

文章编号: 0253-9993(2012)07-1227-06

# 矿用大型圆弧板叶型对旋式局部通风机的研制

贺秋冬 吴 昊 陈宗涛

(湖北工程学院 计算机与信息科学学院 湖北 孝感 432000)

**摘 要:** 为满足煤矿对大风量、长距离局部通风的需求,研制了 FBD-No7.5/2×55(叶轮直径 0.75 m 额定转速 2 970 r/min 2 级,单级功率 55 kW)矿用大型防爆对旋轴流局部通风机,该机的叶片采用圆弧板叶型,用普通热轧钢板模压成形,加工简易,材料成本低,无静电,不老化。研究采用理论分析和试验相结合的方法。通过有限元分析,采用局部加大叶片根部厚度的办法,解决了高速、大机号通风机圆弧板叶片易断裂的问题。经测试,该通风机的风量为 15.83~10.66 m<sup>3</sup>/s,全压为 1 331~7 454 Pa,全压效率达到 82.64%,比 A 声级噪声 13.92L<sub>SA</sub>(dB),其气动性能优于行业标准。现场应用表明:该通风机运行安全可靠,功能满足用户需求。

**关键词:** 对旋轴流式;局部通风机;圆弧板叶型;气动性能;有限元  
中图分类号: TD441.2 文献标志码: A

## Development of large-scale contra-rotating axial fan for mine auxiliary ventilator with circular plate blade profile

HE Qiu-dong, WU Hao, CHEN Zong-tao

(College of Computer and Information Science, Hubei Engineering University, Xiaogan 432000, China)

**Abstract:** Large-scale contra-rotating axial fan for mine auxiliary ventilation FBD-No7.5/2×55 (impeller diameter: 0.75 m, rated speed: 2 970 r/min, 2 stages, single stage power: 55 kW) were developed to meet the mine demand of large air flow and long distance. The blade die-formed with common hot-rolled sheet steel is in circular plate profile, which has simple process with low cost, no static and non-aging. This study combines theory analyses with experiments, solving the problem of easy blade fracture of high-speed and large-scale fans by enlarging auxiliary thickness of the blade root through finite element method analyses. After testing, the air flow of this fan is up to 15.83–10.66 m<sup>3</sup>/s, total pressure 1 331–7 454 Pa, efficiency of total pressure 82.64%, A-weight specific sound level 13.92L<sub>SA</sub>(dB), and its aero-dynamic performance effect is better than that of industry standards. Filed testing shows that the fan runs safe and reliable and that the function can meet needs of users.

**Key words:** contra-rotating axial; auxiliary ventilator; circular plate blade; aero-dynamic performance; finite element method

对旋轴流式局部通风机以其效率高、风量大、风压高而在我国煤矿广泛使用<sup>[1-2]</sup>。20 世纪 90 年代以来,很多大型煤矿已基本淘汰过去使用的 JBT、YBT 型普通轴流式局部通风机,全部采用了对旋轴流式局部通风机。对旋轴流式局部通风机的单级功率通常低于 30 kW,叶轮直径小于 0.63 m。近年来,随着煤矿机械化程度的提高,生产规模越来越大,瓦斯涌出

量也随之增大,要求局部通风机风量更大、送风距离更长,原有的品种规格已不能满足需要。因此,少数厂家研制了叶轮直径 750 mm、单级功率 55 kW 甚至更大的对旋轴流式局部通风机。这些通风机的叶片材料大多为工程塑料或铝合金,其叶型为机翼形。这些产品存在如下问题:①叶片材料在井下使用时的安全性能较差。对于工程塑料,一是容易老化,老化

后其机械性能下降,可能造成叶片断裂;二是塑料叶片表面的抗静电涂层容易被高速气流中的粉尘摩擦掉,从而失去抗静电性能,产生静电火花,引起瓦斯爆炸。对于铝合金,一是材料价格贵,成本高;二是在井下容易因摩擦生热引起瓦斯爆炸,已被限制使用。②机翼形叶片的形状复杂,模具的加工制作成本高。

