type; numerical simulation; performance optimization

烟囱风机是一种轴流管道风机,在工业制造、化工、食品生产、农业养殖等方面都有一定规模的应用。但农用烟囱风机流量小、能效比偏低的情况仍不可避免,有效提高烟囱风机风量和能效比对其应用推广至关重要。在推动行业发展的同时做到节能减排,是当今世界各国都在倡导推进的经济发展模式,我国每年风机使用产生的电能消耗量约占全国总发电量的10%^[1-2],随着相关条款及规定的颁布与实施,对风机行业有了明确要求,产品应朝着低碳、绿色、环保、节能方向转型和发展。

目前为止,国内外针对烟囱风机的相关研究较少,尤其是烟囱风机在农业畜禽舍方面的应用及烟囱风机风筒的改型优化。已有研究大多数为对较大较长通风管道型式的设计和优化,或者对通气管道的优化模拟。相对于试验测试,以空气为介质的数值模拟计算由计算机完成,省时省力,又可以对较复杂的风机内部流场进行模拟分析和预测。合理的造型、建模和计算模型选择直接影响后续模拟结果的质量和精度^[3-9]。研究表明^[10-15],在通风道的进口处,气体流速会迅速提升,这时的流动状况比较复杂,对风机的进口段进行相应改型。优化气体流动方式,可以有效减小气流在管道内扰动,也能够降低后续气流流动阻力^[16-24]。

本研究拟采用数值模拟方法,对烟囱风机的风筒结构尺寸进行改型优化,并根据优化结果制作烟囱风机样机,与原型风机比较性能差异,得到最终的性能优化结果,以期对烟囱风机风筒结构的改型优化提供理论依据。

1 材料与方法

1.1 试验材料

本研究的原型风机选自于青岛大牧人生产的24英寸烟囱风机(图1)。风机叶片直径为630 mm,额定电压220 V,额定电流2.7 A,输入功率0.37 kW,转速920 r/min,外形尺寸660 mm × 2 523 mm。

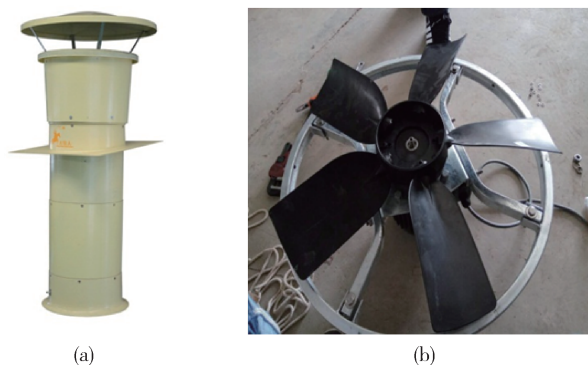


图1 烟囱风机外形(a)及叶轮结构(b)

Fig. 1 Chimney fan shape (a) and impeller structure (b)

原型烟囱风机在中国农业大学农业部设施农业工程重点开放实验室进行性能测试,详细测试方法见文献[25]。测试结果见表1。

表1 烟囱风机性能测试结果

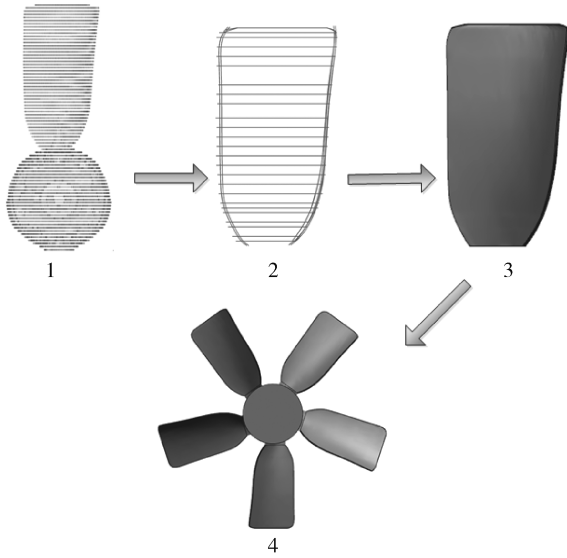
Table 1 Chimney fan performance test results

进口静压/Pa Inlet static pressure	风量/ (m ³ /h) Air volume	功率/W Power	能效比/ (m ³ /(h·W)) Energy efficiency ratio
0.00	6 705	459	14.6
4.90	6 454	455	14.2
9.80	6 047	452	13.4
14.70	5 825	449	13.0
19.61	5 351	445	12.0
24.51	4 921	442	11.1
29.41	4 714	442	10.7
34.31	4 297	437	9.8
39.21	3 864	434	8.9
44.11	3 505	432	8.1

1.2 试验方法

1.2.1 风机模型与计算域

本研究通过逆向工程^[26]方法获取原型风机叶片几何形状,利用加拿大 GREAFORM 公司生产的 HendySCAN 3 维扫描仪对原型烟囱风机的叶片进行扫描,根据扫描结果,提取叶片表面点集数据,并对这些数据进行整理、精简,叶片构造过程见图 2。



