

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2022.01.017

基于CFD的多翼离心风机叶轮结构设计

任洪勇¹, 李嘉渊², 余焕伟¹, 王昌训³, 柴敏³, 谢林君³

(1. 绍兴市特种设备检测院, 浙江 绍兴 312000; 2. 海盐县科学技术服务中心, 浙江 海盐 314300;
3. 浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要:针对叶轮出现回流、部分叶道存在边界层分离而导致多翼离心风机气动性能下降的问题,课题组通过CFD数值模拟方法和采用多目标多工况优化方法对风机叶轮进行改型设计,并将该研究结果应用于600 mm×600 mm暖风机的改进方案中。研究表明:风机叶轮叶片进口角由61°变化到30°,叶片型线采用样条曲线以及叶片数减小至40片,并采用预估导流板型,可以有效改进出风罩内气体旋涡、回流和叶道内分离的问题;优化后风机流量增大至107.28 m³/h,较原风机模型增大了22%,同时风机效率也得到相应的提升。通过减小空调暖风机叶片数、增大叶轮外径、增加叶轮高度以及增大进口直径的方法,使得风机出口速度提升了3倍多,同时出口处回流基本消失。叶轮结构改型设计后风机的性能有了较大的提升。

关键词:多翼离心风机;CFD;多目标优化法;多工况优化法;叶片型线;预估导流板型

中图分类号:TH432 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2022)01-0100-04

Structure Design of Multi-Blade Centrifugal Fan Impeller Based on CFD

REN Hongyong¹, LI Jiayuan², YU Huanwei¹, WANG Changxun³, CHAI Min³, XIE Linjun³

(1. Shaoxing Special Equipment Inspection and Testing Institution, Shaoxing, Zhejiang 312000, China;

2. Haiyan Science and Technology Service Center, Haiyan, Zhejiang 314300, China;

3. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the problem that the reduced aerodynamic performance of multi-blade centrifugal fan due to the backflow of impeller and boundary layer separation of some blade passages, the multi-objective and multi-condition optimization design method was used to modify the fan impeller through CFD numerical simulation, and the research results were applied to the improvement scheme of 600 mm×600 mm air heater. The results show that the inlet angle of the fan impeller blade changes from 61° to 30°, the blade profile adopts spline curve and the number of blades is reduced to 40. The predicted guide plate type is adopted to effectively improve the problems of the vortices in the outlet hood, backflow and separation in the blade passage. The fan flow rate increases to 107.28 m³/h, which is 22% larger than the original fan model after optimization. At the same time, the efficiency of the fan is improved accordingly. By reducing the number of blades, increasing the outer diameter of the impeller, increasing the height of the impeller and increasing the inlet diameter of the fan, the outlet speed of the fan is increased by more than three times, and the backflow at the outlet basically disappears. The performance of the fan has been greatly improved after the modification of impeller structure design.

Keywords: multi-blade centrifugal fan; CFD (Computational Fluid Dynamics); multi-objective method; multi condition optimization method; blade profile; predicted guide plate type

收稿日期:2021-06-24;修回日期:2021-10-20

第一作者简介:任洪勇(1985),男,浙江诸暨人,压力管道责任工程师,主要从事承压类特种设备检验检测工作。E-mail: 411043561@qq.com

近年来,随着国家标准的提高及人们对家电品质的追求,多翼离心风机大流量高效和低噪设计成为了家电领域亟待解决的一个设计难题^[1]。叶轮作为多翼离心风机的旋转部件,对风机风量的传递和转换起着十分重要的作用^[2]。由于多翼离心风机具有叶轮轮径比大^[3]、叶片数多^[4]和叶轮流道短^[5]的特点,其流道内常出现横向涡流;叶片尾缘出口处速度分布不均匀现象会导致流动损失及气动噪声的产生^[6]。目前,国内外研究人员对多翼离心风机叶轮的优化设计主要集中在结构参数的改变以及安装位置的寻优^[7]。又由于离心风机叶轮外径大、蜗壳宽度小,以及叶轮与蜗壳不匹配等原因,导致蜗壳内流动分离严重并产生倒流,风机效率低^[8-10]。因此,如何在有限空间内设计出低噪声、高效率的离心风机,对拓宽风机应用范围、发展节能环保型产品具有重要意义。课题组以某风机模型为研究对象,通过 CFD 数值模拟及叶轮流道分析,得出提高风机性能的改进方法,并将其运用在实际产品 600 mm × 600 mm 暖风机中,进而提高风机产品的性能。

