

文章编号:0253-9993(2012)05-0874-04

矿用局部通风机改进前后空气动力性能对比试验

郝志勇,刘 伟

(辽宁工程技术大学 机械工程学院,辽宁 阜新 123000)

摘 要:针对辽宁阜新某煤矿局部通风机出现的叶轮驱动电机工作电流过大,以及通风机轴承寿命缩减、通风机运转性能下降、整机空气动力性能不良等问题。从通风机翼型入手,研究了通风机翼型对通风机空气动力性能和运转性能的影响,选定一款 RAF 翼型代替了原有的双凸翼型,并对改进后的样机和原有通风机分别建立 Proe 三维模型,导入到 Fluent 流体仿真软件,模拟出通风机改进前后的真实内部流场。两组模型的仿真流场和流场参数计算结果可以证明:改进翼型后的叶轮空气动力性能得到明显提高,从而减少驱动电机额外负载,降低工作电流,减少叶轮振动,提高通风机轴承寿命。

关键词:局部通风机;空气动力性能;翼型优化;Fluent 仿真

中图分类号:TD441

文献标志码:A

Aerodynamic performance contrast test before and after improvement of local fans for mines

HAO Zhi-yong, LIU Wei

(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: Aiming at the problems of local fans using in a Fuxin mine, such as the electricity of impeller motor is much higher, the life of impeller bearing curtail, operation performance of fans declines, the aerodynamic performance is poor. From the airfoil, researched the influence of the fan airfoil on the aerodynamic and operation performance, thus selected a RAF airfoil to replace the original biconvex airfoil, and built the 3D models of the improved prototype and original fan by Proe. Worked out the simulation of internal flowfield of the improvement and original fans by Fluent, the simulation flowfield and the calculated parameters of the flowfield can prove the effects of the improved airfoil to the aerodynamic performance, thus reducing the extra load of drive motor, the work current and the impeller vibration, improving fan bearing life.

Key words: local fan; aerodynamic performance; airfoil optimization; Fluent simulation

矿用对旋轴流通风机是为工作面工人提供足够的新鲜空气、稀释并排出有害气体及粉尘、为井下创造良好的气候环境的机械^[1]。局部通风机一般由集流器、阻性消声器、耗能消声器、第Ⅰ级转子、第Ⅱ级转子和电动机等部分组成。局部通风机是矿下应用范围最广、数量最多的通风机种类。根据我国《煤矿安全规程》有关规定,掘进工作面的局部通风机采用三专供电并配备备用通风机,保证局部通风机可靠运转,以防止停风造成瓦斯积聚现象^[2]。阜新某煤矿为高瓦斯矿,对局部通风机的通风性能、动力性能和防爆性能要求都非常高,一旦停风就会造成短时间内

瓦斯大量积聚,遇到明火就会发生特大事故。局部通风机主要实现的是单向供风,与主通风机不同,对反风性能要求不高,而目前煤矿上使用的局部通风机,大多沿用主通风机的对称翼型,对于局部通风机的设计尺寸和应用范围不一定合适^[3]。这次试验需要改进的通风机翼型就是对称翼型中的一种双凸翼型,而且非标准对称翼型,对于高速旋转的对旋局部通风机并不适用,试验采用一种经设计改进的 RAF 平底翼型来代替双凸翼型^[4],并按照矿用局部通风机的风压和风量要求,合理设计叶片数量和安装角,以实现提高局部通风机空气动力性能、机械性能和轴承寿

