

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.045

开放式奶牛舍扰流风机扩散器性能参数优化

丁涛¹ 施正香^{1,2} 杨建宝^{1,3} 方露梦^{1,3} 宏帅^{1,3} 孙宝玺^{1,3}

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 农业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)

摘要: 为了提高奶牛舍夏季扰流风机的降温效果,在不改变扰流风机外形尺寸以及叶片形状的条件下,通过数值模拟以及现场实验的方法,优化扰流风机扩散器性能参数来提高风机性能。选取扩散器的开合角为 90° 、 120° 、 150° 和 180° ,以及扩散器的长度为150、250、350、450、550、650 mm,利用CFD数值模拟建立了24种扩散器扰流风机的几何模型,以扰流风机性能、距扰流风机轴心0.5~1.0 m处的流场速度分布以及气流不均匀系数为评价指标,优化了扰流风机扩散器开合角和长度。结果表明,150°/250 mm扩散器使得扰流风机的风量提高了3.80%,能效比增加11%,轴心速度较大,且气流均匀性较好。

关键词: 开放式奶牛舍; 扰流风机; 扩散器; 数值模拟; 参数优化

中图分类号: S817.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)03-0319-09

Optimization of Diffuser Parameters of Mixing Flow Fans in Open Dairy House

Ding Tao¹ Shi Zhengxiang^{1,2} Yang Jianbao^{1,3} Fang Lumeng^{1,3} Hong Shuai^{1,3} Sun Baoxi^{1,3}

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

2. Key Laboratory of Agricultural Engineering in Structure and Environment, Ministry of Agriculture, Beijing 100083, China

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

Abstract: In summer, the mixing flow fans (MMF) are usually used to reduce the heat stress in dairy cows. In order to improve the cooling effect of mixing flow fans (MMF) in summer open dairy house, numerical simulation and field experiment were adopted to optimize the performance of MMF, without changing the dimensions and blade shape. Totally 24 geometry models of MMF with diffusers of different angles (90° , 120° , 150° and 180°) and different lengths (150 mm, 250 mm, 350 mm, 450 mm, 550 mm and 650 mm) were established for CFD simulation, and the angles and lengths of diffuser were optimized by taking the fan performance, wind speed distribution in the distance of 0.5 ~ 1.0 m from MMF axial and non-uniform coefficients as evaluation indexes. In this thesis, the diffuser angle 90° was taken as an example, the best diffuser length of the diffuser angle 90° was elected according to the fan rotation speed distribution and the diffuser effect of overall calculated filed. The analysis of other diffusers angles (120° , 150° and 180°) used the same methods. The angle and length of the diffusers ($90^\circ/450$ mm, $120^\circ/350$ mm, $150^\circ/250$ mm) were better to improve the MMF air flow and flow field uniformity, making use of analysis the jet length and average axial velocity. Finally, according to the simulation and experimental results, the $150^\circ/250$ mm diffuser increased the wind quantity and efficiency ratio by 3.80% and 11% respectively, and led to greater axial velocity and better non-uniform coefficients. This improvement provides a theoretical basis for facility agriculture equipment while reducing production costs.

Key words: open dairy house; mixing flow fan; diffuser; numerical simulation; parameter optimization

收稿日期: 2015-11-09 修回日期: 2016-01-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(31402115)、国家奶牛产业技术体系项目(CARS-37)和公益性行业(农业)科研专项(201303091)

作者简介: 丁涛(1974—),女,副教授,博士,主要从事流体力学和农业生物环境研究,E-mail: dingtao@cau.edu.cn

引言

夏季高温造成的奶牛热应激问题一直是制约我国奶业发展的重要原因之一,为了增加开放式牛舍夏季的降温效果,常常在牛舍内安装扰流风机以增加牛体周围的风速,从而加强牛体表面的对流散热,起到辅助降温的作用^[1]。扰流风机流量大、压力低、噪声小,但在运行过程中也存在风量不集中、均匀性不佳等不足^[2-4]。目前,对于扰流风机的研究主要集中在:风机噪声特性^[5-9]、风机内部流场特性和气动性能^[10-15]等方面,对扰流风机外流场特性的研究还很少见^[16]。

扩散器是风机出口处与机壳的筒体部分构成的扩散段,其作用是降低出口气流速度,使部分动压转变成静压^[17],是影响扰流风机有效风量、有效范围、均匀性的重要部件。目前对于扩散器的研究主要集中在煤矿用通风机方面,包括扩散器与风机能效关系^[9-10]、扩散器对风机内部流动影响^[18-22]和扩散器的参数优化^[23-24]。针对畜禽舍用扰流风机的扩散器研究还很少见,对于在扰流风机出口处增加扩散器还没有研究,对扩散器形状设计也是新的探索。

本文在原有扰流风机的基础上,在扰流风机出口处添加帽檐形状的扩散器,通过遮挡扰流风机上方的风速,实现集中送风量和增加轴向风速射程的目的。应用CFD数值模拟方法研究扩散器对扰流风机外流场特性的影响,确定最佳扩散器参数,并通过现场实验对模拟结果进行验证。

1 数值模拟

1.1 原扰流风机模型

本文研究对象为山东省青州市某农用机械设备有限公司产DJF(d)-1000型扰流风机,如图1a所示。风机基本参数见表1。为了准确建立三维流场的计算域,首先对实体扰流风机进行1:1等比例建模。采用三维扫描仪对扰流风机叶片进行实体扫描,使用软件Creo和UG NX8.5对扫描结果进行处理,完成扰流风机三维建模。为提高计算速度,对几何模型进行简化,去掉对计算结果影响不大的铆钉