1 基本方程与设计理论

风机设计理论的最基本方程为连续性方程、动量方程和能量方程^[11]。

基于流体力学连续性守恒、动量守恒以及能量守恒 3 方程,设计最优风机叶片模块,借助先进 CFD 仿真计算,提升设计精度,缩短设计周期。

2 风机模型性能分析

2.1 风机模型参数及设置条件

模型风机结构如图 1 所示。风机主要结构参数为:蜗壳宽度 $b_1 = 103$ mm,叶轮内径 $D_1 = 124$ mm,叶轮外径 $D_2 = 166$ mm,叶片进口安装角 $\beta_{1A} = 61^\circ$,叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 149^\circ$,叶片数 $z = 51$,风机设计转速为 $n = 1\ 100$ r/min。叶轮采用圆弧形前弯叶片。

利用 ANSYS CFX 对模型风机进行三维数值模拟计算,为保证计算结果的准确性,对叶轮叶片进行边界加密;介质采用 25 °C 的空气,边界条件设置为压力入口和压力出口,采用 RNG κ - ε 湍流模型,并基于压力隐式求解。

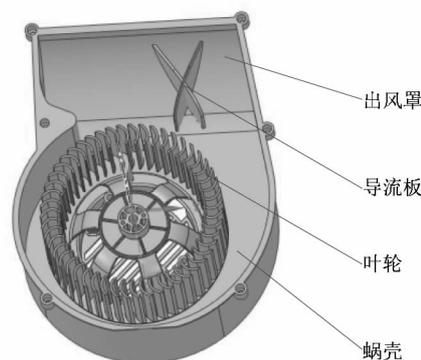


图 1 风机模型结构图

Figure 1 Schematic of fan model

2.2 风机模型内部流场分析

通过计算,此模型计算结果为:风量 87.84 m³/h,全压效率 23.9%。

从图 2 中可以看出:叶轮部分叶道出现回流,部分叶道存在边界层分离的现象,使得叶道处于堵塞状态,气体流动情况较差。这些现象导致风机流量和效率均较低。

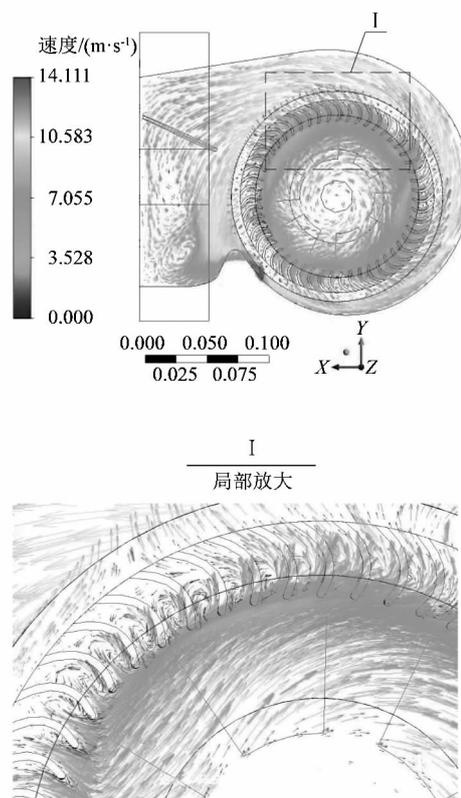


图 2 风机模型内部速度场

Figure 2 Internal velocity field of fan model

为了更直观地揭示风机内部流动情况,图 3~4 给出了该风机模型的内部流线图,从图中可以看到:区域 A 的流线状态主要是由叶轮流道内边界层分离产生的;区域 B 是由于导流板及蜗壳结构导致的气体倒流;区域 C 是由于蜗壳喉部截面过大导致出风罩内形成气体旋涡;区域 D 则是由于叶轮叶道内气体倒流和边界层分离而产生的位于吸入口部位的气体旋涡。

