

# 基于变环量方法的农用轴流风机设计及性能优化

吴乐天<sup>1</sup>, 邱绵靖<sup>2,3</sup>, 刘志伟<sup>4</sup>, 丁 涛<sup>2\*</sup>

(1. 新疆农业科学院农业机械化研究所, 乌鲁木齐 830091; 2. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083;  
3. 北京市供水管网与安全节能中心, 北京 100083; 4. 中国农业大学后勤基建处, 北京 100081)

**摘 要:** 随着畜禽养殖空气过滤和除臭装置使用的普及, 对高压农用轴流风机的需求也随之提升。为了提高农用轴流风机的气动性能并扩大工作压力范围, 利用变环量设计理论, 通过风洞试验和数值模拟, 对风机叶片进行了重新设计。旨在改变现有叶片轮毂处结构形式, 改善农用轴流风机内部流态, 达到提升农业轴流风机气动性能和扩大稳定运行范围的目的。该研究以 0.91 m 农用轴流风机尺寸及目标风量为设计参数, 利用变环量方法设计了一款叶片。通过单因素和响应面分析方法, 研究了轮毂直径  $d$ 、安装角  $\alpha$  和叶片数  $n$  结构参数对风机性能和流场的影响。最佳工艺参数为  $d=260$  mm,  $\alpha=-0.369^\circ$ ,  $n=4$  片。数值模拟结果表明, 优化后的轴流风机性能优于设计轴流风机, 扩大了高压区稳定运行范围。样机试验测试表明, 在高压 (120 Pa) 下, 优化风机相较于原型轴流风机的风量提高了 163% ( $18\ 710.99\text{ m}^3/\text{h}$ ), 能效比提高了 18.9% ( $1.94\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$ )。该研究证明了变环量在农用轴流风机设计中的可行性, 结构参数的优化可进一步降低风机的内部涡流。优化后的轴流风机减少了内部流场的二次流, 提高了叶片的做功能力, 改善了风机的气动性能, 确保轴流风机在农业应用中能够更高效地实现空气流通与调控。

**关键词:** 农用机械; 农用轴流风机; 数值模拟; 试验; 气动性能; 变环量方法

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202405226

中图分类号: TH43

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2024)-20-0210-09

吴乐天, 邱绵靖, 刘志伟, 等. 基于变环量方法的农用轴流风机设计及性能优化[J]. 农业工程学报, 2024, 40(20): 210-218. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202405226 <http://www.tcsae.org>

WU Letian, QIU Mianjing, LIU Zhiwei, et al. Expansion of the operation range of agricultural axial flow fans based on the variable circulation method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(20): 210-218. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202405226 <http://www.tcsae.org>

## 0 引 言

轴流风机的风量大, 安装简便, 广泛应用于畜禽舍的通风降温。然而, 近年来畜禽舍增加了过滤和除臭装置, 使得传统轴流风机需要更高的负压吸入能力<sup>[1-2]</sup>, 才能高效地实现空气流通与调控。以 0.91 m 农用轴流风机为例, 传统农用轴流风机的工作静压范围为 25 ~ 75 Pa。当静压增加到 120 Pa 时, 风量降低至 10 000 ~ 16 000  $\text{m}^3/\text{h}$ , 远不能满足必要的除臭通风需求, 导致家禽和牲畜饲养场内无法正常作业。

目前农用轴流风机的结构存在轮毂尺寸过小、叶片底部前后缘悬空等问题, 容易产生内部分离涡, 尤其是在高静压条件下容易形成明显的涡流。因此, 迫切需要对农用轴流风机性能进行改造。

已有文献表明, 对工业轴流风机设计进行调整, 可以大大提高风机的承压能力, 扩大工况范围<sup>[3-5]</sup>。在工业

风机领域, 一些学者利用变环流模式设计轴流风机, 并选择改变其变环量系数 VCF (variable circulation factor) 来达到良好的效果<sup>[6-7]</sup>, 即假设风机内部旋绕速度按一定规律变化来设计风机。

高永卫等<sup>[8]</sup>结合空冷风机的实际工作情况, 采用展向荷载分布为五次方曲线的流型设计叶片, 得到的新式叶片比老式叶片节能 20% 至 40%。刘玉成等<sup>[9]</sup>使用不同的变环量系数设计轴流风机, 最终发现变环量系数为 0.4 至 0.8 时, 风机气动性能最佳, 效率可达到 80% 左右。张杰等<sup>[10]</sup>对 Lee 的模型编写进行紊流噪声预估程序, 改变轮毂比、变环量指数等因素, 结果表明, 风道内相对速度对噪声影响较大, 弦长影响较小。仇生<sup>[11]</sup>分别使用等环量和变环量流型设计低压轴流风机, 使用弯掠优化叶片声学性能, 使用 CFD 软件进行数值模拟, 分析其气动性能以及噪声情况。张慧杰<sup>[7]</sup>使用一种变环量流型设计叶片, 对 5 种轮毂比和 15 种变环量比值正交, 得到一种最佳变环量比值, 减小了叶片扭曲, 改善了叶片做功能力。王思杰<sup>[6]</sup>对低压轴流风机的做功方式提出一种等-变环量设计, 即叶根部分使用等环量设计, 叶尖部分使用变环量设计, 以综合两种方法的优点, 优化叶片荷载, 使叶片做功能力增加。

然而, 在实际生产中, 专门针对农用轴流风机的 VCF 还需要进一步的试验研究<sup>[12]</sup>。

收稿日期: 2024-05-30 修订日期: 2024-08-16

基金项目: 新疆维吾尔自治区公益性科研院所项目 (KY2023036); 新疆维吾尔自治区重大科技专项项目 (2022A02005-1); 国家自然科学基金区域创新发展联合项目 (U20A2020);

作者简介: 吴乐天, 研究员, 研究方向为设施农业环境工程。

Email: wuletian1982@126.com

※通信作者: 丁涛, 博导, 教授, 研究方向为流体动力学及农业生物环境。

Email: dingtao@cau.edu.cn

许多学者发现,设计并优化轴流风机可以使其性能更加稳定。优化的参数有叶片翼型<sup>[13-14]</sup>,选择合适的轮毂直径<sup>[15-16]</sup>,调整叶片安装角度<sup>[17-20]</sup>,调整叶片数量<sup>[21-22]</sup>,并结合各种因素进行响应优化。

在叶片翼型选择上,PARK等<sup>[14]</sup>通过CFD(computational fluid dynamics)和吸力测试对叶轮进行了评估;考虑了最大翼型厚度及其位置相关性等因素,最终提出了3种优化翼型,研究结果表明,翼型的利用可以提高风机效率。OCKER等<sup>[23]</sup>使用16种不同的翼型,在不同的速度和几何攻角下进行了对比试验,并采用4种不同的前缘设计制作了叶片,发现了新的设计出现降低效率等问题;在轮毂直径方面,杨柳等<sup>[24]</sup>利用复合设计与叶片切割技术交错进行变轮辐比设计,推断出当高压轴流风机的轮辐比在0.5至0.6之间时,叶片效率会逐步提高。LEE等<sup>[25]</sup>改进了轴流式风机进口轮辐比,认为最佳轮辐比可减轻分离流并提高性能。上述研究表明,轮辐直径优化对轴流风机气动性能具有重要的工程意义,但针对低压农用轴流轮辐直径的优化研究却明显缺乏。此外,在研究不同轮辐直径的同时,已有研究采用的叶片顶部切割或拼接技术会导致风机性能明显下降,本文将采用重新设计叶轮的方法进行试验设计。