笔者通过产学研结合的方式,与国内某企业联合研制了 FBD-No7.5/2×55 型矿用大型对旋式局部通风机(叶轮直径 0.75 m,额定转速 2 970 r/min 2 级,单级功率 55 kW),该机的叶片采用圆弧板叶型,用普通热轧钢板模压成形,加工简易,材料成本低,无静电,不老化。研究采用理论分析和试验相结合的方法。通过有限元分析,采用局部加大叶片根部厚度的办法,解决了高速、大机号通风机圆弧板叶片易断裂的问题。经测试,该通风机风量为 15.83 ~ 10.66 m<sup>3</sup>/s,全压为 1 331 ~ 7 454 Pa,全压效率达到 82.64%,比 A 声级噪声低于 20L<sub>SA</sub>(dB),其气动性能优于行业标准。现场应用表明,该通风机运行安全可靠,功能满足用户需求。该机的研制成功对今后大型对旋式局部通风机的进一步研究提供了参考。

## 1 设计理念与设计方法

### 1.1 设计理念

(1) 通风机必须满足大型煤矿局部通风中对大流量、长距离送风的需求。

(2) 通风机在煤矿井下运行过程中一旦出现问题,轻则因停风影响正常生产,重则引起瓦斯爆炸事故,造成人身和财产的巨大损失。因此,通风机必须能长期、连续、可靠运转。

(3) 煤矿井下的运输、安装环境不好,通风机必须尽可能体积小、质量轻,安装、维护要简单、方便。

(4) 通风机要做到节能、环保,其全压效率要尽可能高,噪声必须尽可能低。

### 1.2 设计方法

(1) 由于轴流通风机结构的复杂与多变,目前没有统一的设计规范或标准,气动参数与强度计算方法尚未统一,研制过程参考原有中小型同类产品,采用理论分析和试验相结合的方法。

(2) 计算机辅助设计。通风机的设计计算和制图、应力、变形分析和结构优化利用计算机进行,主要软件有 AutoCAD、Pro/E、ANSYS。

## 2 产品结构及其特点

(1) 通风机由进风消声器 1、轴承注油装置 2、第 1 级电动机 3、第 1 级简体 4、前级叶轮 5、后级叶轮 6、

第 2 级简体 7、第 2 级电动机 8、出风消声器 9 等部件组成。主要部件间用法兰、螺栓连接,配套电动机与叶轮采用直联的形式,如图 1 所示。

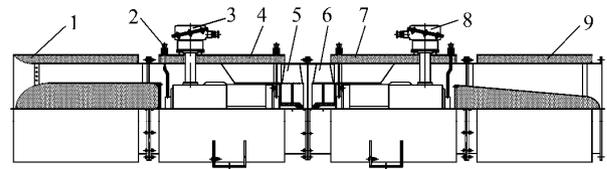


图 1 FBD-No7.5/2×55 矿用对旋轴流式局部通风机结构  
Fig. 1 Structural diagram of contra-rotating axial fan for mine FBD-No7.5/2×55

(2) 通风机的叶轮由叶片 11、轂圈 12、轴盘 13、幅板 14 焊接而成。叶片的叶型采用等厚圆弧板,前级叶轮的叶片数 13,后级叶轮的叶片数 11,这种叶型制造简易,在矿用局部通风机上普遍采用。除叶片数和叶片形状不同外,两个叶轮的其他尺寸相同,图 2 为前级叶轮。