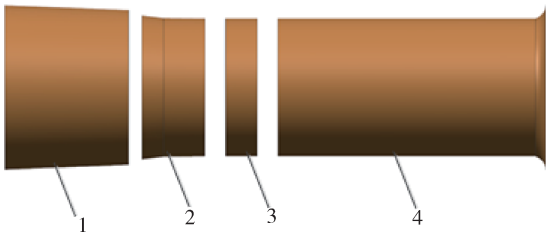
1. 扫描;2. 提取数据;3. 整理拟合;4. 阵列

1. Scan; 2. Extract data; 3. Organize and fit; 4. Array

图 2 烟囱风机叶片几何造型过程

Fig. 2 Chimney fan blade geometry modeling process

烟囱风机风筒几何模型通过测量尺寸直接构造。本研究根据风筒结构将其划分为 4 部分,其造型结果见图 3。



1. 出口延伸段;2. 出口段;3. 叶片段;4. 进口及延伸段

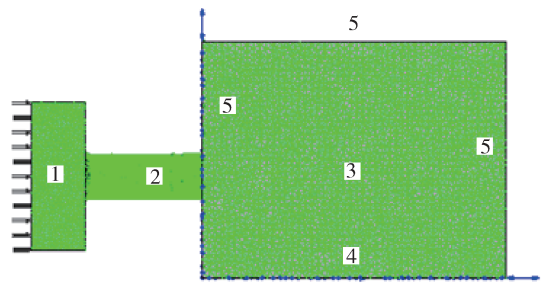
1. The extension of the outlet; 2. Outlet segment; 3. Fan blades fragment; 4. Inlet and extension

图 3 烟囱风机风筒几何模型

Fig. 3 Chimney fan duct geometry model

采用 ICEM-CFD 15.0 软件进行网格划分,考虑到任务量和计算时长等因素,统一采用非结构网格对计算域模型进行划分,并对风筒近壁面和叶片

表面等部位,采取网格局部加密。针对烟囱风机特点,空气流体几乎全部经过风筒,其主要计算域即为风筒部分。本研究对实际风筒的衔接、凹凸、扩散等部分进行一定简化,并根据原型风机拼接形式及改型特点将风筒计算域划分为进口及延伸段、叶片段、出口段和出口延伸段 4 部分。其中对于进口及延伸段,考虑到进口段连接于密闭风室试验台,故将烟囱风机进口端加长 1 个 $3\ 000\ \text{mm} \times 1\ 000\ \text{mm} \times 2\ 000\ \text{mm}$ 的计算域,与风机进口共同作为计算模型的进口段;对于风机出口,同样在风机出口段后设置空气域,尺寸为 $4\ 000\ \text{mm} \times 3\ 500\ \text{mm} \times 6\ 000\ \text{mm}$ 。最终计算域模型见图 4。



1. 进口域;2. 烟囱风机;3. 出口空气域;4. 地面;5. 出口

1. Inlet domain; 2. Chimney fan; 3. Outlet airspace; 4. Ground; 5. Outlet

图 4 计算域模型

Fig. 4 The model of computational domain

1.2.2 边界条件设置

进口处边界条件设置为压力进口,根据风洞试验台测试值设置进口静压;出口边界为风机出口直接与大气接触,设置为出口相对静压 $0\ \text{Pa}$;其余部分设置为壁面边界条件;叶片段设置为旋转域。

1.2.3 数值计算方法

烟囱风机属于低压轴流风机,对这一类农用风机优化模拟的相关研究较少,模拟选择湍流模型时没有统一的标准。标准 $k-\epsilon$ 模型^[27]对绝大多数工程案例都适用,但可能对壁面流动、强旋流流动有一定程度的失真;RNG $k-\epsilon$ 模型^[28]能够很好的处理较高应变率和流线弯曲程度大的流动;SST $k-\omega$ 模型因考虑湍流剪切力能够较好的预测流动的初始状态和负压力梯度情况下的流动分离变量^[29]。本研究在建立合适计算域、确定边界条件后,应用标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型分别对所构建烟囱风机模型进行数值模拟,对计算结果与试验测试结果从风量和能效比 2 方面进行对比(图 5)。

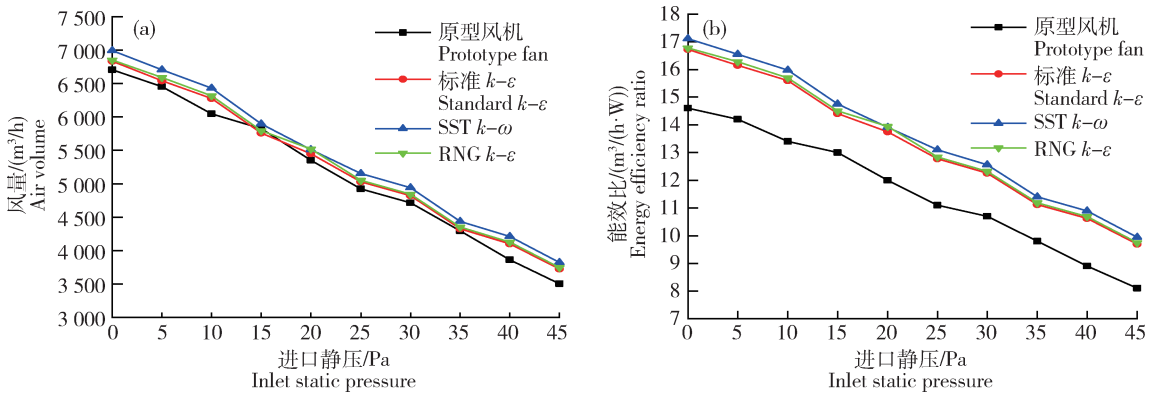


图5 烟囱风机不同湍流模型模拟的风量(a)和能效比(b)