小轮辐比的轴流风机一般采用变环量设计,但是对于广泛使用在农业畜禽养殖领域的农用轴流风机而言,目前大量的生产厂家并不重视轮辐结构形式对风机性能的影响。针对畜禽养殖生产所需的高压工况(120 Pa)都采用增大电机功率弥补生产需求,而并非优化农用轴流风机的结构形式,这就造成了畜禽养殖生产中农用轴流风机效率低、能耗过大的问题。

因此,为了提高农业轴流风机在高压范围内的性能,本文筛选了适用于农用轴流风机的变环量方法,设计了变环量流型风机,通过单因素分析和响应面分析对轮辐直径、叶片数量和安装角度进行了优化,得到了优化风机。

同时将优化结果进行3D打印,通过风洞样机试验和验证,结果证明该方法可以改善农用轴流风机在高压区域的性能。本论文研究旨在显著提高农用轴流风机的高负压吸入能力,为农用轴流风机的优化设计方法提供指导。

## 1 研究对象及数值模拟

### 1.1 研究对象及试验平台

原型轴流风机选用国内农业设施通风常用的0.91 m轴流风机。在120 Pa压力下,其试验风量为11 476.89 m<sup>3</sup>/h,能效比为9.46 m<sup>3</sup>/(h·W)。

农用风机试验在中国农业大学农业农村部设施农业工程重点实验室进行<sup>[26]</sup>。原型风机在测试过程中,通过采用调节辅助离心式风机的转速来调节待测风机相对于周围环境的入口静压,使之能够达到待测风机入口所需要的静压,进而完成整个性能测试。详细测试方法参照文献<sup>[27-28]</sup>。

### 1.2 数值模拟

#### 1.2.1 计算域

计算模拟风机进口段设置为2 740 mm×2 740 mm的正方形进口域(参考通风设备性能检测平台);风机段以实物模型为准;考虑计算成本风机出口段设置为5 500×5 500×5 500 mm的立方体空气域。风机计算域模型如图1所示。

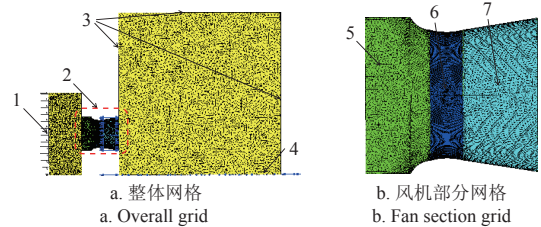


图1 风机计算域模型  
Fig.1 Fan calculation domain model

#### 1.2.2 数值模拟设置

使用CFX软件求解风机的三维流场,并根据风洞中的实际测试值设置静压、大气压力、温度和湿度。计算域入口边界类型为入口边界,流体状态设置为亚音速,入口条件为相对静压。计算域出口边界类型为开口,边界条件设置为静压和方向。计算采用SST  $k-\omega$  模型。瞬态计算以稳定结果为初始场,时间步长设为 $3.472 \times 10^{-4}$  s,叶轮每旋转2°计算一个时间步长,当求解残差达到 $10^{-4}$ 的阶次并趋于稳定时,认为求解残差收敛。

#### 1.2.3 网格无关性检验

采用非结构网格划分整个计算域。在网格划分过程中,对叶轮表面和叶尖间隙进行了网格加密,以确保计算结果的准确性。在设计完成时,利用风机数值模拟数据进行了与网格无关的验证。风量和能效比作为网格无关性检验的评估量。随着计算域中网格数量的增加,当网格数到达600万时,风量和能效比趋于稳定。为了节省计算资源和时间,网格数确定为600万。

本文的风机评价指标为风量和能效比,其中能效比 $N$ 定义为<sup>[18]</sup>

$$N = \frac{Q}{P^*} \quad (1)$$

式中, $N$ 为通风能效比,m<sup>3</sup>/(h·W); $Q$ 为风机风量,m<sup>3</sup>/h; $P^*$ 为功率表测试到的电机输入功率,W。

## 2 基于变环量方法设计开发轴流风机

### 2.1 设计叶轮

原型轴流风机在120 Pa下的风量无法满足必要的通风要求。预留了5 mm叶顶间隙,因此设计参数为:叶轮直径900 mm,设计静压120 Pa,风量32 000 m<sup>3</sup>/h,转速960 r/min,额定功率设为3 kW。

#### 2.1.1 设计参数介绍

由于农用轴流风机在使用和试验状态下,出风口对大气敞开,风机的全压可用入口静压(负压)表示<sup>[29]</sup>,

设计全压设定为 120Pa。后者的静压是入口静压的绝对值, 即:

$$p_{tF} = -p_{s1} \quad (2)$$

式中  $p_{tF}$  为风机全压, Pa;  $p_{s1}$  为风机进口静压, Pa。

比转速  $n_s$  为

$$n_s = 5.54n_1 \frac{\sqrt{q_v}}{\sqrt[3]{P_{tF.1}}} \quad (3)$$

式中  $n_1$  为风机转速, r/min;  $q_v$  为体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $P_{tF.1}$  为风机的第一级全压, 由于农用轴流风机一般为单级, 故为风机全压, Pa。

叶顶圆周速度为

$$u_t = \frac{\pi D n_1}{60} \quad (4)$$

式中  $D$  为叶轮直径, m。

如图 2 所示, 在叶轮上平均选取了 A、B、C、D 和 E 5 个计算截面, 5 个截面对叶轮进行了均分。其中, 第一计算截面 A 位于叶轮底部, 即轮毂表面, 第五计算截面 E 位于叶轮顶部, 即叶片上部。第  $x$  个计算截面的半径  $d_x$  计算公式如下:

$$d_x = \frac{1}{2} \left[ d + \frac{x-1}{5-1} (D-d) \right] \quad (5)$$

第  $x$  个计算截面的半径  $d_x$  计算公式。式中  $d$  为轮毂直径, m。

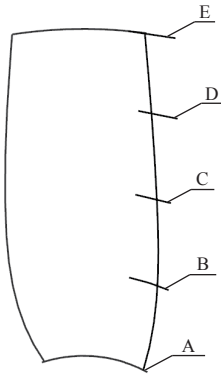


图 2 叶片截面示意图  
Fig.2 Blade section diagram

叶片的相对平均半径  $\bar{r}_m$  为

$$\bar{r}_m = \sqrt{\frac{1+\bar{d}^2}{2}} \quad (6)$$

式中  $\bar{d}$  为轮毂比。

VCF 将在下一节中进行优化选择。变环量常数  $K$  为

$$K = \frac{p_{tF}}{\eta_{tF}} \frac{(3-a)(1-\bar{d}^2)}{2\rho\omega r_i^{1-a}(1-\bar{d}^{3-a})} \quad (7)$$