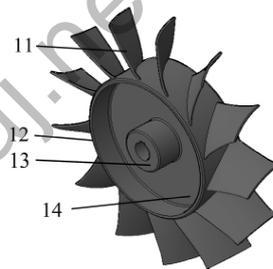


图 2 前级叶轮

Fig. 2 Preceding-stage impeller

(3) 风机的气动噪声主要是由于气流的扰动,气体与气体及气体与固体相互作用所产生的<sup>[3]</sup>,对大流量高风压的轴流通风机,为了满足环境噪声的要求,应采取降噪措施。研究表明,在通风机的进气口、出气口采取措施能取得较好的效果<sup>[4]</sup>,因此该风机设计了进气消声器和出气消声器,此外,第 1 级简体、第 2 级简体均采用了外包复式消声结构,其内表面为穿孔钢板,中间充填超细玻璃棉作为消声材料,以进一步降低噪声。

(4) 电动机采用隔爆型(型号: YBFh225L-2,额定转速 2 970 r/min,额定功率 55 kW),其冷却方式采用风冷,设计中取消了普通防爆电动机非轴伸端的尾罩及冷却叶轮,采用流过通风机流道中的气流进行冷却。在简化了电动机结构的同时,减少了电动机自身的损耗,提高了通风机的效率。

(5) 根据通风机的相似原理,风量与转速成正比,风压与转速的平方成正比。为在满足风量、风压要求的前提下,减轻产品的质量、减小其体积,配套电动机选用了转速最高的 2 极电动机。

(6) 通风机设计有吊环和地脚, 可以采用吊挂安装, 也可以采用螺栓固定在地面基础上的安装方式。

(7) 为了维护方便, 电动机轴承的注油装置设在壳体外, 可进行不停机加注润滑脂。

### 3 性能测试与中间试验

(1) 性能测试。产品设计完成后, 试制了两台样机, 对其主要性能指标按《GB/T 1236—2000 工业通风机用标准化风道进行性能试验》标准进行了试验, 气动试验装置如图 3 所示。经测试, 产品具有良好的空气动力性能, 其主要性能指标好于行业标准值, 详见表 1、图 4、图 5。

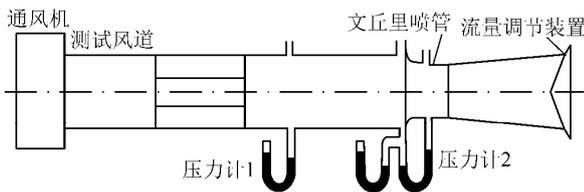


图 3 气动试验装置

Fig. 3 Test device of aero-dynamic performance

表 1 FBD-No7.5/2×55 矿用对旋轴流式局部通风机性能参数

Table 1 Performance parameters of contra-rotating axial fan for mine FBD-No7.5/2×55

参数	标准值 <sup>[5]</sup>	改进前	改进后
机械运转	运转平稳 无异声	运转平稳 无异声	运转平稳 无异声
风量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> )	无规定	15.70~10.97	15.83~10.66
全压/Pa	无规定	1 362~7 480	1 331~7 454
静压/Pa	无规定	646~7 151	603~7 112
全压效率/%	≥75	82.43	82.64
电动机最大输出功率/kW	≤110	106.5	104.3
振动速度有效值/(mm·s <sup>-1</sup> )	≤4.6	3.8	2.3
比 A 声级/dB	≤25L <sub>SA</sub>	16.23L <sub>SA</sub>	13.92L <sub>SA</sub>
整机质量/kg	无规定	1 970	1 948

(2) 中间试验。样机在完成气动性能测试、防爆检测后, 进行了中间试验。样机在某大型煤矿投入使用后, 风量大、风压高、噪声低, 其气动性能受到用户的好评, 但运行 1 个多月后, 出现一台通风机叶片从根部断裂的现象。

### 4 改进过程

#### 4.1 分析模型的假设与简化

在进行有限元分析之前, 建立如下假设与简化:

(1) 轮毂结构的焊接是完全可靠的, 结构件之间

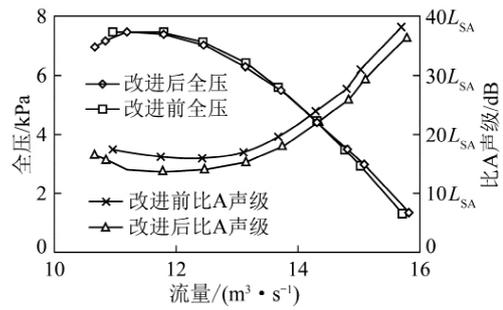


图 4 改进前、后通风机的全压、比 A 声级噪声  
Fig. 4 Total pressure, A-weight specific sound level of fan before and after improvement

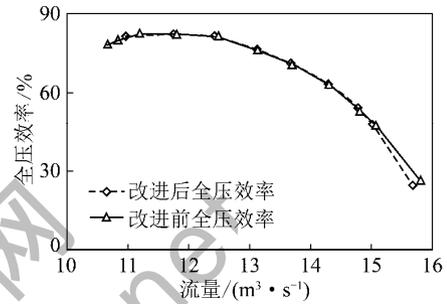


图 5 改进前、后通风机的全压效率

Fig. 5 Efficiency of total pressure of fan before and after improvement

已全部焊透, 且经过失效处理后已没有焊接残余应力的存在<sup>[6]</sup>;

(2) 轮毂结构不存在任何制造或安装变形, 在分析中按图纸的理想结构进行建模;

(3) 通风机叶轮各部件的应力主要是由离心力引起的<sup>[7]</sup>。相对叶轮的离心力来说, 通风机的气动力小得多, 对叶轮强度的影响可以忽略<sup>[8]</sup>, 认为气动力对轮毂和叶片无影响;

(4) 叶轮上的零件组焊成为一体, 整个叶轮看作一个材质连续、均匀的整体, 其密度、弹性模量和泊松比相同(分别按 7 850 kg/m<sup>3</sup>、2.06 GPa、0.3<sup>[9]</sup>);

(5) 模型不体现零件上小的倒角和倒圆, 不考虑焊脚高度对结构的影响;

(6) 在图 2 所示叶轮上, 轴盘 13 的右侧有两个为方便拆卸(将叶轮从电动机轴上拉出)而设计的工艺螺纹孔, 其深度和孔径均较小, 在分析中不考虑。

#### 4.2 约束条件与载荷分析

(1) 约束条件。叶轮轴孔与轴的配合采用过渡配合, 普通平键联接, 叶轮轴盘一侧由轴上的台阶定位, 另一侧由固定在轴上的挡板定位, 叶轮在轴上完全固定。因此, 对轴孔和键槽的两个工作面实施全约束<sup>[10]</sup>。

(2) 载荷分析。通过上述假设与简化, 作用在叶轮模型上的载荷有 2 个:

① 叶轮旋转时角速度引起的惯性载荷,角速度  $\omega$  为

$$\omega = \frac{k\pi n}{30} = \frac{1.1 \times 3.1416 \times 2970}{30} = 342.12 \text{ s}^{-1}$$

式中  $n$  为叶轮转速,因叶轮直接安装在电动机轴上,故其转速等于电动机转速  $n=2970 \text{ r/min}$ (YBF250M-2 型防爆电动机额定转速,由配套厂家提供); $k$  为载荷系数,考虑到上述简化,按额定转速的 1.1 倍作为计算转速,取  $k=1.1$ 。

② 叶轮本身质量引起的重力加速度惯性载荷  $g=-9.8 \text{ m/s}^2$ 。

### 4.3 改进前叶轮有限元模型的建立与分析

(1) 叶轮上各零件的材料与主要尺寸。叶片 11 共 13 片,采用 Q235-A 热轧钢板,厚度 5 mm; 轂圈 12 采用 Q235-A 热轧钢板,机械加工后厚度 11.5 mm; 轴盘 13 采用 Q235-A 热轧圆钢,机械加工后内径 56 mm,外径 128 mm; 幅板 14 采用 Q235-A 热轧钢板,厚度 14 mm。这些尺寸是设计人员参照原有中小型同类通风机相关尺寸凭经验确定。