Fig. 5 Air volume (a) and energy efficiency ratio (b) simulated by different turbulence models of chimney fan

对比数值模拟结果与试验测试数据发现,标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型模拟结果相差不大。与 SST $k-\omega$ 模型结果相比,标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型与试验测试更为接近,两者与 SST $k-\omega$ 模型的平均误差分别为 3.3% 和 3.5%。对于能效比,3 种数值模型的模拟结果都略高于试验测试结果。分析其中原因,数值模拟时没有考虑风机调速器、功率表本身和较长线路产生的能耗,导致数值模拟计算功率较小,从而得出的能效比模拟值优于测试值。综合考虑模拟结果及工程应用,本研究拟选用标准 $k-\epsilon$ 模型进行后续优化改型模拟,模型方程中引入湍动能 k 和动能耗散率 ϵ ,可以解决大部分湍流问题^[30]。

2 结果与分析

2.1 风筒单因素优化结果分析

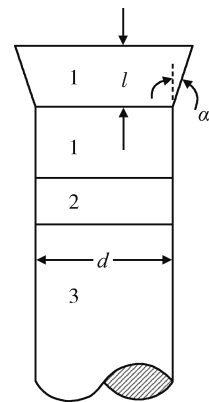
本研究主要从烟囱风机的风筒结构出发,对其内径 d (这里用内径比 k 表示)、出口段扩散角度 α 和扩散深度 l 这 3 方面进行改型优化,参数说明见图 6,寻求各单因素对风机风量和能效比的影响,并综合分析风机整体性能的变化。

2.1.1 内径比对风机性能的影响

烟囱风机风筒内径优化时,采用内径比 k 表征:

$$k = \frac{d'}{d}$$

式中: d' 为改型后风筒内径尺寸,mm; d 为原型风筒内径尺寸,mm。在风筒其他部分不变前提下,分别对内径比 k 为 0.985、0.988、0.990、1.000(原型风机内径比)、1.005 的尺寸模型进行数值模拟,风量和能效比见表 2。与原型烟囱风机相比,风量和能效比都随内径比 k 的减小而增大。当 $k=0.985$ 和



1. 出口段;2. 叶片段;3. 进口及延伸段

1. Outlet segment; 2. Fan blades fragment; 3. Inlet and extension

l 为扩散深度,mm; α 为出口段扩散角度, $^{\circ}$; d 为内径,mm。

l is the diffusion depth, mm; α is the exit angle of the exit section, $^{\circ}$; d is the inner diameter, mm.

图6 烟囱风机风筒改型部分及参数说明

Fig. 6 Chimney fan air duct modification part and parameter description

$k=0.988$ 时,烟囱风机风量和能效比相比原型风机 ($k=1.000$) 提升明显,分别提高 4.7%、4.0% 和 3.2%、3.2%。内径比 k 的变化(即改型风筒内径尺寸)对烟囱风机性能提升有一定促进作用。

内径比 k 的变化对风筒内静压分布和气流状态也产生一定影响。本研究选取分析了内径比 $k=0.990$ 、0.988 和 0.985 时,叶片附近壁面处的流线特征和静压分布(图 7)。相对于原型风机,当 $k=0.990$ 、 $k=0.988$ 、 $k=0.985$ 时,流线旋涡范围都有一定减小。负压区 $-140 \text{ Pa} < P < -50 \text{ Pa}$ (黄绿色区域)范围有所减小,负压区 $-140 \text{ Pa} < P < -80 \text{ Pa}$

表 2 不同内径比烟囱风机的风量和能效比

Table 2 Air volume and energy efficiency ratio of chimney fan at different internal diameter ratios

内径比 k Inner diameter ratio k	风量/(m ³ /h) Air volume	能效比/(m ³ /(h·W)) Energy efficiency ratio	风量变化率/% Air volume change rate	能效比变化率/% Energy efficiency ratio change rate
1.000 ^①	5 034	12.77		
1.005	4 874	12.64	-3.1	-1.0
0.990	5 142	13.09	2.2	2.5
0.988	5 189	13.18	3.2	3.2
0.985	5 266	13.29	4.7	4.0

注：① $k=1.000$ 为原型风机。

Note: ① $k=1.000$ is the prototype fan.