式中  $a$  为变环量指数;  $\eta_{tF}$  为风机全压效率, %;  $\rho$  为气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\omega$  为旋转角速度,  $\text{rad}/\text{s}$ ;  $r_i$  为叶轮直径, m;  $p_{tF}$  为风机全压, Pa。

平均半径处的气流轴向速度  $c_{2am}$  为

$$c_{2am} = c_{1a} = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} D^2 (1-\bar{d}^2)} \quad (8)$$

式中  $c_{1a}$  为进口轴向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $q_v$  为体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ 。

求得变环量流型常数  $K$  和平均半径处的气流轴向速度  $c_{2am}$  后即可分别按式 (9)(10) 求解气流的旋绕速度  $c_{2u}$  和轴向速度  $c_{2a}$  沿叶片径向的变化。

$$\Delta c_u = c_{2u} = K r^{-a} \quad (9)$$

$$c_{2a} = \left[ c_{2am}^2 + 2\omega K (r^{1-a} - r_m^{1-a}) \right]^{1/2} + \frac{1-a}{a} K^2 \left( \frac{1}{r^{2a}} - \frac{1}{r_m^{2a}} \right) \quad (10)$$

式中  $\Delta c_u$  为旋绕速度的变化量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $c_{2u}$  为出口旋绕速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $K$  为变环量流型常数;  $r$  为截面的半径, m;  $c_{2a}$  为出口轴向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $c_{2am}$  为平均半径处的轴向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $r_m$  为平均叶轮半径, m。

截面平均轴向速度  $c_{ma}$

$$c_{ma} = \frac{c_{1a} + c_{2a}}{2} \quad (11)$$

式中  $c_{2a}$  出口轴向速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

截面旋转角速度  $\omega_m$

$$\omega_m = \sqrt{c_{ma}^2 + \left( u - \frac{\Delta c_u}{2} \right)^2} \quad (12)$$

式中  $c_{ma}$  是截面平均轴向速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $u$  是该计算截面的圆周速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

截面的安装角  $\beta_m$

$$\beta_m = \cos^{-1} \frac{c_{ma}}{\omega_m} \quad (13)$$

式中  $\omega_m$  是截面旋转角速度,  $\text{rad}/\text{s}$ 。

叶栅稠度  $\tau$

$$\tau C_y = \frac{2\Delta c_u}{\omega_m} \quad (14)$$

$$\tau = \frac{\tau C_y}{C_y} \quad (15)$$

式中  $C_y$  是升力系数。它由机翼形状决定, 取值范围为 0.8 至 1。

$$bZ = 2\pi r\tau \quad (16)$$

式中  $r$  为截面的半径, m;  $\tau$  为叶栅稠度;  $b$  为弦长, m;  $Z$  是叶片的片数。

根据弦长  $b$  和安装角  $\beta_m$ , 绘制每个计算截面的翼型图; 将每个计算截面上的翼型重心置于同一条直线上, 然后分别绘制每个截面翼型的投影图, 并用平滑曲线将每条曲线连接起来, 从而得到叶片模型。

### 2.1.2 VCF 选择

对于低压畜禽舍轴流式风机, 常用的设计方法是等环量设计, 即  $c_u r = \text{Const}$ , 即旋绕速度与半径的乘积为常数。这种设计方式忽略了二次径向流。用这种方法设计的风机存在扭曲过大、叶片过窄的问题。因此, 本设计采用变环流法设计叶片, 比较不同的 VCF:

$$(c_{1u} + c_u) r^a = K \quad (17)$$

式中  $c_{1u}$  为入口旋转速度;  $c_u$  为出口旋转速度;  $a$  为变环量指数;  $K$  为常数。



由于农用轴流风机都是 R 级（单动叶）的， $c_{1u}=0$ ，即：

$$c_u r^a = K \quad (18)$$

鉴于农用轴流风机风量大、全压低的特点，需要寻找一种适合农用轴流风机的变换量指数。在高静压（120 Pa）下，不同变环量流型设计叶片的性能参数，如图 3 所示，采用不同变循环流型设计的叶片在叶片弦长和截面安放方面存在较大差异。在 120Pa 下，VCF 为 0.4 和 0.5 时回流较大。0.7 的 VCF 具有最高的风量和能效比。因此，最终优选的 VCF 为 0.7。

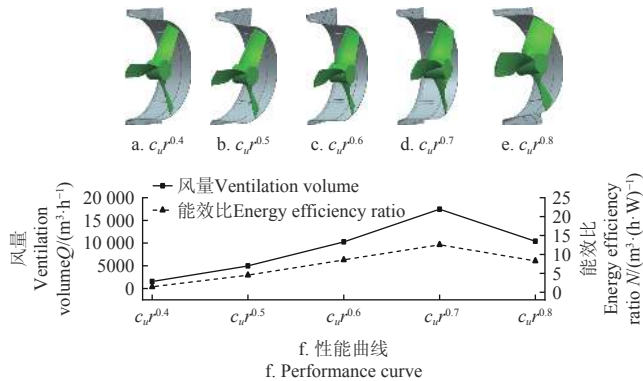


图 3 不同变环量指数设计风机性能曲线

Fig.3 Different VCFs design fan performance curve

为观察不同 VCF 时叶片附近二次流的影响，图 4 分别给出了不同叶片压力面极限位置处的流线分布。

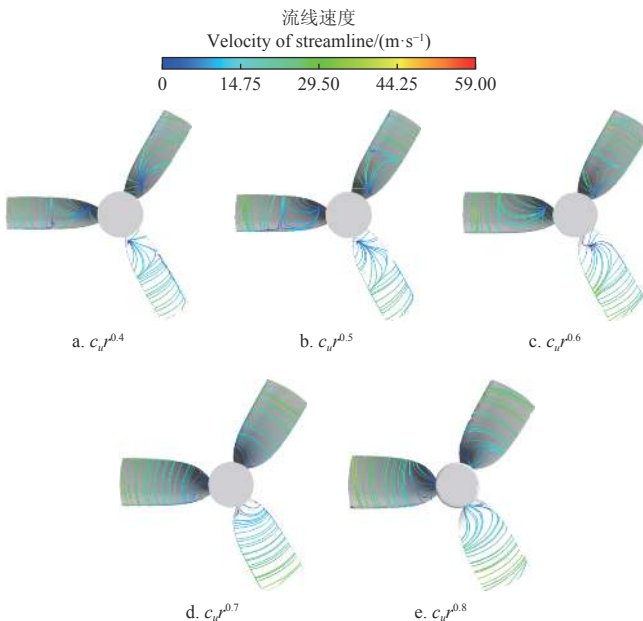


图 4 叶片压力面极限位置流线云图

Fig.4 The streamline cloud diagram of the limit position of the blade pressure surface