(2) 有限元模型建立。由于叶片为三维圆弧板扭曲,形状不规则,分析时选用了 ANSYS 软件中的 10 节点四面体实体单元 SOLID92<sup>[11-12]</sup>。根据上述结构和载荷的简化,通过智能自由划分方式(网格粗细 5)对整个叶轮建立网格模型,共生成了 1 064 816 个单元和 1 699 853 个节点。

(3) 变形结果。按上述方式约束、加载后求解,得  $X, Y, Z$  方向的最大变形分别为  $U_{x1}=0.184 \text{ mm}$ (位于叶片根部),  $U_{y1}=2.595 \text{ mm}$ (位于叶片顶部),  $U_{z1}=2.624 \text{ mm}$ (位于叶片顶部)。图 6 为叶轮总变形云图,从图 6 可以看出,绝大部分位置的总变形介于 0 ~ 1.995 mm 之间,其最大总变形量  $U_{\text{SUM1}}=2.993 \text{ mm}$ ,位于叶片顶部。

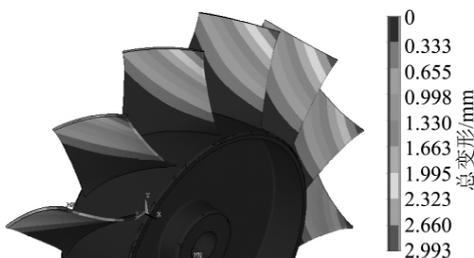


图 6 叶轮的总变形云图

Fig. 6 Nephogram of total impeller deflection

(4) 应力结果。图 7 为叶轮的 Von Mises 应力云图,从图 7 可以看出,绝大部分位置的 Von Mises 应力介于 40 890 Pa ~ 133 MPa 之间,应力集中处最大 Von Mises 应力值  $\sigma_{\text{Max1}}=599 \text{ MPa}$ ,位于叶片根部。

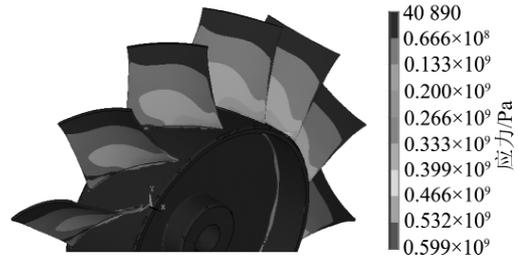


图 7 叶轮的 Von Mises 应力云图

Fig. 7 Von Mises stress nephogram of impeller

### (5) 结果评判。

① 强度评判。从图 7 可以看到,危险截面在叶片根部,其 Von Mises 应力平均值  $\sigma_{\text{eq1}} \approx 180 \text{ MPa}$ ,该截面的安全系数为

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\text{eq1}}} = \frac{235}{180} = 1.3 < 2$$

式中  $\sigma_s$  为材料的屈服强度  $\sigma_s=235 \text{ MPa}$ <sup>[13]</sup>。

因安全系数不能满足大于 2 的要求<sup>[14]</sup>,故叶轮结构的强度不能满足要求。

叶轮结构的应力集中系数为

$$K_{t1} = \frac{\sigma_{\text{Max1}}}{\sigma_{\text{eq1}}} = \frac{599}{180} = 3.33$$

从图 7 还可以看到,虽然叶片根部的强度不能满足强度要求,但轂圈、轴盘、幅板的应力很低(低于 66.6 MPa),说明其强度还有较大的裕量,有减少材料消耗的余地。

② 刚度评判。标准规定叶轮与机壳之间的间隙不得超过叶轮直径的 0.35% (测量在静态时进行,750 mm 叶轮直径时,为 2.625 mm)<sup>[5]</sup>,而叶片顶部在  $Y, Z$  方向的最大变形量分别为 2.595, 2.624 mm,几乎等于允许的叶轮与机壳之间的最大间隙,叶轮与机壳容易发生摩擦,故刚度不能满足要求。