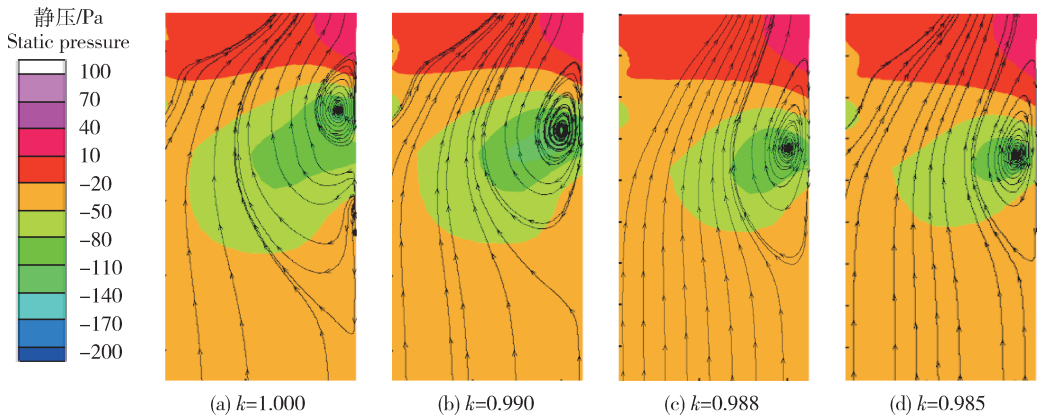


图 7 不同内径比 k 烟囱风机叶片附近近壁面处的静压和流线分布

Fig. 7 Different internal diameter ratio k , static pressure and streamline distribution near the wall of the chimney fan blade

范围随内径比 k 的减小而减小, 负压区 $-80 \text{ Pa} < P < -50 \text{ Pa}$ 范围分布规律不明显, 但 $k=0.988$ 、 $k=0.985$ 都比 $k=0.990$ 时负压区范围小。内径比 k 改变, 可以降低气流在叶片附近近壁面处流线漩涡范围及其周围负压区面积, 从而降低扰流, 平衡静压分布, 对烟囱风机性能提升起到促进作用。

2.1.2 扩散角对风机性能的影响

风筒出口段存在一定扩散角, 在风筒其他部分不变前提下, 分别对出口段扩散角 α 为 8° (原型风机)、 13° 、 18° 、 23° 、 28° 的风机模型进行数值模拟计算, 风量和能效比见表 3。相比原型风机, 随着出口扩散角 α 增大, 风量和能效比也增大。当 $\alpha=18^\circ$ 、 23° 、 28° 时, 风机风量和能效比提升较明显, 风量平

均提高 2.6% 、 4.3% 和 4.7% , 能效比平均提高 3.5% 、 4.4% 和 5.3% 。

出口段扩散角度 α 变化对风筒内静压分布和气流状态同样产生一定影响。本研究选取分析了扩散角 $\alpha=18^\circ$ 、 23° 、 28° 时, 叶片附近近壁面处的流线特征和静压分布见图 8。相对于原型风机, 当 $\alpha=18^\circ$ 、 23° 、 28° 时, 同一位置下流线扭曲范围都有一定减小, 但 3 种扩散角度间差别不大。静压在 $-140 \text{ Pa} < P < -80 \text{ Pa}$ 范围内, 优化后的结果较原型风机衰减明显, 其它压力分布区域差异不大。由此可见, 改变风机出口段扩散角度, 可以有效减小气流在叶片附近近壁面处流线扭曲, 降低扰流, 同时对平衡静压分布也起到一定促进作用。

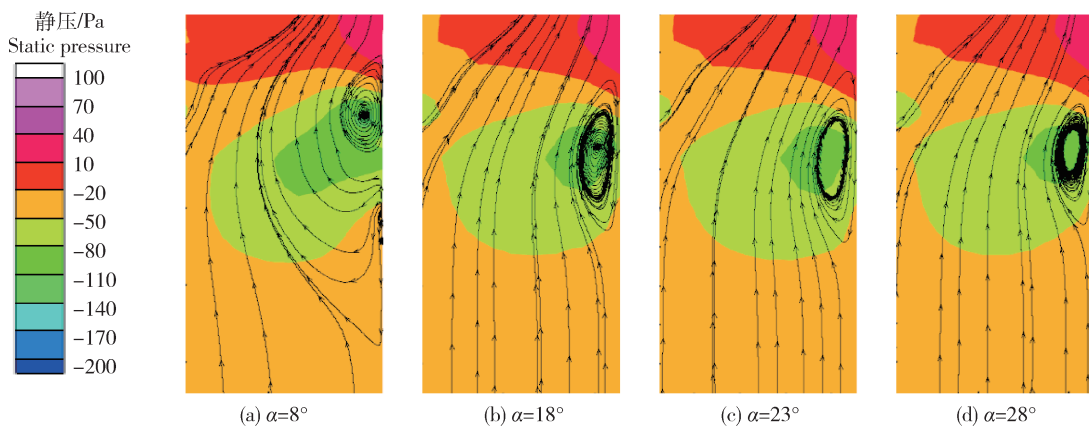
表3 不同扩散角度烟囱风机的风量和能效比

Table 3 Air volume and energy efficiency ratio of chimney fan at different diffusion angles

扩散角度 $\alpha/(\circ)$ Diffusion angle α	风量/ (m^3/h) Air volume	能效比/ $(\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{W}))$ Energy efficiency ratio	风量变化率/% Air volume change rate	能效比变化率/% Energy efficiency ratio change rate
8 ^①	5 034	12.77		
13	5 109	13.00	1.5	1.8
18	5 163	13.22	2.6	3.5
23	5 245	13.34	4.3	4.4
28	5 267	13.45	4.7	5.3

注:① $\alpha=8^\circ$ 为原型风机。

Note: ① $\alpha=8^\circ$ is the prototype fan.