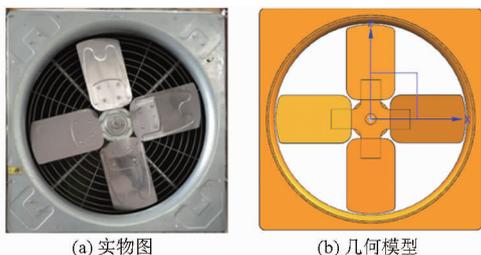


图1 DJF(d)-1000型扰流风机实物图和几何模型

Fig. 1 Entity and geometric model of DJF(d)-1000 fan

表1 DJF(d)-1000型扰流风机基本参数

Tab. 1 Basic parameters of DJF(d)-1000 fan

电源/ V (Hz)	级数	输入功率/ W	最大风量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	叶轮直径/ mm
380(50)	8	400	15 000	1 000

等连接件,建模结果如图1b所示。

1.2 帽檐式扩散器的扰流风机模型

由于扰流风机出口处为圆形,考虑到空气流动的连贯性和减少能量损失,扩散器应该尽可能与扰流风机出口处的结构平滑连接,因此圆弧形扩散器较为理想。扩散器的开合角 θ 是扩散器两端与扰流风机轴心之间连线所呈的角度。开合角对空气流场起着至关重要的作用,不同开合角会产生不一样的气流扩散效果。开合角太大或太小,均不能充分发挥扩散器作用,甚至会对原有扰流风机的流场造成一定的不利影响,设扩散器的开合角分别为 90° 、 120° 、 150° 和 180° ,如图2所示。选取扩散器的长度 L 时,要考虑既能起到优化空气流场的作用,又不能太长而影响风机的稳定性和安全性,因此设扩散器长度分别为150、250、350、450、550、650 mm。以 90° 开合角为例,图3为扩散器示意图,此外,本文所研究的帽檐式扩散器与扰流风机轴平行,垂直于扰流风机出口面。

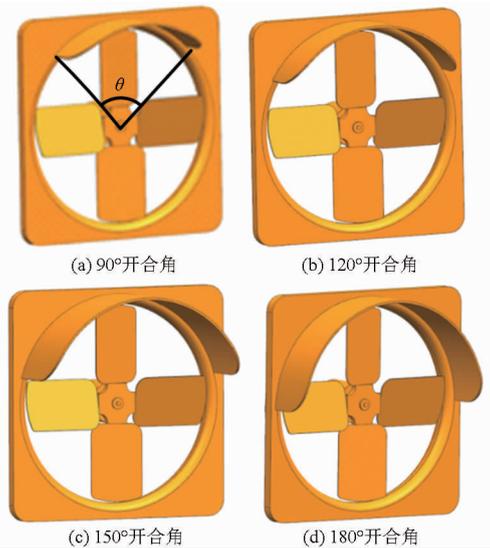
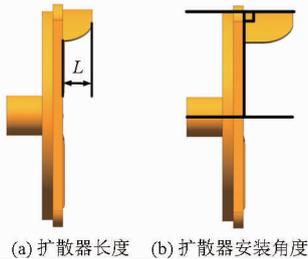


图2 不同开合角扩散器示意图

Fig. 2 MMF with diffusers of different angles

1.3 网格模型

采用ICEM软件进行网格划分,考虑到模型结构较复杂,采用非结构四面体网格。为保证进口风速的稳定性,在扰流风机周围确定一个略大的圆柱形风机计算域,左右长度为 D ,前后长度为 $2D$ (D 为风机叶轮直径)。并对扰流风机计算域中体积相对较小的叶片部分进行局部加密,如图4a所示。实

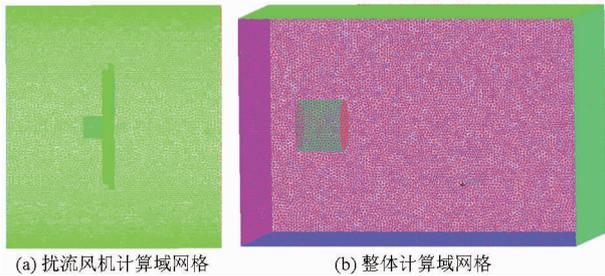


(a) 扩散器长度 (b) 扩散器安装角度

图3 扩散器示意图

Fig. 3 Diffusers of MMF

际中的扰流风机应该置于一定的空间区域, 本文选取的空间计算域上下长度为 $10D$, 前后长度为 $15D$, 即一个 $4\text{ m} \times 10\text{ m} \times 15\text{ m}$ 的长方体 (除去扰流风机计算域), 如图 4b 所示。以原扰流风机网格模型为例, 扰流风机计算域网格节点数为 1.38×10^5 个, 网格单元数为 7.93×10^5 个。整体计算域网格节点数为 2.02×10^5 个, 网格单元数为 1.13×10^6 个。



(a) 扰流风机计算域网格

(b) 整体计算域网格

图4 网格模型

Fig. 4 Models of MMF with different dome lengths

1.4 数学模型

CFD 的研究对象为流体, 流体流动遵循物理守恒定律, 基本的守恒定律为质量守恒定律、能量守恒定律、动量守恒定律。控制方程的通用形式为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}\phi) = \text{div}(\Gamma\text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

式中 ρ ——介质密度 t ——时间

ϕ ——通用变量 \mathbf{u} ——速度矢量

Γ ——广义扩散系数 S ——源项

式(1)从左往右依次为瞬态项、对流项、扩散项和源项。

针对扰流风机的数值模拟常采用 SST (Shear stress transport) 湍流模型。在近壁面附近采用 $k-\omega$ 湍流模型, 在远离壁面流场中采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型; 充分利用 $k-\omega$ 湍流模型对逆压梯度流动模拟精确度较高和 $k-\varepsilon$ 湍流模型对湍流初始参数不敏感的优点。SST 模型中 $k-\omega$ 模型以湍流动能 k 和耗散比率 ω 为求解变量, 其无量纲形式为