从图 4a 中可以看出，叶片表面二次流占叶片的近二分之一，存在明显的涡流，流线速度也较小。从图 4b、4c 可以看出，叶片根部的涡流向轮毂方向减弱，流速增大。从图 4d 可以看出，叶片压力面附近的二次流减小到最低，流型相对其他叶片均匀，流速较大。由图 4e 可知，叶片根部处再次出现二次流，叶片根部的二次流导致气流无法正常通过，进而影响了风机风量。

### 2.1.3 翼型选择

利用 CFD 筛选翼型。首先选择了几种常用的翼型，即采用叶片动量理论设计的 NACA6306 和 NACA6508 翼型，以及采用 Lieblein 理论设计的 NACA65-6 翼型。从图 5 可以看出，翼型对风机性能的影响较大，NACA65-6 翼型的外倾角较大，风量明显增加，能效比也有小幅提升。观察叶片根部的流动状态，在  $\text{Span}=0.2$ （相对叶片高度）的位置可以发现，NACA6306 和 NACA6508 翼型出现了明显的涡流，在轮毂附近出现了倒流等问题，堵塞了流道，对风机流出造成了负面影响，NACA65-6 翼型产生的叶轮  $\text{Span}=0.2$  位置流动状态较好，没有出现涡流等问题。

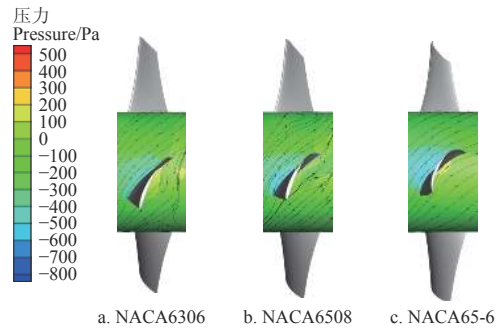


图 5 低跨度压力流线图（ $\text{Span}=0.2$ ）

Fig.5 Pressure streamline diagram at low span ( $\text{Span} = 0.2$ )

## 2.2 设计叶轮性能曲线

使用确定的翼型和 VCF 进行了设计计算和建模，然后进行了全工况瞬态数值模拟。数值模拟结果发现，所设计风机的气动性能在高静压（120Pa）时急剧下降。为了扩大风机的工作范围，提高性能的稳定性的，将对设计风机轮毂的结构参数进行优化。

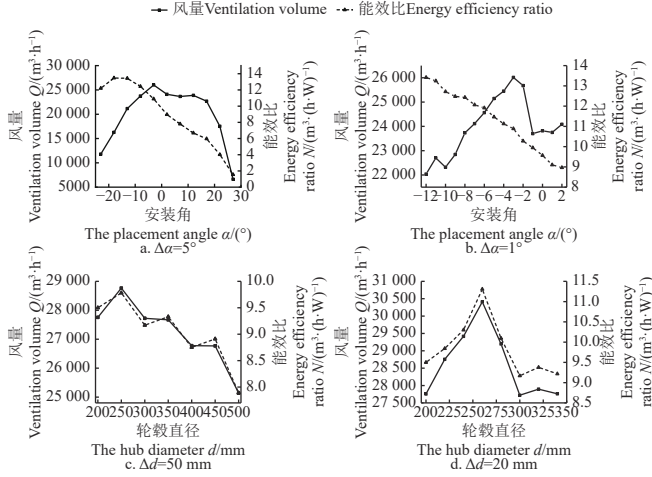
## 3 基于单因素和响应面分析方法研究风机结构参数对风机性能的影响

### 3.1 单因素分析

在轴流式风机的设计过程中，有多种结构参数需要选择。在工程应用中，大多数工程师都会根据以往的设计经验来选择各个设计参数，例如不同的轮毂直径可以适应不同类型的轴流式风机。从图 4、5 可以看出，设计风机根部流场较差，回流和二次流较多。为了改善叶片根部的流场，选择叶轮根部的三个因素进行优化。因此，本节将利用 CFD 对轮毂直径  $d$ 、叶片数  $n$  和安装角  $\alpha$  的变化进行单因素分析。

#### 3.1.1 安装角调整及轮毂直径调整

为尽可能覆盖多的安装角，以初始设计安装角为  $0^\circ$ ，增大安装角为正，减小安装角为负， $\Delta\alpha$  为间隔的角度。试验以  $\Delta\alpha=5^\circ$  共进行 11 组数值模拟。从图 6 可以看出，风量和能效比随着安装角的增大而先增后减，在安装角的改变从  $-13^\circ$  到  $2^\circ$  时达到最佳。因此，细化  $\Delta\alpha=1^\circ$  进行 16 组数值模拟。此时能效比随着安装角的增加而减小，综合考虑风量及能效比，选用  $-6^\circ \sim 0^\circ$  安装角进行后续优化，此时风机风量达到较优。



注:  $\Delta\alpha$  为安装角变化量;  $\Delta d$  为轮毂直径变化量。

Note:  $\Delta\alpha$  is the variation of placement angle;  $\Delta d$  is the variation of hub diameter.

图6 不同安装角及不同轮毂直径下风机性能曲线图

Fig.6 Performance curves of fans with different placement angles and different hub diameters

在轴流风机的设计过程中, 会根据比转速推荐轮毂直径, 但由于是经验公式, 并不符合该工况条件下的农用轴流风机。因此, 根据设计过程中的最小轮毂直径为  $d_{\min}=150$  mm, 设置最小轮毂直径为 150 mm, 试验以  $\Delta d=50$  mm,  $d$  的取值为 150~500 mm, 在静压为 120 Pa 下共进行 8 组模拟。

变环量系数取 2.1.2 确定的 0.7, 改变轮毂直径对风机进行重新设计及数值建模,  $\Delta d$  为试验间隔的轮毂直径。轮毂直径  $d$  与风机风量和能效比的关系如图 6 所示。可以看出, 随着轮毂直径  $d$  的增大, 风机风量与能效比呈先升后降的趋势, 在轮毂直径  $d$  为 200 到 300 mm 达到最高。细化轮毂直径  $\Delta d=20$  mm, 取值范围为 200 到 340 mm, 共 8 组数值模拟。风机风量与能效比呈先升后降的趋势。从下图可以看出, 轮毂直径为 260 mm 附近时风量和能效比达到最高。因此, 后文选用 240~280 mm 轮毂直径进行后续优化分析。

湍动能  $k$  是用来描述流体中的湍流运动所具有的能量, 定义为流场速度脉动的二阶中心矩的一半<sup>[30-31]</sup>, 其计算公式如下:

$$k = \frac{1}{2} (u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (19)$$

式中,  $u'$ 、 $v'$ 、 $w'$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向的湍流脉动速度, m/s。

为了观察不同轮毂直径风机内部流态, 对风机进行  $Z$  向切片, 以轮毂中心截面为起点, 即  $Z=0$  mm, 沿着  $Z$  轴方向, 每 7 mm 共取 5 个截面。分别为  $Z=0$ 、7、14、21、28 mm 的位置。