图8 不同扩散角度 α 烟囱风机叶片附近壁面处的静压和流线分布Fig. 8 Different diffusion angle α , static pressure and streamline distribution near the wall surface of the chimney fan blade

2.1.3 扩散深度对风机性能的影响

风筒出口段存在一定扩散深度,在风筒其他部分不变前提下,分别对出口段扩散深度 l 为 50、103 (原型风机)、150、200 和 250 mm 的风机模型进行

数值计算,风量和能效比见表4。风量和能效比随出口扩散深度的增大而增大。扩散深度 $l=150$ 、200、250 mm 时,风量平均提高 1.3%、1.7%、1.8%,能效比只提升 1.4%、2.9%、3.2%。同内径

表4 不同扩散深度烟囱风机的风量和能效比

Table 4 Air volume and energy efficiency ratio of chimney fan at different diffusion depths

扩散深度 l/mm Diffusion depth	风量/ (m^3/h) Air volume	能效比/ $(\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{W}))$ Energy efficiency ratio	风量变化率/% Air volume change rate	能效比变化率/% Energy efficiency ratio change rate
103 ^①	5 034	12.77		
50	5 021	12.53	-0.3	-1.9
150	5 099	12.95	1.3	1.4
200	5 120	13.14	1.7	2.9
250	5 125	13.17	1.8	3.2

注:① $l=103$ mm 为原型风机。

Note: ① $l=103$ mm is the prototype fan.

比 k 与扩散角 α 相比,改变出口扩散深度 l 引起的风机性能提升相对较小。

出口段扩散深度 l 的变化对风筒内静压分布和气流状态同样产生一定影响。选取扩散深度 $l = 150、200$ 和 250 mm 时,叶片附近近壁面处流线特征和静压分布见图 9。相对于原型风机,当 $l = 150、200、250$ mm 时,流线扭曲同样有一定减小, $l = 200、$

250 mm 虽然都比 $l = 150$ mm 时漩涡更小,但两者间差别不大。当 $l = 150、200、250$ mm 时,负压区 $-140 \text{ Pa} < P < -50 \text{ Pa}$ 有不同程度减小, $l = 250$ mm 时减小更明显。可见,改变出口段扩散深度,同样可以降低气流在叶片附近近壁面处流线漩涡及其周围负压区面积,从而降低扰流、平衡静压分布,对烟囱风机性能提升起到促进作用。

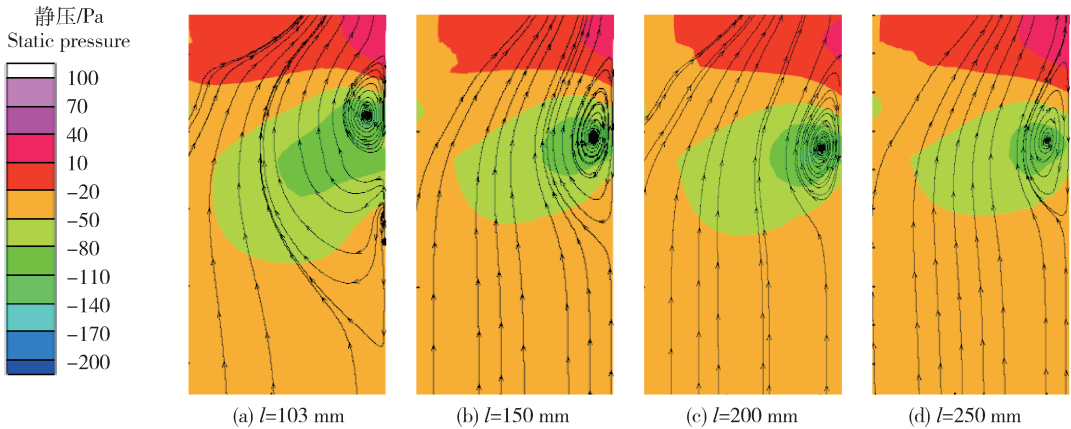


图 9 不同扩散深度 l 烟囱风机叶片附近近壁面处静压和流线分布

Fig. 9 Different diffusion depths l , static pressure and streamline distribution near the wall surface of the chimney fan blade

2.2 风筒多因素正交优化结果分析

根据对烟囱风机风筒内径比 k 、出口段扩散角度 α 、出口段扩散深度 l 这 3 方面的优化改型结果,采用正交优化方法综合以上 3 个因素,以优化风机风量和能效比为目标,寻求烟囱风机风筒改型优化的最优结果。

2.2.1 正交设计方案

结合风机性能提升情况,首选各单因素较好的 3 个参数设计 $L_9(3^3)$ 正交试验,具体为 $k = 0.990、0.988、0.985$, $\alpha = 18^\circ、23^\circ、28^\circ$, $l = 150、200、250$ mm。对以上因素组合模拟,正交计算结果见表 5。

表 5 烟囱风机正交优化结果

Table 5 Orthogonal optimization results of chimney fan

序号 Serial number	因素 Factor			风量/(m ³ /h) Air volume	能效比/(m ³ /(h·W)) Energy efficiency ratio
	k	$\alpha/(^\circ)$	l/mm		
1	0.990	18	150	5 023	13.21
2	0.990	23	200	5 052	13.52
3	0.990	28	250	5 063	13.56
4	0.988	18	150	5 333	13.70
5	0.988	23	200	5 395	13.65
6	0.988	28	250	5 351	13.47
7	0.985	18	200	5 090	13.62
8	0.985	23	250	5 075	13.74
9	0.985	28	150	5 106	13.66

注:原型风机的风量为 5 034 m³/h,能效比为 12.77 m³/(h·W)。

Note: The air volume of the prototype fan is 5 034 m³/h, and the energy efficiency ratio is 12.77 m³/(h·W).