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= P_k \frac{M_\infty}{Re} - \beta' \rho k \omega \frac{Re}{M_\infty} + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \frac{M_\infty}{Re} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= P_\omega \frac{M_\infty}{Re} - \beta \rho \omega^2 \frac{Re}{M_\infty} + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \frac{M_\infty}{Re} + \\ &2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{M_\infty}{Re} \end{aligned} \quad (3)$$

式(2)、(3)右侧依次为生成项、耗散项和扩散项, 式(3)右侧第4项为交叉扩散项。涡粘性表达式为

$$\mu_T = \min \left\{ \frac{\rho k}{\omega}, \frac{a_1 \rho k}{SF_2 M_\infty} \right\} \quad (4)$$

雷诺应力表达式为

$$\tau_{ij} = 2\mu_T \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

式中 u_j, u_k ——速度 x_j, x_k —— x 方向矢量

P_k, P_ω ——压力 Re ——雷诺数

μ, μ_T ——黏性系数

$M_\infty, \beta', \beta, \sigma_k, \sigma_{\omega 2}, a_1$ ——封闭常数

F_1, F_2 ——加权常数

S_{ij} ——源项 τ_{ij} ——切应力

当 $i=j$ 时, $\delta_{ij}=1$; 当 $i \neq j$ 时, $\delta_{ij}=0$ 。

1.5 数值计算方法

采用 ANSYS CFX14.0 软件进行求解, 选用 SST 湍流模型, 在近壁面采用 $k-\omega$ 湍流模型, 在远离壁面采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 控制方程选用有限体积法, 压力-速度耦合选用 SIMPLEC 算法, 动能和湍流动能选用二级迎风离散格式。

1.6 边界条件

整体计算域入口设为全压入口, 出口设为自由出口, 地面设为 wall。扰流风机计算域设为旋转域, 各面均设为 interface, 扰流风机扩散器设为反向旋转域。给定转速 842 r/min。

2 计算结果及分析

2.1 计算结果

在模型参数和边界条件设置完全相同的前提下, 对开合角为 $90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$, 长度为 150、250、350、450、550、650 mm 的帽檐式扩散器进行 CFD 模拟。从射程长度、轴向平均风速、平均风量和旋转域风速均匀度 4 个方面对 CFD 模拟结果进行分析比较, 结果如表 2 所示。表 2 中, 开合角为 $90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ 和 180° 时, 均有一组最佳模拟结果。

以 90° 开合角的扩散器为例, 从扰流风机旋转域速度分布和整体计算域流场扩散效果两方面分析各长度帽檐式扩散器的性能, 选出 90° 开合角下扩散器的最佳长度。其他开合角 $120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ 扩散器分析方法相同。

表2 CDF数值模拟结果

Tab.2 CFD numerical results

$\theta/(\circ)$	L/m	射程 长度/ m	轴向平均 风速/ ($m \cdot s^{-1}$)	平均风量/ ($m^3 \cdot h$)	旋转域 风速 均匀度
90	原扰流风机	2.8	1.03	16 522	不均匀
	150	5.4	1.29	16 656	不均匀
	250	5.3	1.53	18 033	不均匀
	350	5.8	1.72	18 274	均匀
	450	5.8	1.79	18 430	均匀
	550	5.1	1.52	18 015	均匀
120	650	4.0	1.25	17 294	均匀
	150	5.4	1.62	18 082	不均匀
	250	5.5	1.71	18 269	不均匀
	350	5.9	1.85	18 433	均匀
150	450	4.5	1.34	17 981	均匀
	550	4.3	1.28	17 685	均匀
	650	4.2	1.20	16 995	均匀
	150	5.1	1.51	18 006	不均匀
	250	5.7	1.75	18 339	均匀
180	350	4.8	1.31	17 914	均匀
	450	4.7	1.28	17 722	均匀
	550	4.1	1.20	16 995	均匀
	650	4.2	1.06	16 656	均匀

2.2 扰流风机旋转域速度分布

以 90° 开合角扩散器的模拟结果为例进行分析,截取旋转域中心轴面作为分析对象。原扰流风机旋转域风速分布如图5所示:扰流风机为顺时针旋转,风速整体基本关于轴心线呈对称分布。轴心出口风速整体较低,为 $1 \sim 2 m/s$,风速靠近扰流风机外框边缘处风速最高,达到 $8 m/s$ 。从风速流线图可见,扰流风机周围存在一些涡带,出口风速整体分布不均匀。 90° 开合角不同长度扩散器旋转域速度云图如图6所示:增加扩散器的扰流风机出口轴心风速较原扰流风机略有提高,且随扩散器长度的增加,扰流风机出口区域风速分布梯度明显减小。当扩散器长度达到 $350 mm$ 及以上后,旋转域风速明显较原扰流风机更均匀。

2.3 整体计算域流场扩散效果分析

仍以 90° 开合角扩散器的模拟结果为例进行分析,截取整体流场计算域的中心轴面为分析对象。原扰流风机整体计算域流场速度流线图如图7所示:原扰流风机周围形成一些涡带,扰动空气向前推