命,并减少通风机噪音的目的。原局部通风机叶轮和改进后样机的叶轮对比如图 1 所示。

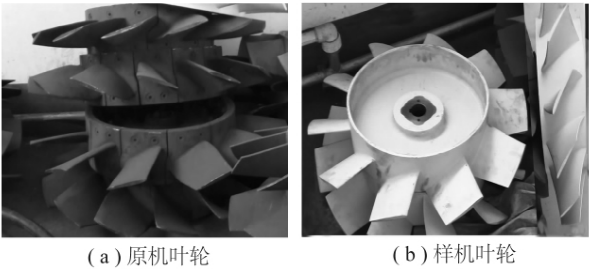


图 1 原机叶轮与样机叶轮实物图对比
Fig. 1 Contrast of original and prototype impeller

1 通风机三维模型的建立

通过参考现场采集回来的高瓦斯煤矿局部通风机运行数据,以及局部通风机在高瓦斯矿下的运行要求,在原局部通风机的技术尺寸基础上,改进设计出了新翼型的叶轮,新叶轮除了采用更合适的改进翼型外,对其安装角、叶片扭角和叶轮的材料都进行了新的设计,并且在强度校核后制作了试验用叶轮。试验为了模拟出两种叶轮在同种运行情况下的不同空气动力性能,为了简化建模过程和仿真过程,分别利用三维软件建立了原通风机Ⅱ级叶轮的模型和样机Ⅱ级叶轮的模型^[5],原机Ⅱ级叶轮模型和样机Ⅱ级叶轮模型如图 2 所示。

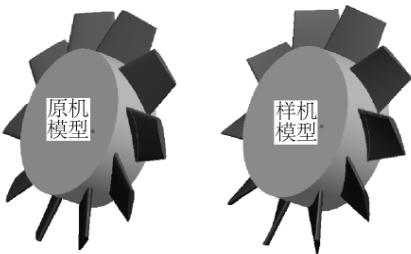


图 2 原机和样机Ⅱ级叶轮模型
Fig. 2 Models of original and prototype impeller Ⅱ

2 通风机流域模型的建立

三维通风机模型建立完成之后,就可以通过 STEP 格式导入到 Fluent 的前处理 Gambit 中,进行流域模型的建立和网格划分,及边界条件的初步设定。
通风机流域模型的建立过程比较复杂,大致分为 4 个部分,下面单独以改进后的Ⅱ级叶轮为例,来说明通风机流域模型的建立过程。

首先是将通风机的三维模型通过 STEP 格式导入到 Gambit 中,其次在通风机叶轮的结构尺寸基础上,建立顶隙流域和通风机内旋转流域,然后分别建立相对较长的通风机入口和通风机出口两个圆柱形

的流域^[6],最后通风机整个流域模型如图 3 所示。

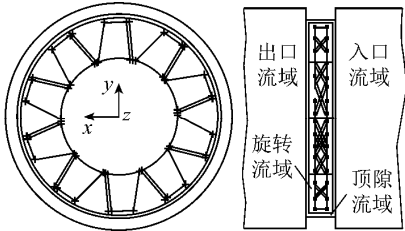


图 3 通风机流域模型示意
Fig. 3 Sketch of fan flowfield model

建立流域模型特别要注意,合理利用通风机叶轮模型,入口流域的水力直径和出口流域的水力直径相同,旋转流域圆柱体和叶轮模型体做布尔减运算,顶隙圆柱体和旋转流域分离后形成顶隙圆环流体区域^[7],最后除旋转流体区域所有体做布尔和运算,形成一个整体流域,建模过程中不要有多余线和面的生成,以便后面的网格划分工作。

三维流域模型建立完成后,最重要的工作就是网格的划分,由于旋转流域比较狭窄,通风机运行的时候,叶轮周围的区域为做功区域,相对压力、密度和流速都比较大。这部分的流体运动需要详细的仿真,所以这部分的网格必须画得细^[8]。试验采用 Tet/Hybrid 单元体,TGrid 划分模式,10 个单位的 interval size,来划分旋转流体区域,进出口流域采用 30 个单位的 interval size,cooper 划分方式^[9]。最后划分的网格模型如图 4 所示。

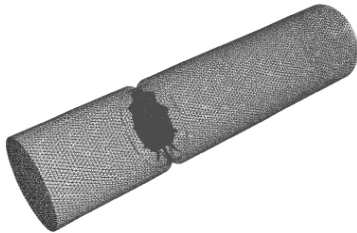


图 4 样机叶轮流域网格模型
Fig. 4 Mesh model of prototype impeller flowfield

3 数学模型

针对叶轮旋转流场仿真,数学模型采用 Fluent 的 RNG 模式的 $k-\varepsilon$ 方程,并关闭能量方程。它是完整的湍流数学模型,在通风机流场仿真过程中,它需要求解两个变量:速度和长度^[10]。标准 $k-\varepsilon$ 方程是个半经验公式,主要基于湍流动能和扩散率。 k 方程是精确方程, ε 方程是由经验公式导出的方程。