80、300、320、340 mm 进行分析。在 120 Pa 下, 研究轮毂直径对风机内部湍动能的影响。

由图 7 可以看出,  $Z=0$ 、7 mm 位置处的高湍动能区域较大, 且主要聚集在叶片根部及叶顶间隙处。随着轮毂直径的增加, 叶片根部的湍动能减小, 叶顶间隙的湍动能逐渐增大。可定性分析为, 轮毂处突缩结构对内部

流动扰动影响较大。轮毂直径为 260 mm 附近时, 风机内部流动较为稳定。

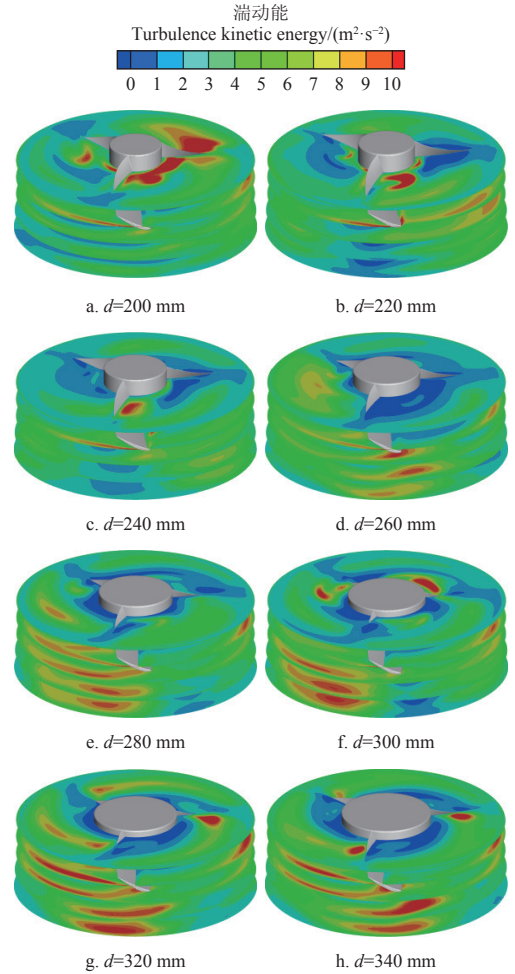


图7 不同轮毂直径下  $Z$  向截面湍动能图

Fig.7 Z-direction cross-section turbulent kinetic energy diagram under different hub diameters

### 3.1.2 叶片数调整

使用较优安装角及轮毂直径参数进行叶片数  $n$  寻优, 选择农用轴流风机一般使用的 3 至 7 片进行模拟。在设计工况 120 Pa 下进行非定常模拟, 以风量、能效比为目标进行筛选。由于轴功率明显提升, 对其进行分析: 数值模拟结果显示, 随着叶片数的增加风量逐渐增加并趋于稳定, 功率与叶片数成正比, 能效比与叶片数成反比。由于风机最大设计功率为 3 000 W, 综合考虑风量及能效比, 后续将使用 3~5 个叶片数进行多因素响应面分析。

## 3.2 多因素联合分析

### 3.2.1 中心组合优化试验

根据单因素寻优结果可知, 轮毂直径  $d$ 、叶数  $n$ 、安装角  $\alpha$  的调整对风机的风量和能效比均有影响, 他们三个变量都是对轮毂结构处流动影响较大的因素。选取轮毂直径  $d$ 、叶数  $n$ 、安装角  $\alpha$  为变量, 以风机风量和能效比为响应值, 进行三因素三水平中心组合优化试验。试验因素水平见表 2。试验方案及结果见表 3, 其中试验号 2、5、8、16、17 为误差校正试验组, 检验因网格数量、计算步长设置、收敛情况是否满足误差要求。

表 1 试验因素编码  
Table 1 Test factor coding

水平 Levels	轮毂直径 Hub diameter <i>d</i> /mm	安装角 Placement angle $\alpha$ /°	动叶数 Number of moving blades <i>n</i> /个
-1	240	-6	3
0	260	-3	4
1	280	0	5

3.2.2 响应面模型及显著性检验

使用 Design-Expert 软件进行了数据分析，并通过多元回归拟合求解了响应面模型，如下式所示。

$$Q = -57\,183.03 + 482.66d + 468.65 + 9\,990.18n - 0.54d - 4.72dn + 114.31n - 0.87d^2 - 25.69^2 - 829.72n^2 \quad (20)$$

$$N = 45.96 - 0.19d - 0.53 - 3.06n + 0.000\,40d + 0.002\,1dn + 0.04n + 0.000\,32d^2 + 0.001\,8^2 + 0.19n^2 \quad (21)$$

从表 3 可以看出，风量的不拟合度  $P = 0.44$ ，能效比的不拟合度  $P = 0.35$ ，说明试验条件下风量和能效比的函数模型与实际情况拟合良好。 $R^2$  分别为 0.999 1 和 0.999 3，表明每个响应面模型都能解释 99% 以上的响应值

变化。C.V.分别为 0.40% 和 0.32%，均小于 1%，表明数据样本的变异程度非常小。Adeq 精确度分别为 107.89 和 124.21，均大于 4，表明响应面模型具有良好的判别能力。

表 2 试验方案与结果  
Table 2 Test protocols and results

编号 No.	<i>d</i> /mm	$\alpha$ /°	<i>n</i> /个	$Q$ /(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	$N$ /(m <sup>3</sup> ·(h·W) <sup>-1</sup> )
1	260	0	5	32 525.7	10.68
2	260	-3	4	28 500.5	12.19
3	280	-6	4	25 439.2	12.95
4	240	0	4	30 718.2	11.84
5	260	-3	4	28 666.9	12.26
6	260	-6	5	26 252.5	12.14
7	280	0	4	31 052.0	11.37
8	260	-3	4	28 630.2	12.40
9	240	-3	5	28 979.8	11.72
10	260	0	3	28 191.1	12.58
11	280	-3	3	26 104.2	13.39
12	260	-6	3	23 289.7	14.52
13	280	-3	5	29 394.5	11.27
14	240	-6	4	24 975.0	13.51
15	240	-3	3	25 311.8	14.01
16	260	-3	4	28 780.5	12.28
17	260	-3	4	28 550.2	12.22