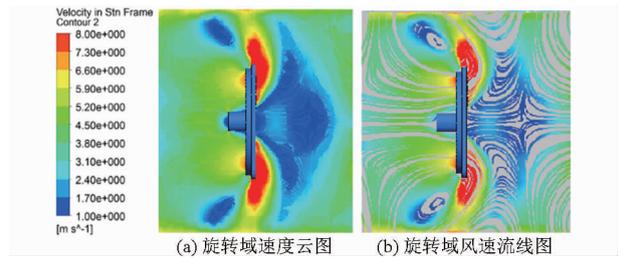


图5 原扰流风机旋转域速度分布

Fig.5 Wind speed distribution in rotating domain of original MMF

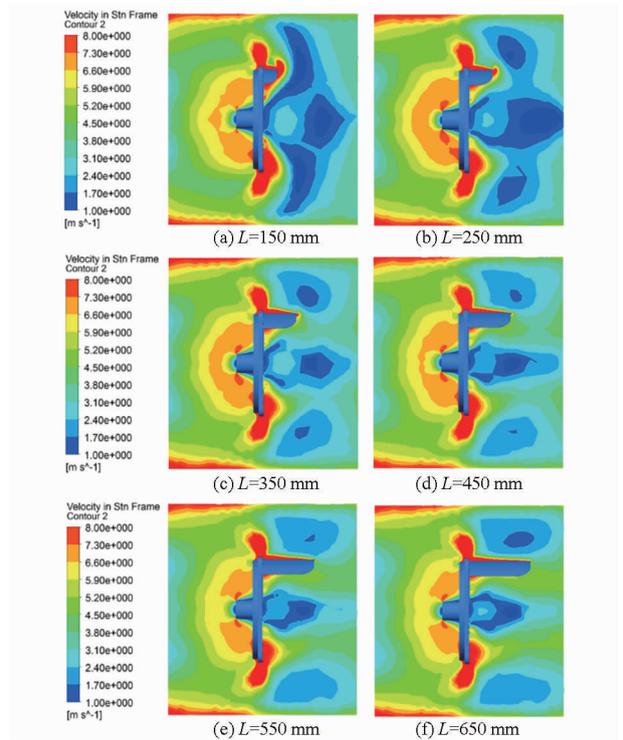
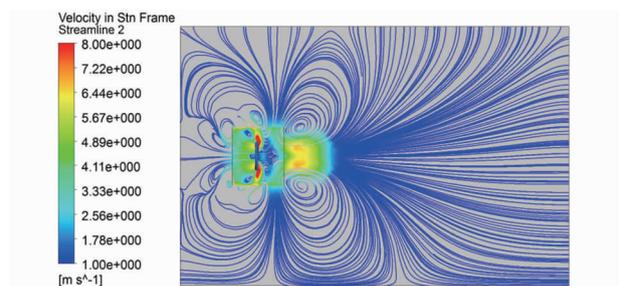
图6 90° 开合角下不同长度扩散器旋转域速度分布Fig.6 Wind speed distribution in rotating domain of MMF with 90° diffuser angle and different lengths

图7 原扰流风机整体计算域中心面流场流线图

Fig.7 Velocity streamlines distribution in center plane of whole computational domain of original MMF

进,在距离扰流风机 $1.0 \sim 2.0 m$ 处出现明显的分支,一部分风向上运动,一部分风向下运动,而轴向风速相对较小,射程为 $2.8 m$ 。 90° 开合角下不同长度扩散器的整体计算域流场速度流线图如图8所示:可见增加扩散器后,扰流风机出口轴向风速大幅度增加,且射程长度和扩散器长度有直接关系。当

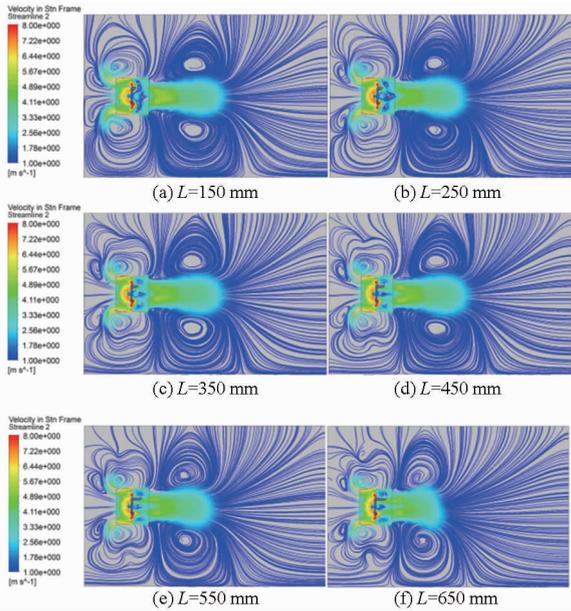


图 8 90°开合角下不同长度扩散器中心面整体计算域流场速度流线图

Fig. 8 Velocity streamlines distribution in center plane of MMF with 90° diffuser angle and different lengths

扩散器长度为 150、250、350、450、550、650 mm 时,扰流风机的射程分别为 5.4、5.3、5.8、5.8、5.1、4.0 m。可见随着扩散器长度的增加,扩散效果越明显,在 350、450 mm 处达到较好效果,随后轴向风速逐渐衰减。为进一步优化扩散器长度,选取距轴心高度 h 为 -0.5、0、0.5、1.0、1.5 m,水平间距为 1 m 的各点轴向速度加以比较,原扰流风机、90°/350 mm 扩散器、90°/450 mm 扩散器在不同高度下流场速度如图 9 所示,三者的平均风速对比如图 10 所示。可以看出,增加扩散器后流场中心面风速较原扰流风机有明显提高。其中长度为 450 mm 时断面平均风速除高度为 0 m 处略小外,其他均比无扩散器和 350 mm 长度的扩散器平均风速高。即对于开合角为 90°的情况下,扩散器长度为 450 mm 时扩散效果较佳。

对开合角为 120°、150°、180°,长度为 150、250、350、450 mm 的扩散器的 CFD 数值模拟结果进行相同处理和分析,得到开合角为 180°的各长度扩散器