湍流动能方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

扩散方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

式中, ρ 为流体密度; x_i 和 x_j 代表笛卡尔坐标; k 为湍动能; ε 为湍流动能耗散率; u_i 为速度在 i 方向的分量; μ 为分子运动黏度; μ_t 为湍流黏性系数; G_k 为由层流速度梯度而产生的湍动能; G_b 为由浮力产生的湍动能; Y_M 为在可压缩湍流中, 过渡的扩散产生的波动; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ 为常量; σ_k 和 σ_ε 为 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数; S_k 和 S_ε 是由用户定义的源项目^[1]。

4 Fluent 仿真试验

将以上分别建立的两组网格模型分别导入 Fluent, 导入过程不能出现任何错误, 对模型尺寸进行扫描和检查网格的时候不能出现负体积, 之后采用完全相同的参数, 入口和出口边界条件设置求解条件^[2]。试验选择 $k-\varepsilon$ [eqn] 双方程, 并采用 RNG Model, 设置 Swirl Dominate Flow 选项和标准壁面方程的近壁面处理方式, 进出口边界条件选择 Intensity and Hydraulic Diameter 湍流规范方法^[3]。旋转流域选择运动参考系运动方式, 转速为一个电机的 2 950 r/min。求解过程采用压力与速度耦合的 SIMPLE 算法, 标准的压力离散化, 一阶迎风格式^[4]。初始化流场后, 采用 10^{-3} 的收敛标准, 开始迭代运算。两组计算收敛后的残差曲线如图 5 所示。

从图 5(a) 残差收敛曲线可见, 原机计算迭代过程中, 之前有 3 项收敛标准振荡比较大, 难以收敛, 最终算到近 1 000 步收敛, 据此猜测在流场中空气回流和空气旋流比较多, 这样的流场将降低通风机的风量和风压, 表明原机叶轮空气动力性能不好。而图 5(b) 样机的收敛曲线比较平稳, 收敛趋势明显, 迭代到 340 步收敛, 说明流场内气流顺畅, 空气动力性能优于原机叶轮。

迭代收敛后, 进行仿真后处理阶段, 流场内真实的空气流动情况, 可以通过流场的速度流线表示出来, 原机与样机的流场内空气流动速度流线如图 6 所示。从图 6(a) 可以观察原机叶轮空气流场内出口流域处存在回流, 而样机叶轮空气流场内出口流域没有回流(图 6(b))。原机出口流域靠近叶轮处存在空气旋流, 流场内不规则流线较多(图 6(a)), 而样机的空气旋流不是很明显, 整个流域内空气流线很规则的旋转分布(图 6(b))。观察流线颜色, 红色和黄色