注：Q 为风量；N 为能效比。  
Note: Q is ventilation; N is energy efficiency ratio

表 3 回归模型方差分析  
Table 3 Analysis of variance of regression model

方差来源 Source of variance	风量 Ventilation volume <i>Q</i>				能效比 Energy efficiency ratio <i>N</i>			
	平方和 Sum of square	均方差 Mean squared	<i>F</i>	<i>P</i>	平方和 Sum of square	均方差 Mean squared	<i>F</i>	<i>P</i>
模型 Model	93 790 000	10 420 000	843.68	<0.000 1**	15.9	1.77	1 089.97	<0.000 1**
<i>d</i>	502 600	502 600	40.69	0.000 4**	0.549 7	0.549 7	339.11	<0.000 1**
$\alpha$	63 450 000	63 450 000	5 137.15	<0.000 1**	5.54	5.54	3 414.96	<0.000 1**
<i>n</i>	25 400 000	25 400 000	2 056.62	<0.000 1**	9.43	9.43	5 819.46	<0.000 1**
<i>D</i> × $\alpha$	4 251	4 251	0.34	0.58	0.002 4	0.002 4	1.48	0.26
<i>d</i> × <i>n</i>	35 664	35 664	2.89	0.13	0.007	0.007	4.32	0.076
$\alpha$ × <i>n</i>	470 500	470 500	38.09	0.000 5**	0.058	0.058	35.75	0.000 6**
<i>d</i> <sup>2</sup>	511 000	511 000	41.37	0.000 4**	0.095 7	0.095 7	59.05	0.000 1**
$\alpha$ <sup>2</sup>	225 100	225 100	18.22	0.003 7**	0.005 3	0.005 3	3.29	0.11
<i>n</i> <sup>2</sup>	2 899 000	2 899 000	234.67	<0.000 1**	0.191 6	0.191 6	118.17	<0.000 1**
残差 Residual	86 463	12 352			0.011 3	0.001 6		
失拟项 Lack of fit	39 407	13 136	1.12	0.44	0.006	0.002	1.48	0.35
误差 Pure error	47 056	11 764			0.005 4	0.001 3		
<i>R</i> <sup>2</sup>			0.999 1				0.999 3	
C.V/%			0.40				0.32	
信噪比 Signal to noise ratio			107.89				124.21	

3.2.3 因素影响效应分析

如图 8 所示，风量随  $\alpha$  和 *n* 的增大而增大，能效比

随  $\alpha$  和 *n* 的增大而减小。

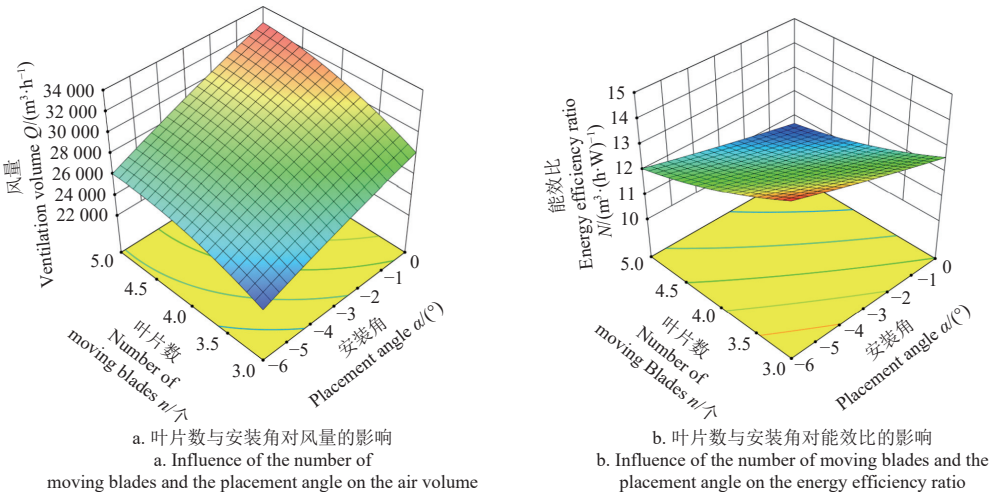


图 8 因素交互作用对风机性能的影响  
Fig.8 Interaction effects of factors on fan performance



### 3.3 优化风机对比

对优化风机的全工况数值模拟。在高压区 (120 Pa) 时, 优化风机风量为  $32\,378.16\text{ m}^3/\text{h}$ , 比设计风机风量  $23\,383.46\text{ m}^3/\text{h}$  高出 38.43%, 与设计风机能效比  $11.82\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$  相比, 优化风机能效比为  $11.92\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$ , 提高了 0.85%。优化后风机的工作区域向高静压范围拓展, 扩大了风机的工作区间。

利用 Liutex 涡识别方法<sup>[34-35]</sup>, 分析优化风机的涡量如图 9。在 120 Pa 下, 设计风机可以观测到清晰的叶根分离涡。设计风机叶根部分存在分离涡阻塞流道造成流动损失, 优化后叶根处的分离涡消失。

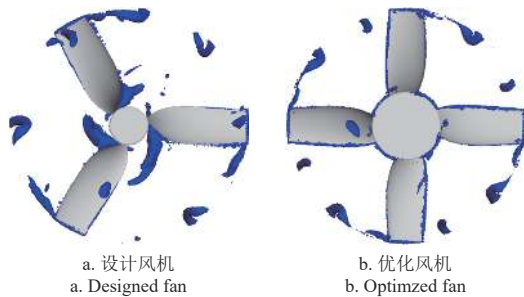


图 9 Liutex 方法识别风机内部涡图

Fig.9 Liutex method to identify the internal vortex diagram of the fan

### 4 试验验证

为了验证上述优化结果的准确性, 通过 3D 打印制作了最优叶轮。并安装在样机上, 得到优化风机样机。试验在通风设备性能测试平台上进行。在风机优化试验过程中, 首先测试空气环境参数, 然后调整通风设备性能测试平台, 读取优化风机样机在不同静压下的风量、转速和输入功率, 得到风机性能曲线。

图 10 展示了测试优化风机性能曲线。通过对比优化风机的测试值和模拟值可以看出, 风量的相对误差在 -8.87% 和 -3.14% 之间, 能效比的相对误差在 -2.49% 和 3.53% 之间。两条曲线的变化趋势一致, 验证了数值模拟的准确性。

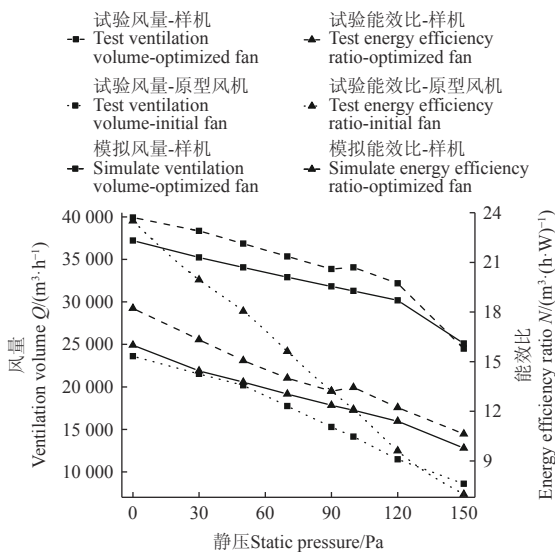


图 10 风机性能曲线对比

Fig.10 Comparison of fan performance curves

通过将优化后的轴流风机与原型轴流风机进行比较, 可以看出优化后的轴流风机在高静压条件下运行稳定, 适用于高静压条件, 可用于带有除臭和过滤装置的畜禽舍。在 120 Pa 压力下, 优化轴流风机的试验风量为  $30\,187.88\text{ m}^3/\text{h}$ , 比原型轴流风机 ( $11\,476.89\text{ m}^3/\text{h}$ ) 风量高出 163% ( $18\,710.99\text{ m}^3/\text{h}$ )。优化轴流风机的试验能效比为  $11.40\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$ , 比原型轴流风机 ( $9.46\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$ ) 高出 18.9% ( $1.94\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$ )。