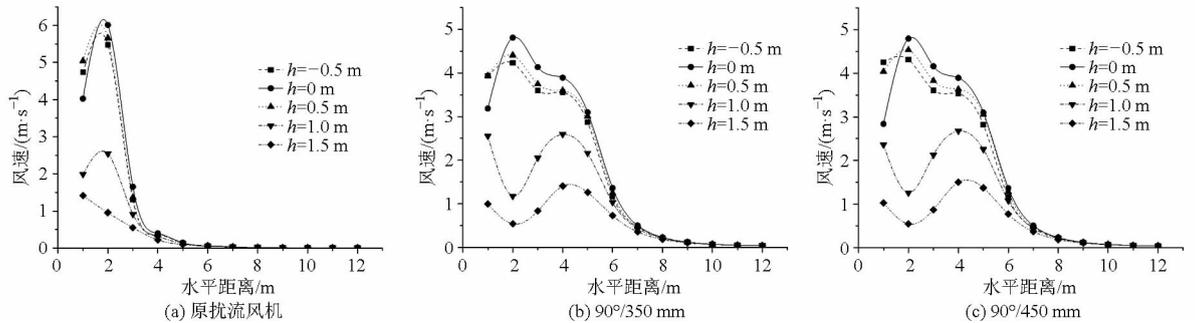


图 9 整体计算域中心面流场速度分布

Fig. 9 Wind speed distribution in center plane of whole computational domain

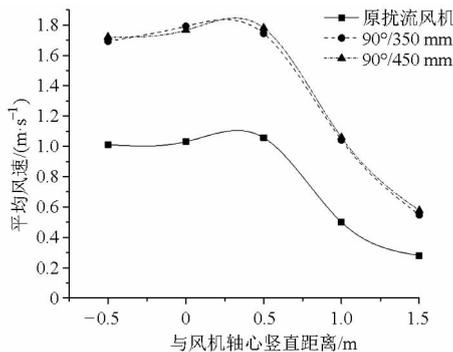


图 10 原扰流风机、90°/350 mm 扩散器风机、90°/450 mm 扩散器风机平均风速对比

Fig. 10 Comparison of average wind speed of original MMF and 90°/350 mm, 90°/450 mm diffuser-MMF

旋转域风速分布不均匀,射程长度和平均风速均较低,扩散效果明显不如其他情况,将其排除。扩散器性能参数为 120°/350 mm、150°/250 mm 时,旋转域风速分布均匀,射程长度分别为 5.9、5.7 m,平均风速为 1.85、1.75 m/s,帽檐式扩散器扰流风机的流

场效果最明显。

2.4 最优扩散器流场扩散效果分析

为了找到最优的扩散器性能参数,对数值模拟最优的开合角和扩散器长度组合,即 90°/450 mm、120°/350 mm、150°/250 mm 的流场扩散效果进行比较。原扰流风机与每种开合角下最佳扩散器长度扰流风机的流场速度流线如图 11 所示。图 12 为原扰流风机与 90°/450 mm、120°/350 mm、150°/250 mm 扩散器整体计算域流场速度分布图。原扰流风机轴向风速较小,在水平距离 6 m 处风速约为 0 m/s,在水平距离 3 m 时,高度 1.0 m 以上风速大于 1.0 m/s。增加扩散器后轴向风速增加,在水平距离 12 m 处风速约为 0 m/s,在水平距离 6 m 时,高度 1.0 m 以上风速均大于 1.0 m/s。扩散器性能参数为:90°/450 mm、120°/350 mm、150°/250 mm 时,流场轴心平面上速度分布有很好的一致性,均改善了原扰流风机轴向射程较短的缺点。

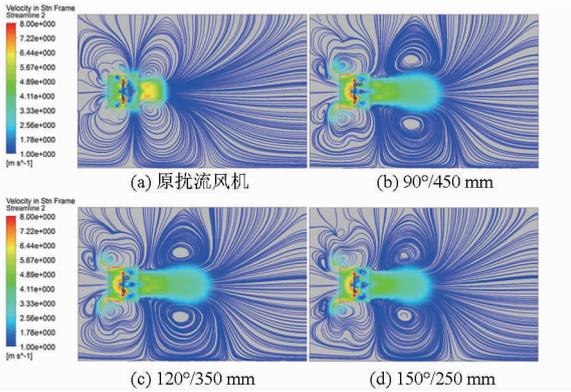


图 11 原扰流风机与 $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm、 $150^\circ/250$ mm 扩散器风机的整体计算域流场流线图
Fig. 11 Velocity streamlines distribution in center plane of whole computational domain of original MMF and $90^\circ/450$ mm, $120^\circ/350$ mm, $150^\circ/250$ mm diffuser-MMF

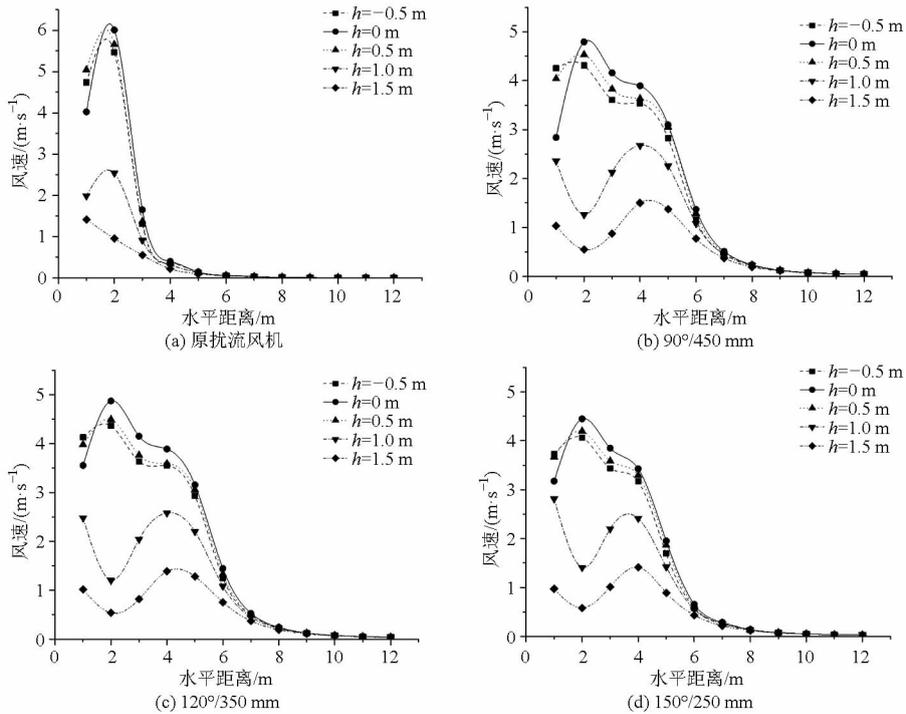


图 12 原扰流风机与 $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm、 $150^\circ/250$ mm 扩散器整体计算域流场速度分布
Fig. 12 Wind speed distribution in center plane of whole computational domain of original MMF and $90^\circ/450$ mm, $120^\circ/350$ mm, $150^\circ/250$ mm diffuser-MMF