### 4.4 叶片断裂原因分析

叶片材料 Q235 是一种塑性材料,当截面上的应力增加时,在达到屈服强度的地方首先屈服,应力暂时不再增加,所增加的载荷将由同一截面的未屈服部分承担,以致屈服区域不断扩大,从而使应力分布趋于均匀化,只要整个截面上的应力未超过屈服强度,且只承受静载荷,就不会发生破坏。该通风机叶片的危险截面的平均应力(180 MPa)未超过屈服强度(235 MPa),因此,通风机出厂时的试运转和用户使用的初期叶轮未出现问题。但是,使用中的通风机的载荷不可能是纯粹的静载荷(如机体的振动、气流的脉动<sup>[15]</sup>等都会产生动载荷),如果安全系数不能满足要求,就会从危险截面(叶片根部)的应力集中处形成裂纹,并逐步扩展,最终导致叶片断裂。

### 4.5 改进方法及改进后叶轮有限元模型建立与分析

#### (1) 改进方法。

从前面的分析可知,凭经验设计的叶轮结构存在不足之处:一方面,局部地方不能够满足强度和刚度要求;另一方面,大部分地方却还有很大的强度裕量。因此,从减少应力集中和降低叶轮结构的强度裕量出发,对结构进行改进。

在经过优化分析的基础上,对 4.3 节所述叶轮结构上主要尺寸进行调整:

① 在每个叶片 11 背面从根部至 1/3 高度处加焊一块材质与原叶片相同、厚度为 3 mm 的加强钢板 15,如图 8 所示,共增加 13 块;

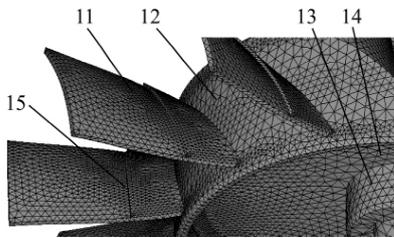


图 8 改进后的叶轮网格

Fig. 8 Mesh plots of impeller after improvement

② 毅圈 12 的厚度从 11.5 mm 减少到 9.0 mm (外径不变,内径从 411 mm 增加到 416 mm);

③ 轴盘 13 的内径不变,外径从 128 mm 减少到 108 mm;

④ 辐板 14 的厚度从 14 mm 降到 8 mm。

#### (2) 建模与网格划分。

根据改进后的参数与结构重新进行建模、划分网格、求解,方法同前,图 8 为改进后的叶轮网格图。

#### (3) 改进结果。

① 改进后, X, Y, Z 方向的最大变形分别为  $U_{x2} = 0.0939$  mm (位于叶片根部),  $U_{y2} = 1.443$  mm (位于叶片顶部),  $U_{z2} = 1.466$  mm (位于叶片顶部),图 9 为叶轮总变形云图。从图 9 可以看出,绝大部分位置的变形介于 0 ~ 1.093 mm 之间,其最大变形量  $U_{SUM2} = 1.639$  mm,位于叶片顶部。

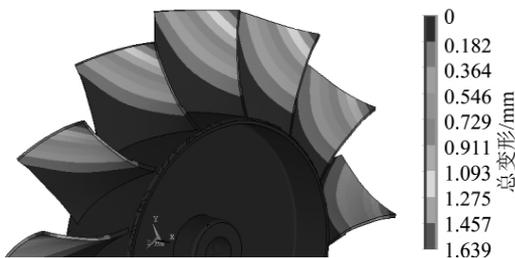


图 9 改进后的叶轮总变形云图

Fig. 9 Nephogram of total impeller deflection after improvement

叶片顶部在 Y, Z 方向的最大变形量分别为 1.443, 1.466 mm,均未超过叶轮直径的 0.35% (750 mm 叶轮直径时,为 2.625 mm),叶片与机壳之间的间隙符合标准<sup>[5]</sup>,故刚度能够满足要求。