$k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200$ mm(优化风机 1)时, 2)时,能效比最优。模拟计算 2 种情况下风机性能风量最优; $k=0.988$ 、 $\alpha=23^\circ$ 、 $l=250$ mm(优化风机 见 表 6。

表 6 烟囱风机正交试验优化前后性能对比

Table 6 Chimney fan orthogonal optimization performance improvement comparison

风机 Fan	风量/(m ³ /h) Air volume	能效比/(m ³ /(h·w)) Energy efficiency ratio	风量变化率/% Air volume change rate	能效比变化率/% Energy efficiency ratio change rate
原型风机 Prototype fan	5 034	12.77		
优化风机 1 Optimized fan 1	5 431	13.81	7.9	8.1
优化风机 2 Optimized fan 2	5 361	13.84	6.5	8.3

风量方面,优化风机相比原型风机都有很大提升,优化风机 1 提升更大;能效比方面,优化风机 1 和优化风机 2 相比原型风机虽然有很大提升,但两者差别并不大。综上,优化风机 1 和优化风机 2 能效比增量相近,但优化风机 1 风量提升更明显,认为优化风机 1 在性能方面表现更好,选取设计参数 $k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200$ mm 为优化后的参数。

2.2.2 优化风机与原型风机流态对比

正交优化风机叶片附近近壁面处的静压和流线分布见图 10。相比原型风机,正交最优设计后,在烟囱风机流道内的同一位置处,流线扭曲的范围明显减小,同时 -140 Pa $< P < -50$ Pa 负压区面积也明显减小。由此可见,正交最优设计可以减小气流在叶片附近近壁面处流线扭曲,降低扰流,同时可以改善负压分布,有效平衡静压,对优化风机性能起到促进作用。

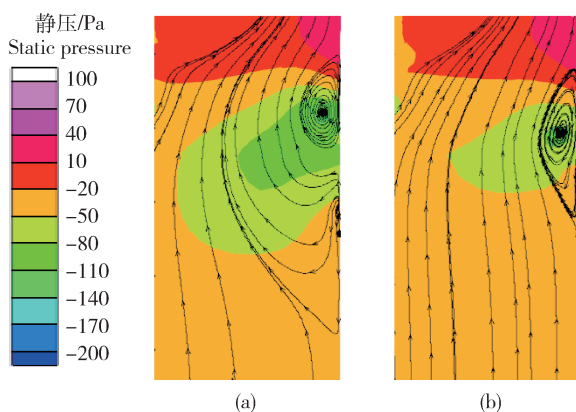


图 10 原型风机(a)与优化风机(b)叶片附近近壁面处静压和流线分布

Fig. 10 Static pressure and streamline distribution at the near wall near the blade of the prototype fan (a) and the optimized fan (b)

2.3 优化样机与原型风机试验对比

正交试验得出的优化设计,风机性能和风筒内部流态比原型风机都有很大程度提升和改善,因此认为正交优化设计参数 $k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200$ mm 的风筒结构是可行的设计方案。根据优化后的烟囱风机风筒参数,加工制作了烟囱风机风筒,沿用原型风机的电机、叶片等装置,组装成优化后的烟囱风机样机,在中国农业大学农业设施通风设备性能测试试验台上进行

优化样机测试,详细测试方法参见文献[26]。

优化样机试验测试性能曲线见图 11。优化样机各工作静压下的风量和能效比相比原型风机都有很大程度提高,风量和能效比平均提升 4.6% 和 4.5%。综上,优化样机较原型风机在风量和能效比方面都很大程度提升,即参数为 $k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200$ mm 的风筒结构优化,通过试验测试验证是有效的优化方案。

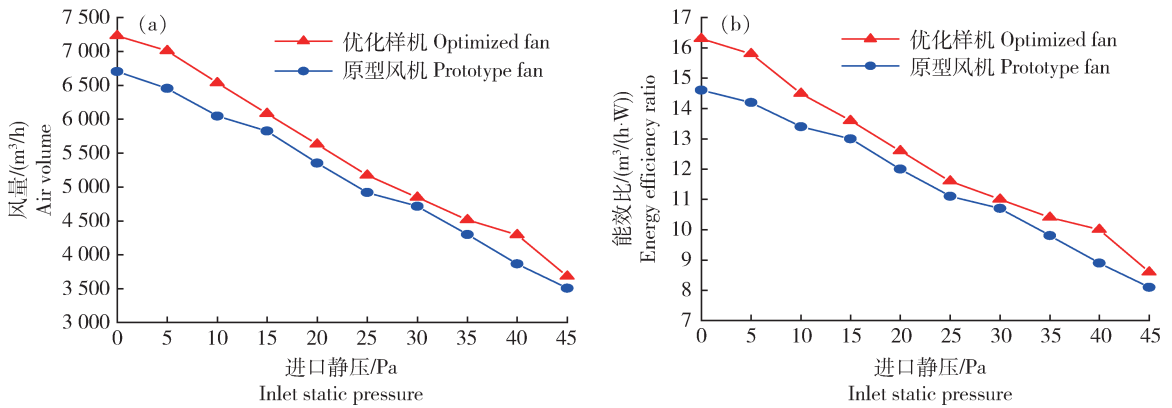


图 11 优化样机与原型风机的风量 (a) 和能效比 (b)