能参数进行测试。详细测试方法参照文献[25]。流场速度测定:采用 GILL WindMaster Ultrasonic Anemometer 型号三维风速、风向传感器进行气流速度的测定,自动读取并记录数据,每个测点测试时间为 1 min,取其平均值作为该测点的风速。

3.2 扰流风机性能测试

利用农业设施通风设备性能测试实验装置对原扰流风机以及增加 $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm、 $150^\circ/250$ mm 扩散器的扰流风机进行性能测试,如图 13 所示,测试结果见表 3。在测试条件相同的情况下,增加扩散器后扰流风机的最大风量、最大能效

3 现场实验

现场实验主要为了验证数值模拟结果中优化后的扩散器性能参数对于扰流风机产生的空气流场的影响。选取原扰流风机以及增加扩散器后扰流风机数值模拟结果中较好的 $150^\circ/250$ mm、 $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm 扩散器作为实验测试对象。

3.1 测试指标与仪器

扰流风机性能测试采用中国农业大学水利与土木工程学院和农业部设施农业工程重点实验室,按照国际标准 ANSI/AMCA Standard 210—99、ANSI/ASHRAE Standard 51—1999 建立的一套农业设施通风设备性能测试实验装置,对实验用扰流风机的性



图 13 扰流风机性能测试实验装置

Fig. 13 Test of MMF performance

比均有所增加,说明在增加扩散器后扰流风机的性能得到很好地提升,同时在一定程度上达到节约能

源的效果。综合比较,扩散器 150°/250 mm 时最大风量增加 3.80%,最大能效比增加了 11%,比其他 2 种情况略好。

表 3 扰流风机性能测试结果

Tab.3 Results of MMF test

风机类型	功率/ W	最大风量/ (m ³ ·h ⁻¹)	最大能效比/ (m ³ ·h ⁻¹ ·W ⁻¹)	风量增 加量/%	能效比增 加量/%
原扰流风机	505	15 600	30.9		
90°/450 mm	475	16 200	34.1	3.80	10.36
120°/350 mm	502	15 700	31.2	0.64	0.97
150°/250 mm	473	16 200	34.3	3.80	11.00

3.3 扰流风机流场风速测试

3.3.1 流场速度测点布置

测试时将风机固定在焊接牢固的钢架上(图 14),测点布置与数值模拟结果分析选取的测点位置一致,具体布置如图 15 所示:在风机中心截面上,选定距离轴心高度为 -0.5、0、0.5、1.0、1.5 m(坐标轴垂直向下为正),测点按照与风机水平距离从 1 m 至 12 m,每间隔 1 m 布置 1 个测点,每个高度下设 12 个测点,共 60 个测点。

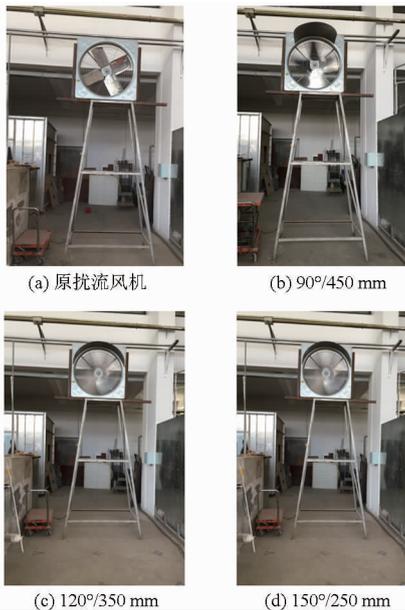


图 14 原扰流风机与不同扩散器风机测试现场图

Fig. 14 Test of original MMF and diffuser-MMFS (90°/450 mm, 120°/350 mm, 150°/250 mm)

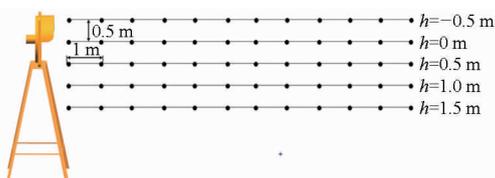


图 15 气流速度测点布置示意图

Fig. 15 Arrangement of wind speed measuring points

3.3.2 气流扰动效果评价指标

扰流风机通过扰动周围空气使其运动,达到降

温效果,参照民用建筑的气流分布性能的评价标准,引入气体不均匀系数 J_h 为

$$J_h = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_i - v_h)^2}{n-1}}}{v_h} \quad (6)$$

$$v_h = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i \quad (7)$$

式中 v_i ——第 i 个测点的气流速度, m/s

n ——测点数

v_h ——高度为 h 平面上的平均气流速度, m/s

J_h 越小,气流分布越均匀,即流场均匀性越好。

3.3.3 流场测试结果分析

将原扰流风机和增加不同扩散器的扰流风机的空气流场进行现场测试,得到扰流风机轴心不同垂直高度下的平均风速,如图 16 所示。150°/250 mm 扩散器与原扰流风机流场风速分布具有相似性,且各高度下前者风速略比后者大。90°/450 mm、120°/350 mm 扩散器扰流风机与原扰流风机相比,虽然在 -0.5 m 处风速存在显著性差异,比原扰流风机风速大,但在其他高度的风速效果不佳。