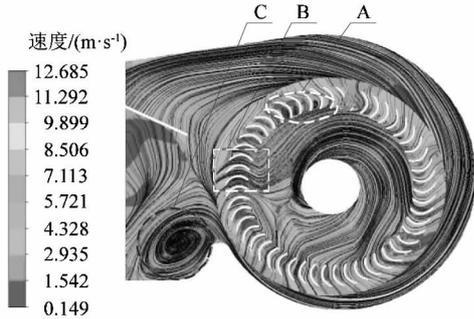


图 3 风机内部相对流线图

Figure 3 Relative flow diagram inside fan

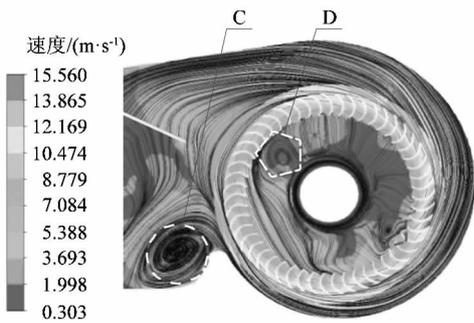


图 4 风机内部绝对流线图

Figure 4 Absolute flow diagram inside fan

3 风机模型叶轮改型设计

3.1 叶片结构参数优化

实际设计工况下,气体在叶轮流道内沿着叶片型线运动,此时,叶道内较少出现边界层分离,风机效率较高^[12-13]。根据上述原型机出风罩内气体流线计算结果,预估导流板空间位置(仅改变其角度),研究不同叶片结构参数对风机性能的影响。本项目在已知设计工况(风机转速 $n = 1\ 100\ \text{r/min}$)下,对叶片结构参数设计了 4 种方案并进行模拟分析,具体结果如表 1 所示。

表 1 叶轮改型设计方案数值模拟结果

Table 1 Numerical simulation results of impeller modification design scheme

方案	叶片型式	叶片进口角/(°)	叶片数	导流板	风机流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	风机效率/%
I	圆弧叶片	61	51	风机模型	87.84	23.9
II	圆弧叶片	61	51	角度	101.52	34.2
III	样条叶片	30	51	角度	100.80	34.0
IV	样条叶片	30	40	角度	107.28	37.8

表中,样条叶片为预估叶片,圆弧叶片为风机模型原用叶片。由上述模拟结果可知,方案 II 中导流板逆时针旋转某一角度时,可以使得风机流量增大,同时效率提高;流量较原型机增大约 16%,效率提升了 10.3%。方案 III 中叶片进口角由 61° 变化到 30° ,叶片数仍为 51 片时,风机性能与方案 II 相比稍稍降低。从流场分析可知,叶片进口角减小,叶片弯度增大,叶片数对风机性能有较大影响。方案 IV 中叶片数减小为 40 片,风机流量增大至 $107.28\ \text{m}^3/\text{h}$,与原型机和方案 II 相比,分别增大了 22% 和 5.7%,同时风机效率也得到相应的提升。

3.2 优化后的流场分析

为了更好地研究优化前后离心风机内部流场的变化,选取方案 IV 与原风机作对比分析。图 5 给出了叶轮改型设计后的速度场图,并对照原风机模型内部速度场图及局部放大图。图 5 与图 2 的放大图对比发现,叶轮内的气体回流大大改善,但是,仍在部分叶片处存在回流涡(椭圆区域)。

为了更直观地揭示叶轮改型设计后的风机内部流动情况,图 6 给出了优化后的风机内部流线图。对比图 3 可以看出,改进后的风机入流条件得到改善,气流可以沿着叶轮周向 360° 均匀进入叶轮,不会出现原风机中部分叶道被堵塞的情况。因此,改进后风机流量增大,效率提高。

4 优化结论

通过改型发现:叶轮叶片进口角由 61° 变化到 30° ,叶片型线采用样条曲线,叶片数减小为 40 片(如图 7 所示),并且采用预估导流板型,可以有效减小出风罩内旋涡、气体回流及叶道内分离的现象;风机流量增大至 $107.28\ \text{m}^3/\text{h}$,较原风机模型增大了 22%。