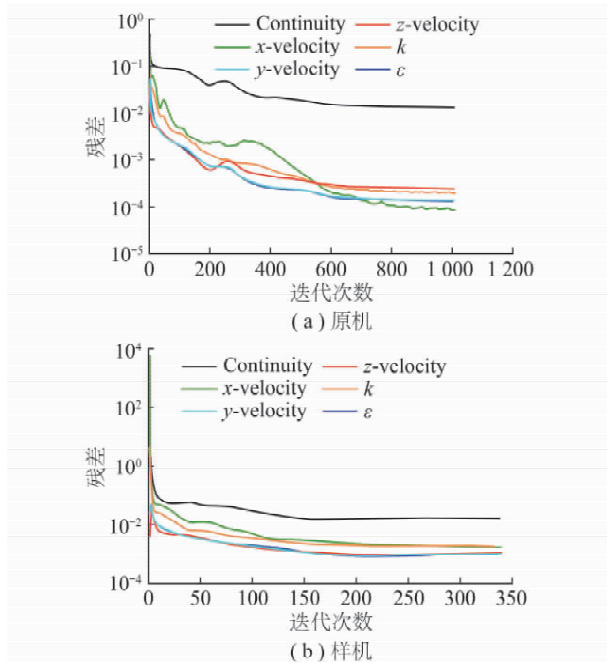


图 5 原机与样机残差收敛

Fig. 5 Residual convergence of original and prototype

的流线表示流体速度快, 在叶轮旋转流场内的流线红色黄色较多, 说明叶轮对空气做功, 初始流速快, 原机出口流域红黄色流线相对较少, 表明流场内流速较样机的小, 以上几点均说明原机叶轮的空气动力性能不及样机。

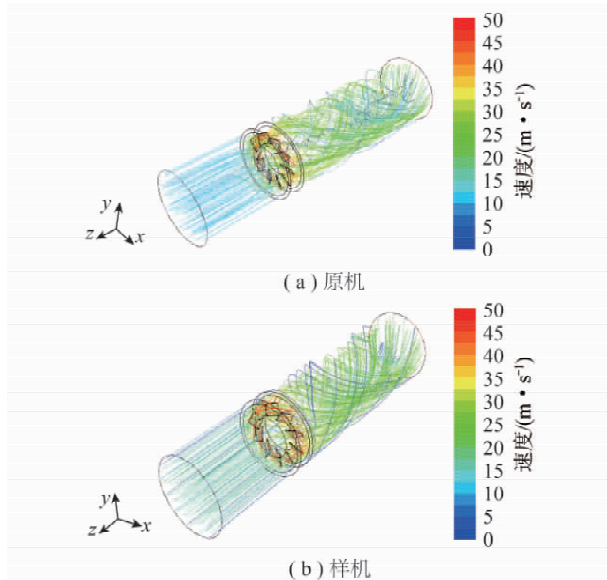


图 6 原机和样机速度流线

Fig. 6 Velocity pathlines of original and prototype flowfield

应用 Fluent 的 Report 计算功能, 计算流场内的各项参数具体数值, 各项数值为内部积分算法得出, 可以更精确地表述通风机运行状态下, 流场内的各项指标^[5]。经电脑计算后, 统计为对照表, 见表 1。

从表 1 的数据可知, 改进后的样机轴向速度提高

了约 1 m/s,通风机的总压提高大约 35.087 Pa,最主要的是湍流动能明显下降,说明空气流场稳定,叶轮空气动力性能显著提高,这对降低叶轮的机械振动,提高叶轮轴承的寿命,降低通风机运行时的噪音,减小叶轮驱动电机的额外功耗,都有着非常重要的意义。

表 1 原机与样机流场参数对照表
Table 1 Contrast of original and prototype parameters

流场参数	原机	样机
速度/(m·s ⁻¹)	6.976	7.875
轴向速度/(m·s ⁻¹)	5.591	6.369
径向速度/(m·s ⁻¹)	0.589	0.779
总压强/Pa	93.814	128.901
动态压强/Pa	92.321	126.910
湍流动能/(m ² ·s ⁻²)	2.828	0.615

5 结 论

- (1) 改进后样机叶轮出口流场内,空气回流明显减少,提高通风机的效率和质量流率。
- (2) 改进后样机叶轮出口流场,靠近叶轮处的空气旋流数目明显减少,大大降低了流场内的湍流动能,减少叶轮振动和噪声,提高了通风机效率,降低了通风机驱动电机的无功负载和工作电流,延长了叶轮轴承寿命。
- (3) 改进后样机在同样转速的情况下,其质量流率,通风机风量和全压,流场内空气流速均比原通风机有所提高。表明改进翼型的通风机,具有节能高效通风机的优点,对以后节能高效通风机的开发具有实践意义。

参考文献:

[1] 邢传福. 矿井对旋轴流局部通风机改造 [J]. 山东煤炭科技, 2009(3): 143-144.
Xing Chuanfu. Reform of local counter rotating axial-flow fan [J]. Shandong Coal Science and Technology, 2009(3): 143-144.