### 5 结 论

本文采用变环量方法设计了一种农用轴流风机 (设计风机), 并利用 CFD 和响应面法对其进行了优化, 以获得最佳参数组合 (优化风机)。它有效地扩大了农用轴流风机的工作压力范围, 提高了风机的能效比。

虽对于小轮毂比轴流风机而言, 一般都采用变环量设计, 但鲜有研究针对农用轴流风机变环量设计研究。本文通过单因素和响应面分析发现, 在本文选用的风机型号上, 变环量方法设计可显著提升风机高压区 (120 Pa) 气动性能。并得到以下结论:

1) 在设计变环量风机时, 采用合适的翼型和变环量系数可以减小风机内部涡, 减少内部流场的二次流, 提高叶片功容量, 提高风机气动性能。设计完成并优化后, 可获得气动性能较好的风机。

2) 优化风机时, 根据单因素分析, 轮毂直径  $d$ 、安装角  $\alpha$ 、叶片数  $n$  三个因素的性能和功率满足度较高的区间分别为  $240\text{ mm} < d < 280\text{ mm}$ 、 $-6^\circ < \alpha < -0^\circ$ 、 $3 < n < 5$ 。根据正交试验和响应面结果, 当轮毂直径  $d=260\text{ mm}$ 、安装角  $\alpha=-0.369^\circ$ 、叶片数  $n=4$  时, 风机性能较好。优化后的轴流风机有效拓宽了农用轴流风机的工作压力范围。

3) 在 120 Pa 压力下, 测试结果表明, 与原型轴流风机性能参数  $11\,476.89\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $9.614\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{W})$  相比, 优化后的轴流风机风量提高了 1.6 倍, 能效比提高了 18.9%, 风机拓宽了高压工作范围, 降低了能耗。本文采用的优化方法为低能耗通风设备提供指导及思路。

### [参 考 文 献]

- [1] MELSE R W, HOL J M G. Biofiltration of exhaust air from animal houses : Evaluation of removal efficiencies and practical experiences with biobeds at three field sites[J]. Biosystems Engineering, 2017, 159: 59-69.
- [2] ZHOU S, LI Y, LIAO X, et al. A low-cost deodorizing spray net device for the removal of ammonia emissions in livestock houses[J]. Journal of Cleaner Production, 2021, 318: 128516.
- [3] LEE Y T, FENG J, SLIPPER M E, et al. Design of an incompressible high-pressure vaneaxial fan using CFD [C]//Cologne, Germany, ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1992.
- [4] NAKASHIMA Y, SHIRAMOTO K. Design method of the axial-flow blade row on modified isolated aerofoil theory with interference coefficient : Part 1, new carpet diagram and its application to the machine[J]. Bulletin of JSME, 1973, 16(93): 541-550.

- [5] WU C. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial, and mixed-flow types[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 2022, 74(8): 1363-1380.
- [6] 王思杰. 基于等-变环量的轴流风机设计及性能优化研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2021.  
WANG Sijie. Research on Design and Performance Optimization of Axial Fan Based on Equal-variable Circulation[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2021. (in Chinese with English abstract)
- [7] 张慧杰. 变环量轴流风机优化设计研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2016.  
ZHANG Huijie. Optimization Design Study of Variable Circulation Axial Flow Fan[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2016. (in Chinese with English abstract)
- [8] 高永卫, 李继宏. 轴流通风机五次方流型设计[J]. 风机技术, 1999(4): 13-15.  
GAO Yongwei, LI Jihong. Axial flow ventilator five times square flow pattern design[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 1999(4): 13-15. (in Chinese with English abstract)
- [9] 刘玉成, 昌泽舟. 中低压轴流通风机最优流型气动设计方法[J]. 风机技术, 2008(3): 40-43.  
LIU Yucheng, CHANG Zezhou. Aerodynamic design method for optimization flow type of medium and low pressure axial-flow fan[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2008(3): 40-43. (in Chinese with English abstract)
- [10] 张杰, 周邵萍, 葛晓陵. 低压轴流风机设计参数对紊流噪声的影响[J]. 流体机械, 2010, 38(9): 19-23.  
ZHANG Jie, ZHOU Shaoping, GE Xiaoling. Influence of design parameters on the turbulent noise of low-pressure axial fan[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(9): 19-23. (in Chinese with English abstract)
- [11] 仇生生. 低压轴流风机的气动设计及性能分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2011.  
QIU Shengsheng. Aerodynamic Design and Performance Analysis of Low Pressure Axial Fan[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [12] LIANG D, SONG C, LIANG S, et al. Design and performance analysis of blades based on the equal-variable circulation method[J]. Frontiers in Energy Research, 2021, 9: 790622.
- [13] LIU H P, WANG Y, YAN R J, et al. Influence of the modification of asymmetric trailing-edge thickness on the aerodynamic performance of a wind turbine airfoil[J]. Renewable Energy, 2020, 147: 1623-1631.
- [14] PARK K H, PARK C H. Application of airfoil impeller for enhancement of aerodynamic performance of high speed centrifugal fan[J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, 2016, 40: 321-327.
- [15] RUSSKY E Y, LUGIN I V, Krasnyuk A M, et al. Engineering and analysis of aerodynamics and design parameters for metro tunnel fans with the same blade for different hub/tip diameter ratios [C]//Novosibirsk, Russia, 2016 11th International Forum on Strategic Technology (IFOST), 2016.
- [16] ZHENG T, ZHU M, QIANG X, et al. Influence of leading edge tubercles in an annular compressor cascade with different hub-tip ratios and aspect ratios[J]. Proceedings of the Asme Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2017, 02A, 10.
- [17] CHAI X, XU L, SUN Y, et al. Development of a cleaning fan for a rice combine harvester using computational fluid dynamics and response surface methodology to optimise outlet airflow distribution[J]. Biosystems Engineering, 2020, 192: 232-244.
- [18] ZHANG J, CAI S, LI Y, et al. Optimization design of multiphase pump impeller based on combined genetic algorithm and boundary vortex flux diagnosis[J]. Journal of Hydrodynamics, 2017, 29(6): 1023-1034.
- [19] 张才华, 顾超华, 郑水英. 减小进口气流角对高压轴流风机性能的影响[J]. 轻工机械, 2014, 32(4): 31-35.  
ZHANG Caihua, GU Chaohua, ZHENG Shuiying. Effects of decreasing inlet flow angle on performances of high-pressure axial-flow fans[J]. Light Industry Machinery, 2014, 32(4): 31-35. (in Chinese with English abstract)
- [20] FAN H, ZHANG J, ZHANG W, et al. Multiparameter and multiobjective optimization design based on orthogonal method for mixed flow fan[J]. Energies, 2020, 13(11): 2819.
- [21] CHOI Y, KIM J, LEE K, et al. Performance improvement of high speed jet fan[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2010, 3: 39-49.
- [22] 辛明金, 姜志文, 陈天佑, 等. 导流式水田离心扬肥器设计与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(15): 67-75.  
XIN Mingjin, JIANG Zhiwen, CHEN Tianyou, et al. Design and experiment of the fertilizer centrifugal broadcaster with guiding chute for paddy field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2023, 39(15): 67-75. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.202304129
- [23] OCKER C, GEYER T, CZWIELONG F, et al. Permeable leading edges for airfoil and fan noise reduction in disturbed inflow[J]. AIAA Journal, 2021, 59(12): 4969-4986.
- [24] 杨柳, 吴秉礼. 轴流通风机变轮毂比设计时性能的理论考证[J]. 风机技术, 2013(1): 35-39.  
YANG Liu, WU Bingli. Theoretical research on performance when designing axial-flow fan variable hub ratio[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2013(1): 35-39. (in Chinese with English abstract)
- [25] LEE S, LEE K, YANG S, et al. A study on performance characteristics of an axial fan with a geometrical parameters of inlet hub cap[J]. The KSFM Journal of Fluid Machinery, 2019, 22(4): 5-12.
- [26] 丁涛, 邱绵靖, 刘志伟, 等. 前置导叶对畜禽舍轴流风机性能的影响[J]. 农业工程学报, 2023, 39(14): 80-88.  
DING Tao, QIU Mianjing, LIU Zhiwei, et al. Influence of inlet guide vane on the performance of axial fan for livestock and poultry farming[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2023, 39(14): 80-88. (in Chinese with English abstract)
- [27] LI B, FORD S, LI Y, et al. Development of a fan testing chamber for agricultural and horticultural fans in china[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006, 22: 115-119.
- [28] 全永娟. 能源与动力工程实验[M]. 北京: 冶金工业出版社,