Fig. 11 Air volume (a) and energy efficiency ratio (b) of the optimized fan and the prototype fan

3 结 论

本研究以 24 英寸烟囱风机为原型,采用数值模拟方法,在不变动原型风机叶片情况下,对其风筒结构尺寸进行改型优化,分析了单因素改型优化和综合正交优化的风机模型性能以及流场信息,并根据模拟结果制备了风筒样机,得出以下结论:

1) 烟囱风机叶片近壁面处存在负压梯度,风速流线存在扭曲,改变风筒内径比 k 、出口段扩散角度 α 、出口段扩散深度 l 可以减小流线扭曲范围、降低压差,从而有效降低气流扰动损失。同时可以改善气流从进口至叶片前缘范围内的流动状况。

2) 烟囱风机风量和能效比随内径比的减小而增大、随出口扩散角的增大而增大、随出口扩散深度的增大而增大。在单因素优化中,内径比 $k=0.985$ 时风量和能效比达到最优,分别为 4.7% 和 4.0%; 扩散角 $\alpha=28^\circ$ 时风量和能效比达到最优,分别为 4.7% 和 5.3%; 扩散深度 $l=250\text{ mm}$ 时风量和能效比达到最优,分别为 1.8% 和 3.2%。

3) 通过内径比、扩散角及扩散深度 3 因素正交模拟得出,正交最优参数为 $k=0.988$ 、 $\alpha=28^\circ$ 、 $l=200\text{ mm}$ 。相比原型风机,多因素正交优化的风量和能效比平均提升 7.9% 和 8.1%。根据多因素正交优化参数设计烟囱风机样机,优化样机风量和能效比平均提升 4.6% 和 4.5%。

参考文献 References

[1] 刘广强. 轴流风机的节能研究与数值模拟[D]. 沈阳: 东北大学, 2012

Liu G Q. Research of energy saving and numerical simulation about axial fan[D]. Shenyang: Northeastern University, 2012 (in Chinese)

[2] 刘玉成. 中低压轴流通风机的最优流型气动设计方法[D]. 沈阳: 东北大学, 2006

Liu Y C. Flow type optimization design method of middle and low pressure axial flow fan [D]. Shenyang: Northeastern University, 2006 (in Chinese)

[3] Thiart G D, von Backström T W. Numerical simulation of the flow near an axial flow fan operating under distorted inflow conditions[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1993, 45(2): 189-214

[4] Govardhan M, Viswanath K. Investigations on an axial flow fan stage subjected to circumferential inlet flow distortion and swirl[J]. *Journal of Thermal Science*, 1997, 6(4): 241-250

[5] Bredell J R, Kröger D G, Thiart G D. Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(8-9): 846-852

[6] 田铖, 张欢, 由世俊, 杨东旭, 谢乐成, 苗宏伟, 秦学志. 利用 FLUENT 软件模拟地铁专用轴流风机: 对称翼叶片轴流风机[J]. *流体机械*, 2003, 31(11): 13-15, 9

Tian C, Zhang H, You S J, Yang D X, Xie L C, Miao H W, Qin X Z. CFD simulation of axial-flow fan in subway by FLUENT software: Axial-flow fan with symmetrical blade [J]. *Fluid Machinery*, 2003, 31(11): 13-15, 9 (in Chinese)

[7] 王军, 伍光辉, 吴克启. 单、双转子轴流风扇的内流特性与性能实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2004, 25(4): 600-602

Wang J, Wu G H, Wu K Q. The research of performance test and inflow-simulation for single-double runner fan[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2004, 25(4): 600-602 (in Chinese)

[8] 霍长宏, 刘江波, 俞燕. CFD 分析和模拟技术在某轻卡风道设计中的应用[J]. *合肥工业大学学报*, 2007, 30(S): 19-21

Huo C H, Liu J B, Yu Y. The application of CFD analysis and simulation techniques in a light truck ventilation duct design [J]. *Journal of Hefei University of Technology*, 2007, 30(S1): 19-21 (in Chinese)