[2] 田凌霄. 矿井局部通风机存在的隐患与双三专电源应用 [J]. 装备制造, 2010(1): 233.

[3] 胡亚非. 直接反转反风轴流风机反风量的试验分析 [J]. 煤炭学报, 1991, 16(2): 46-52.
Hu Yafei. Analysis of reverse air quantity provided by an axial fan when running reversely [J]. Journal of China Coal Society, 1991, 16(2): 46-52.

[4] 吴秉礼, 高延福. 空气冷却轴流通风机 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2007: 52-53.

[5] 贺秋冬. 矿用对旋轴流式主通风机机壳有限元分析 [J]. 煤炭学报, 2005, 30(3): 378-382.

He Qiudong. Finite element analysis of cabinet of contrarotating axial fan for mine ventilation [J]. Journal of China Coal Society, 2005, 30(3): 378-382.

[6] 周笃高, 周江. 低压轴流风机性能优化及特性数值计算 [J]. 煤炭学报, 1996, 21(1): 101-105.
Zhou Dugao, Zhou Jiang. Preformance optimization and numerical computation of a low pressure axial-flow fan [J]. Journal of China Coal Society, 1996, 21(1): 101-105.

[7] 金永平, 刘德顺, 文泽军. 矿用对旋式轴流通风机前后两级叶片弯掠参数优化设计 [J]. 煤炭学报, 2010, 35(10): 1754-1759.
Jin Yongping, Liu Deshun, Wen Zejun. Optimization design for skew and sweep parameters of mine contra-rotating axial fan two-stage blades [J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(10): 1754-1759.

[8] 陈更林, 王利军, 闫小康, 等. 开缝翼型特性对轴流风机反风影响的数值模拟 [J]. 煤炭学报, 2010, 35(8): 1399-1400.
Chen Genglin, Wang Lijun, Yan Xiaokang, et al. Numerical simulation on effect of aerodynamic performance of airfoil with slot on reverse ventilation of axial-flow fan [J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(8): 1399-1400.

[9] 王淑芳, 王剑波, 张丽, 等. 局部通风机调速控制系统的研究 [J]. 煤炭学报, 2006, 31(6): 814-818.
Wang Shufang, Wang Jianbo, Zhang Li, et al. Study on adjustment speed control system of auxiliary fan [J]. Journal of China Coal Society, 2006, 31(6): 814-818.

[10] 梁锡智, 吴海, 赵真. 轴流对旋风机的设计和实验研究 [J]. 煤炭学报, 1999, 24(1): 94-97.
Liang Xizhi, Wu Hai, Zhao Zhen. Design and experimental investigation of contra-rotating axial flow fan [J]. Journal of China Coal Society, 1999, 24(1): 94-97.

[11] 蒋成义. 氧化沟系统中若干计算流体力学模型研究 [D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2007: 13-14.
Jiang Chengyi. Oxidation ditch system in a number of computational fluid dynamics model research [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2007: 13-14.

[12] 王洪德, 马云东. 矿用主通风机的工况范围及调节方法 [J]. 煤炭学报, 2005, 30(1): 122-125.
Wang Hongde, Ma Yundong. Mine main fan working-condition range and its adjustment method [J]. Journal of China Coal Society, 2005, 30(1): 122-125.

[13] 韩占忠. FLUENT-流体工程仿真计算实例与分析 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2009: 249-255.

[14] 陈海生, 谭春青, 梁锡智, 等. 可逆式轴流风机的优化设计和试验研究 [J]. 煤炭学报, 2006, 31(1): 116-120.
Chen Haisheng, Tan Chunqing, Liang Xizhi, et al. Experimental study and optimization design of reversible axial fan [J]. Journal of China Coal Society, 2006, 31(1): 116-120.

[15] 张建卓, 高猛, 祝天姿, 等. 矿用轴流通风机 NACA 翼型仿真试验 [J]. 煤炭学报, 2011, 36(7): 1222-1226.
Zhang Jianzhuo, Gao Meng, Zhu Tianzi, et al. Simulation test of NACA airfoil used on mining axial-flow fan [J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(7): 1222-1226.