- 2016.
- [29] 商景泰. 通风机适用技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [30] 范宝春, 董刚, 张辉. 湍流控制原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [31] 刘松龄. 燃气涡轮发动机的传热和空气系统[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2018.
- [32] 鲍国丞, 王公仆, 胡良龙, 等. 甘薯联合收获机高度自适应集薯装置设计与优化[J]. *农业工程学报*, 2023, 39(2): 24-33.
- BAO Guocheng, WANG Gongpu, HU Lianglong, et al. Design and optimization of the height self-adjusting device for sweet potato combined harvesters[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2023, 39(2): 24-33.
- [33] 郝志豪, 郑恩来, 李勋, 等. 免耕播种机旋耕刀耕作性能分析与结构优化[J]. *农业工程学报*, 2023, 39 (2): 1-13.
- HAO Zhihao, ZHENG Enlai, LI Xun, et al. Performance analysis of the soil-contacting parts for no-tillage planters and optimization of blade structure[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2023, 39(2): 1-13. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.202209196
- [34] 刘超群. Liutex-涡定义和第三代涡识别方法[J]. *空气动力学学报*, 2020, 38(3): 413-431.
- LIU Chaoqun. Liutex-third generation of vortex definition and identification methons[J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2020, 38(3): 413-431. (in Chinese with English abstract)
- [35] 柴博森, 张进, 吕恒升, 等. 液力偶合器三维涡识别方法及流场时空演化[J]. *农业工程学报*, 2022, 38(12): 32-40.
- CHAI Bosen, ZHANG Jin, LU Hengsheng, et al. Three-dimensional vortex recognition method and spatial-temporal evolution of flow field for hydrodynamic coupling[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2022, 38(12): 32-40.

## Expansion of the operation range of agricultural axial flow fans based on the variable circulation method

WU Letian<sup>1</sup>, QIU Mianjing<sup>2,3</sup>, LIU Zhiwei<sup>4</sup>, DING Tao<sup>2\*</sup>

(1. Agricultural Mechanization Research Institute, Xinjiang Academy of Agricultural Sciences, Urumqi 830091, China; 2. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China; 3. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, Beijing 100083, China; 4. Infrastructure Construction Department, China Agricultural University, Beijing 100081, China)

**Abstract:** With the increased usage of air filtration and deodorization devices in livestock houses, the demand of agricultural axial flow fans with higher pressure has been raised. To improve the aerodynamic performance of an agricultural axial fan and expand its operating range, a new axial fan was developed using the theory of variable circulation method design via wind tunnel experiments and numerical simulations. The purpose is to change the structural form at the hub of the existing blade to improve the internal flow pattern of the agricultural axial fan, so as to achieve the purpose of improving the aerodynamic performance of the agricultural axial fan and expanding the range of stable operation. In this paper, a new agricultural axial flow fan is designed using the variable circulation method with 0.91m agricultural axial flow fan size and target airflow as design parameters. Secondly, the structural parameters at the hub of the axial fan are optimized by combining the simulation results of the flow field of the designed fan. Factors such as hub diameter  $d$ , the placement angle  $\alpha$  and the number of moving blades  $n$  are analyzed individually, revealing the basic law of the influence of the changes of these factors on the performance of the fan, and the influence of the changes of each factor on the internal flow field of the fan is observed in combination with post-processing. using the better intervals for each factor derived from the one-factor optimisation results, the ventilation volume  $Q$  and the energy efficiency ratio  $N$  were selected as response values, and a response surface simulation study was carried out for the hub diameter  $d$ , the placement angle  $\alpha$ , and the number of moving blades  $n$ . The response surface simulation study was carried out for the hub diameter  $d$ , the placement angle  $\alpha$ , and the number of moving blades  $n$ . The response surface functional equations were obtained and the better parameter combinations were determined. The correctness of the functional model is further verified by observing the flow field characteristics and external characteristics through post-processing. Finally, the optimised impeller was fabricated by 3D printing technology and wind tunnel tests were conducted, and the results of the actual tests further confirmed the accuracy of the optimisation results. The numerical simulation results of the study show that the optimum combination of these parameters is  $d=260$  mm,  $\alpha=-0.369^\circ$ , and  $n=4$  pieces. Experimental test results show that the optimized axial fan performance is better than initial axial fans. On the high-pressure level (120 Pa), the ventilation volume  $Q$  of agricultural axial fan increased by 163%, and the energy efficiency ratio  $N$  increased by 18.9%. This study proves the feasibility of the variable circulation method in the design of high-pressure agricultural axial flow fan, and the optimization of structural parameters can further reduce the internal vorticity of the fan. The optimized axial fan reduced the secondary flow in the internal flow field, increased the work capacity of the blades, and improved the aerodynamic performance of the fan, ensuring that the axial fan can achieve air circulation and regulation more efficiently in agricultural applications.

**Keywords:** agricultural machinery; axial flow fan; numerical simulation; experiment; aerodynamic performance; variable circulation method