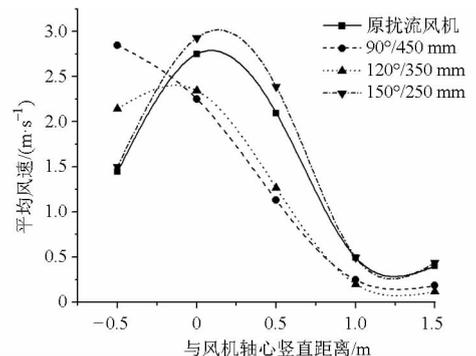


图 16 原扰流风机与不同扩散器风机平均风速对比

Fig. 16 Comparison of average wind speed of original MMF and different diffuser-MMFS

原扰流风机与不同扩散器扰流风机流场不均匀系数对比如图 17 所示,150°/250 mm 扩散器扰流风机

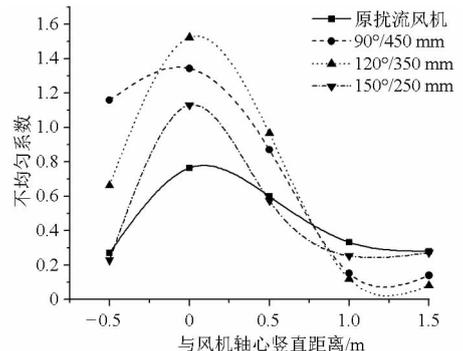


图 17 原扰流风机与不同扩散器风机不均匀系数对比

Fig. 17 Comparison of non-uniform coefficients of original MMF and different diffuser-MMFS

除在高度 $-0.5 \sim 0.5$ m 时不均匀系数比原扰流风机略大,其他情况均比其小。与 $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm 扩散器风机相比, $150^\circ/250$ mm 扩散器风机在 -0.5 、 0 、 0.5 m 风速较大的高度下,不均匀系数均较小,均匀性更好,在 1.0 m 和 1.5 m 高度时虽然不均匀系数略大,但这 2 种高度下风速本身很小,在风速很小的情况下对比不均匀系数没有实际意义。综合比较,在畜禽舍奶牛的工作区域内($0.5 \sim 1.0$ m 高度范围内),认为 $150^\circ/250$ mm 扩散器风机效果比其他几种情况扩散器风机的效果好。

4 结论

(1) 基于 CFD 数值模拟并进行现场实测,扩散器优化能够提高原扰流风机的性能。其中, $90^\circ/$

450 mm、 $120^\circ/350$ mm、 $150^\circ/250$ mm 扩散器都有效地提高了原有风机的性能。综合比较, $150^\circ/250$ mm 扩散器使得最大风量提高了 3.80% ,最大能效比增加 11% ,比其他 2 种情况略好。

(2) 对模拟结果进行分析,采用射程长度和平均轴向风速等综合评定, $90^\circ/450$ mm、 $120^\circ/350$ mm、 $150^\circ/250$ mm 扩散器都较好地提高了原有风机的空气流场,均匀性得到了很好的改善。

(3) 在实际测定时, $150^\circ/250$ mm 扩散器比原扰流风机空气流场均匀性更好,各高度下平均风速均比其他几种情况略好。综合比较, $150^\circ/250$ mm 的扩散器效果更好。模拟结果与实测结果相一致,表明了模拟结果的准确性。

参 考 文 献

- 1 邓书辉,施正香,范淋佳,等. 基于 CFD 的开放式牛舍扰流风机安装参数优化[J]. 农业机械学报,2013,44(12):269-274. DENG Shuhui, SHI Zhengxiang, FAN Linjia, et al. Optimization of installation parameters of mixing fans in open dairy cow house based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(12):269-274. (in Chinese)
- 2 THIART G D, VON BACKSTRON T W. Numerical simulation of the flow field near an axial flow fan operating under distorted inflow conditions[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 1993, 45(2): 189-214.
- 3 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.
- 4 JAIN S, DESHPANDE Y. CFD modeling of a radiator axial fan for air flow distribution[J]. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2012, 6(11): 1054-1059.
- 5 丁国良,胡俊伟. 导流罩对空调器室外机噪声的影响[J]. 机械工程学报,2006,42(3):136-141. DING Guoliang, HU Junwei. Effect of the deflecting ring on the noise generated by an air conditioner outdoor set[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2006,42(3):136-141. (in Chinese)
- 6 JANG C, FUKANO T, FURUKAWA M. Effects of the tip clearance on vortical flow and its relation to noise in an axial flow fan[J]. JSME International Journal, 2003, 46(3): 356-365.
- 7 FUKANO T, JANG C. Tip clearance noise of axial flow fans operating at design and off-design condition[J]. Journal of Sound & Vibration, 2004, 275(3-5): 1027-1050.
- 8 CAROLUS T, SCHNEIDER M, REESE H. Axial flow fan broad-band noise and prediction[J]. Journal of Sound & Vibration, 2007, 300(1-2): 50-70.
- 9 CATTANEI A, GHIO R. Reduction of the tonal noise annoyance of axial flow fans by means of optimal blade spacing[J]. Applied Acoustics, 2007, 68(11-12): 1323-1345.
- 10 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. A dissertation submitted in partial of fulfillment of the requirements for the degree of master engineering[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011. (in Chinese)
- 11 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): 846-852.
- 12 田诚,张欢,由世俊,等. 利用 FLUENT 软件模拟地铁专用轴流风机(一)——对称翼叶片扰流风机[J]. 流体机械, 2003, 31(11): 13-15. TIAN Cheng, ZHANG Huan, YOU Shijun, et al. CFD Simulation of axial-flow fan in subway by FLUENT software (1)—axial-flow fan with symmetrical blade[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(11): 13-15. (in Chinese)
- 13 王军,伍光辉,吴克启. 空调用轴流风扇系统内流特性分析与应用[J]. 工程热物理学报,2002,23(3):305-308. WANG Jun, WU Guanghui, WU Keqi. Analysis and application on internal-flow characteristic of axial-flow fan system used in air-conditioners[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(3): 305-308. (in Chinese)
- 14 肖朋,王军. 后置导叶式轴流通风机内部流场数值模拟及性能预测[J]. 风机技术,2005(4):4-7. XIAO Peng, WANG Jun. Numerical simulation and performance prediction of inner flow field in axial fan with post-guide vane[J]. Compressor Blower & Fan Technology,2005(4):4-7. (in Chinese)
- 15 JAIN S, DESHPANDE Y. CFD modeling of radiator axial fan for air flow distribution[J]. World Academy of Science,