[9] 陈炼非, 胡南. 风道入口段的数值模拟及优化设计[J]. *沈阳工*

- 程学院学报:自然科学版,2017,13(2):124-127
- Chen L F, Hu N. Simulation and optimized design of air duct inlet[J]. *Journal of Shenyang Institute of Engineering: Natural Science*, 2017, 13(2): 124-127 (in Chinese)
- [10] 毛建丰. 入口速度分布对热管换热器性能影响的数值模拟与优化[D]. 长沙:中南大学,2011
- Mao J F. Numerical simulation and optimization of heat pipe exchanger under variously velocity distribution inflow[D]. Changsha: Central South University, 2011 (in Chinese)
- [11] 吴国珊. 通风管道风机入口段的三维流动数值模拟及优化[J]. 煤矿机械, 2011, 32(9): 42-44
- Wu G S. Three-dimensional flow numerical simulation and optimization of ventilation pipeline before ventilator inlet[J]. *Coal Mine Machinery*, 2011, 32(9): 42-44 (in Chinese)
- [12] 邹建煌. 贯流风机数值模拟准确性研究[J]. 家电科技, 2016(2): 68-70
- Zou J H. Numerical simulation accuracy research on cross-flow fan[J]. *China Appliance Technology*, 2016(2): 68-70 (in Chinese)
- [13] 李永湘. 抽雾风机出口管道的压力分析及结构优化[J]. 现代机械, 2009(6): 26-28, 32
- Li Y X. Pressure analysis and structure optimization for outlet pipe of exhaust fan[J]. *Modern Machinery*, 2009(6): 26-28, 32 (in Chinese)
- [14] 马春宇. 寒区育肥牛舍冬季环境测定与通风改造的研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2012
- Ma C Y. Research on winter environment of beef house and ventilation modified in cold regions[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2012 (in Chinese)
- [15] 栾冬梅, 齐贺, 赵靖, 张永根. 寒区温室型犊牛舍的设计与应用效果[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 195-202
- Luan D M, Qi H, Zhao J, Zhang Y G. Design and application effect of greenhouse calf barn in cold region[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(14): 195-202 (in Chinese)
- [16] 谢远辉, 王海宇, 张朝磊, 张昭明. 基于 FLUENT 矿用局部通风机优化研究[J]. 矿山机械, 2014, 42(8): 25-29
- Xie Y H, Wang H N, Zhang C L, Zhang Z M. Optimization study on mine axial fan based on FLUENT[J]. *Mining & Processing Equipment*, 2014, 42(8): 25-29 (in Chinese)
- [17] 曹雷, 邹建煌, 刘中杰. 基于 CFD 模拟分析的风机风道优化设计[J]. 制冷技术, 2014, 34(5): 62-66
- Cao L, Zou J H, Liu Z J. Optimization design of fan ventilation duct based on CFD simulation and analysis[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2014, 34(5): 62-66 (in Chinese)
- [18] 栗磊. 轴流风机进气管气动性能数值模拟分析[J]. 汽轮机技术, 2017, 59(2): 111-112
- Li L. Numerical simulation and analysis for aerodynamic characteristics of inlet pipe of axial compressor[J]. *Turbine Technology*, 2017, 59(2): 111-112 (in Chinese)
- [19] Zhu X C, Lin W L, Du Z H. Experimental and numerical investigation of the flow field in the tip region of an axial ventilation fan[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2005, 127(2): 299-307
- [20] Hanafizadeh P, Siahkalroudi M M, Ahmadi P. Experimental and numerical investigation of optimum design of semi industrial heat recovery steam generator inlet duct[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 104: 375-385
- [21] Park J, Park S, Lee D K. CFD modeling of ventilation ducts for improvement of air quality in closed mines[J]. *Geosystem Engineering*, 2016, 19(4): 177-187
- [22] Yoo G J, Choi H K, Choi K L, Shin B J. A numerical study of the turbulent flow characteristics in the inlet transition square duct based on roof configuration[J]. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, 2009, 33(7): 541-551
- [23] Czetany L, Szantho Z, Lang P. Rectangular supply ducts with varying cross section providing uniform air distribution[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 141-151
- [24] Shiu H R, Ou F C, Chen S L. Optimization design of exhaust duct system in semiconductor factory using dynamic programming method[J]. *Building and Environment*, 2003, 38(4): 533-542
- [25] Li B, Ford S E, Li Y, Zhan Y. Development of a fan testing chamber for agricultural and horticultural fans in China[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 2006, 22(1): 115-119
- [26] 华婷. 基于逆向工程的旋涡风机流场分析及性能研究[D]. 无锡:江南大学,2009
- Hua T. RE based numerical analysis of flow field and performance research on regenerative blower[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2009 (in Chinese)
- [27] 赵丹丹, 赛庆毅, 戴韧. 环量分布控制轴流风扇气动性能的机理分析[J]. 风机技术, 2012, 54(4): 23-27, 38
- Zhao D D, Sai Q Y, Dai R. Mechanism analysis of aerodynamic performance for axial flow fan based on circulation distribution[J]. *Compressor, Blower & Fan Technology*, 2012, 54(4): 23-27, 38 (in Chinese)
- [28] 庄利. 变环量轴流风机设计及特性研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2015
- Zhuang L. Design and characteristics study of variable circulation axial flow fan[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2015 (in Chinese)
- [29] 丁涛, 施正香, 杨建宝, 方露梦, 宏帅, 孙宝玺. 开放式奶牛舍扰流风机扩散器性能参数优化[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 319-327
- Ding T, Shi Z X, Yang J B, Fang L M, Hong S, Sun B X. Optimization of diffuser parameters of mixing flow fans in open dairy house[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(3): 319-327 (in Chinese)
- [30] 刘宝文. 矿用对旋轴流通风机的流场分析与性能优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2017
- Liu B W. Flow field analysis and performance optimization of mine counter-rotating fan[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2017 (in Chinese)