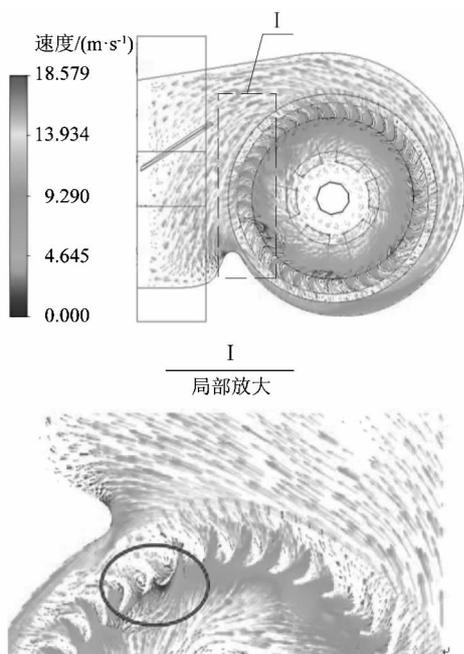


图5 优化后的风机内部速度场

Figure 5 Optimized internal velocity field of fan

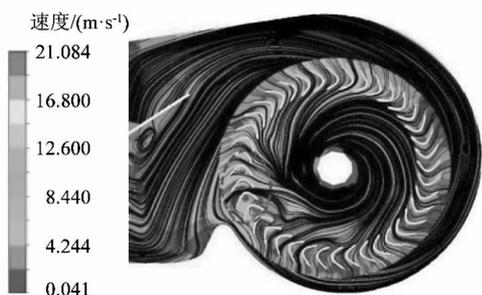


图6 优化后的风机内部流线图

Figure 6 Optimized flow diagram inside fan

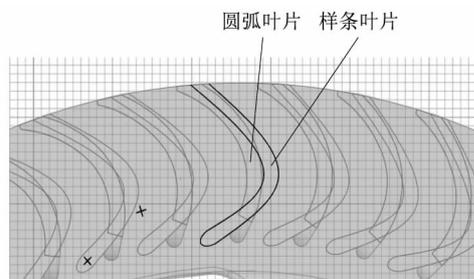


图7 修改前后叶型结构

Figure 7 Blade structure before and after modification

5 实际应用

基于前4节的研究方法和研究结论,现对尺寸为600 mm × 600 mm 空调暖风机进行叶轮改型设计。

5.1 600 mm × 600 mm 空调暖风机性能分析

图8所示为600 mm × 600 mm 空调暖风机的结构示意图。叶轮主要参数为:叶片数 $z = 11$, 叶轮外径 $D_2 = 245$ mm, 叶轮高度 $h = 64$ mm, 进口直径 $D_1 = 193$ mm。利用 ANSYS CFX 对模型风机进行三维数值模拟计算,计算结果为:风机流量 $q_v = 0.156$ m³/s, 出口速度 $v_2 = 4.032$ m/s。

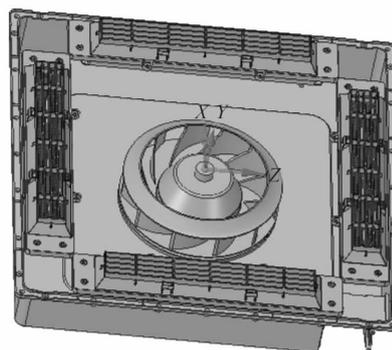


图8 暖风机基本结构

Figure 8 Schematic of heater basic structure

图9所示为散热片出口位置处的Y方向(速度分量 v_2)的速度云图。由散热片和实际出口面积比值,可换算出实际出口的平均速度值;散热片上的翅片结构对速度方向具有一定的约束,可使得出口速度大致沿着Y方向。

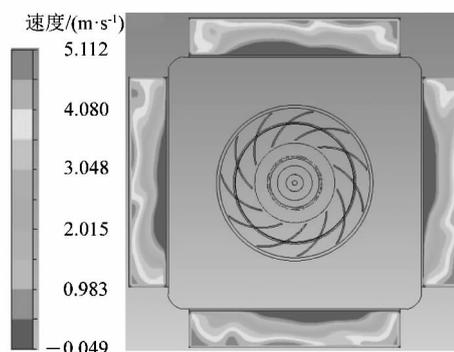


图9 散热片出口位置处的Y方向速度云图

Figure 9 Y-direction velocity cloud map of fin outlet position

5.2 叶轮改型设计及分析

经过模拟分析,得到改型设计方案如图10所示。叶轮参数为:叶片数 $z = 7$, 叶轮外径 $D_2 = 350$ mm, 叶轮

高度 $h = 130 \text{ mm}$, 进口直径 $D_1 = 243 \text{ mm}$, 风机流量 $q'_v = 0.555 \text{ m}^3/\text{s}$, 出口速度 $v'_2 = 14.205 \text{ m/s}$ 。