- Engineering and Technology, 2012, 6(11): 1054 - 1059.
- 16 陈海生, 梁锡智, 谭春青, 等. 动叶可调轴流式通风机出口流场的实验研究[J]. 煤炭学报, 2000, 25(4): 412 - 415.
CHEN Haisheng, LIANG Xizhi, TAN Chunqing, et al. Experimental study at the exit flow field of an axial flow fan with variable setting angle[J]. Journal of China Coal Society, 2000, 25(4): 412 - 415. (in Chinese)
- 17 商景泰. 通风机实用技术手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2011:139 - 140.
- 18 王海桥. 主扇扩散塔结构与出口能量损失实验研究[J]. 湖南科技大学学报, 2008, 23(4): 11 - 15.
WANG Haiqiao. Experiment on structure and loss energy in outlet of primary fan diffuser[J]. Journal of Hunan University of Science & Technology, 2008, 23(4): 11 - 15. (in Chinese)
- 19 王柏华. 浅析风机扩散器-塔效率与风机能量利用率关系[J]. 煤矿机械, 2001(5): 32 - 33.
WANG Baihua. Analyzing of the relationship between fan diffuser-tower efficiency and energy utilization ratio[J]. Coal Mine Machinery, 2001(5): 32 - 33. (in Chinese)
- 20 王海桥, 李威松. 矿井主扇扩散器通风流场数值模拟研究及其应用[J]. 湖南矿业学院学报, 2002, 17(4): 9 - 11.
WANG Haiqiao, LI Weisong. Numerical simulation study and application on diffuser ventilation flow field of mine main fan[J]. Journal of Xiangtan Mining Institute, 2002, 17(4): 9 - 11. (in Chinese)
- 21 修东亮. 轴流式通风机扩散器数值模拟与研究[J]. 煤矿机械, 2013, 34(3): 57 - 58.
XIU Dongliang. Numerical simulation and research on diffuser of axial fan[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(3): 57 - 58. (in Chinese)
- 22 陈世强, 成剑林, 冯进. 主扇扩散器出口速度分布的数值模拟与实验研究[J]. 中国安全科学学报, 2008, 18(8): 32 - 36.
CHEN Shiqiang, CHENG Jianlin, FENG Jin. Numerical simulation and experimental research on the velocity distribution in outlet of main fan diffusers[J]. China Safety Science Journal, 2008, 18(8): 32 - 36. (in Chinese)
- 23 潘地林, 程凯, 杨春鱼. 矿用通风机直壁式扩散器参数计算分析[J]. 煤矿安全, 2014, 45(1): 84 - 87.
PAN Dilin, CHENG Kai, YANG Chunyu. Computational analysis of mine ventilator straight-wall diffuser parameters[J]. Safety in Coal Mines, 2014, 45(1): 84 - 87. (in Chinese)
- 24 潘地林, 程小东, 郑昌球. 矿井主要通风机扩散弯道合理流型的研究[J]. 煤矿安全, 2005, 36(11): 1 - 4.
PAN Dilin, CHEN Xiaodong, ZHENG Changqiu. Influence of microspore structure of coal on coal seam permeability[J]. Safety in Coal Mines, 2005, 36(11): 1 - 4. (in Chinese)
- 25 LI Baoming, FORD S E, LI Yongxin, et al. Development of a fan testing chamber for agricultural and horticultural fans in China [J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006, 22(1): 115 - 119.

~~~~~

(上接第 341 页)

- 14 梁丽红, 路宏年, 孔凡琴. 射线检测数字实时成像的不一致性研究[J]. 光学技术, 2003, 29(4): 439 - 440.  
LIANG Lihong, LU Hongnian, KONG Fanqin. Non uniform research of X ray real time digital radiography[J]. Optical Technique, 2003, 29(4): 439 - 440. (in Chinese)
- 15 周正干, 腾升华, 江巍, 等. X 射线平板探测器数字成像及其图像校准[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(8): 698 - 701.  
ZHOU Zhenggan, TENG Shenghua, JIANG Wei, et al. X-ray flat-panel-detector-based digital radiography and its image calibration [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(8): 698 - 701. (in Chinese)
- 16 王远, 许州, 陈浩, 等. 基于平板探测器的高能工业 CT 数据采集系统[J]. CT 理论与应用研究, 2006, 15(3): 53 - 56.  
WANG Yuan, XU Zhou, CHEN Hao, et al. Data acquiring system for high energy industrial CT based on flat-panel detector[J]. CT Theory and Applications, 2006, 15(3): 53 - 56. (in Chinese)
- 17 CHEN G H. A new framework of image reconstruction from fan beam projections[J]. Medical Physics, 2003, 30(6): 1151 - 1161.
- 18 KAK A C, SLANEY M. Principles of computerized tomographic imaging[M]. New York: IEEE Press, 1988: 75 - 92.
- 19 文斌, 吴胜利, 潘瑞瑛. CT 图像重建预处理滤波器设计[J]. CT 理论与应用研究, 2008, 17(3): 57 - 64.  
WEN Bin, WU Shengli, PAN Ruiyi. Design of preprocessing filters for CT reconstruction[J]. CT Theory and Applications, 2008, 17(3): 57 - 64. (in Chinese)
- 20 闫镜, 李磊. CT 图像重建算法[M]. 北京: 科学出版社, 2014: 40 - 50.
- 21 高上凯. 医学成像系统[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010: 46 - 49.