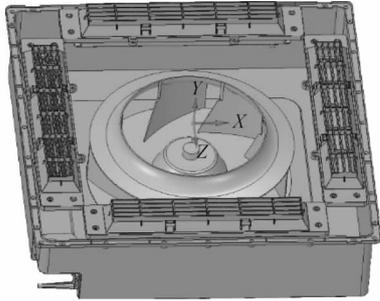


图 10 优化后的暖风机基本结构
Figure 10 Schematic of optimized heater basic structure

叶轮改型设计后散热片出口位置处的 Y 方向的速度云图如图 11 所示。

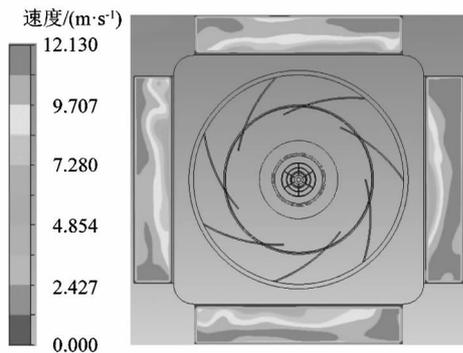


图 11 改型设计后散热片出口位置处的 Y 方向速度云图

Figure 11 Velocity cloud diagram of Y-direction at fin outlet position after modification

从图 11 可以看出,原空调暖风机叶轮改型设计后的出口速度提升 3 倍多,同时出口处回流基本消失。

6 结论

针对部分风机中叶轮出现回流、叶道存在边界层分离而引起的风机气动性能下降的问题,课题组通过对原型机叶轮部位进行 CFD 计算分析,得到其内部流动运动分布及相关规律,并且得到以下结论:

1) 通过对风机 CFD 模拟计算,从流场分析可知

风机中叶轮部分叶道出现回流、边界层分离现象,使得叶道处于堵塞状态,气体流动情况较差,从而导致风机流量和效率均较低。

2) 将风机叶轮叶片进口角由 61° 改为 30° ,叶片型线采用样条曲线,叶片数减小为 40 片,并采用预估导流板型等方式,可以有效减少出风罩内气体旋涡、回流和在叶道内分离的现象。模拟结果表明叶轮结构优化后风机流量增大至 $107.28 \text{ m}^3/\text{h}$,较原风机模型增大了 22%。

3) 利用 CFD 模拟结果对 $600 \text{ mm} \times 600 \text{ mm}$ 空调暖风机进行叶轮改进设计,即减小叶轮叶片数、增大叶轮外径、增加叶轮高度以及增大进口直径等,使风机出口速度提升了 3 倍多,同时出口处回流基本消失。

参考文献:

- [1] 于思琦. 空调系统多翼离心风机性能和噪声分析及改进设计 [D]. 杭州:浙江大学,2019:11.
- [2] 韩非非,席德科. 多翼离心风机数值计算及改进设计研究[J]. 机械科学与技术,2010,29(8):992.
- [3] 苏荣华,高洋,沈洪爽,等. 叶轮结构参数对吸油烟机风机内部流场影响分析[J]. 机械设计与研究,2014,30(5):167.
- [4] 李辉,王军,周水清,等. 叶片数对多翼离心风机性能影响的分析[J]. 风机技术,2017,59(2):20.
- [5] 孔宣. 多翼离心风机动力叶轮及排气蜗壳联合设计 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019:9.
- [6] 田晨晔,吴立明,刘小民,等. 采用进气端叶片开槽降低多翼离心风机气动噪声的研究[J]. 风机技术,2020,62(3):60.
- [7] 任霖铭,赵新君,邵伟龙,等. 离心叶轮叶片载荷分布优化设计[J]. 风机技术,2020,62(2):38.
- [8] 詹婷军,王军,李艺铭,等. 叶轮与蜗壳的相对位置对离心风机性能的影响[J]. 风机技术,2020,62(4):13.
- [9] 蒲晓敏,王军,肖千豪,等. 蜗壳与叶轮相对位置对多翼离心风机性能的影响[J]. 流体机械,2019,47(8):52.
- [10] 冯琪. 吸油烟机多叶离心风机气动设计与优化 [D]. 呼和浩特:内蒙古工业大学,2018:9.
- [11] 续魁昌. 风机手册 [M]. 北京:机械工业出版社,2001:5.
- [12] 刘斌,王玉琳,王正,等. 流道进口大小对风机流场及换热器的影响研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2016,39(12):1605.
- [13] 黄朴,肖林辉,乌胜斌. 基于 FLUENT 的离心风机中无厚度风轮模拟研究[J]. 机电工程,2020,37(10):1220-1224.