② 改进后,叶轮结构的 Von Mises 应力云图如图 10 所示。从图 10 可以看出,绝大部分位置的应力介于 22.5 ~ 135 MPa,应力集中处最大的 Von Mises 应力值  $\sigma_{Max2} = 202$  MPa,位于叶片根部。危险截面的 Von Mises 应力平均值  $\sigma_{eq2} \approx 90$  MPa,该截面的安全系数为

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{eq2}} = \frac{235}{90} = 2.6 > 2$$

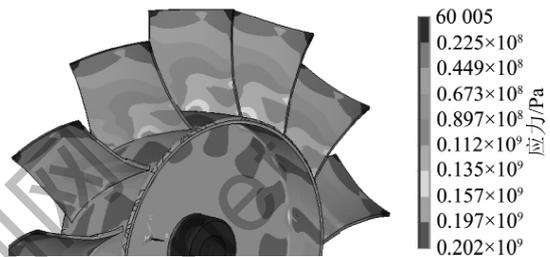


图 10 改进后叶轮的 Von Mises 应力云图

Fig. 10 Von Mises stress nephogram of impeller after improvement

安全系数满足大于 2 的要求<sup>[14]</sup>,故叶轮结构的强度满足要求。

叶轮结构的应力集中系数为

$$K_{t2} = \frac{\sigma_{Max2}}{\sigma_{eq2}} = \frac{202}{90} = 2.24$$

③ 计算结果显示,改进前叶轮分析模型的总质量为 53.607 kg,改进后分析模型的总质量为 42.452 kg。

#### (4) 改进结果评判。

① 降低了叶轮分析模型的质量,降低幅度为 20.8%;

② 叶轮的应力状态得到改善,最大 Von Mises 应力从 599 MPa 下降到 202 MPa,应力集中系数从 3.33 下降到 2.24;

③ 叶轮的总变形减小,最大总变形从 2.701 mm 下降到 1.639 mm。

### 4.6 改进后的测试结果

为检验分析、计算的可靠性与实用性,按改进后的叶轮尺寸试制了两台样机,并进行了测试,测试装置与测试方法同前。改进后的性能曲线如图 4.5 所示,其他主要试验数据见表 1。

从表 1 可以看出,改进后整机总质量降低 1.1%,比 A 声级噪声降低 2.31 dB,振动速度有效值降低 1.5 mm/s,全压效率略有提高,稳定运行区域更

广。改进后的主要性能参数除最高全压、最高静压略有降低外,其他参数均优于改进前。改进后的样机经过 7 个月的现场应用,没有出现任何故障。表明研制的 FBD 型矿用对旋轴流式局部通风机经过改进后,气动性能良好,运行安全可靠。

## 5 结 论

(1) 采用局部加大叶片根部厚度的办法,解决了高速、大机号通风机圆弧板叶片易断裂的问题。

(2) 分析结果、样机试验及现场应用充分表明,研制的矿用大机号对旋式局部通风机结构合理,对该型通风机的设计计算、分析方法是可行的。经过改进后的 FBD 型矿用大机号圆弧板叶型对旋式局部通风机气动性能先进,运行安全可靠。

(3) 对旋式局部通风机的基本结构、工作原理相似,该机的研制成功对今后大型对旋式局部通风机的进一步研究提供了参考。

## 参考文献:

- [1] 潘地林,陈燎原. 矿井局部通风机空气动力性能的对比分析[J]. 流体机械, 2011(2): 44-46, 57.  
Pan Dilin, Chen Liaoyuan. Analysis of aerodynamics performances of local fans for mining[J]. Fluid Machinery, 2011(2): 44-46, 57.
- [2] 贺秋冬,苏莫明. 矿用弯掠组合正交叶片对旋式局部通风机的研制[J]. 矿山机械, 2004(8): 6-7.  
He Qiudong, Su Moming. Development on mine-used contrarotating local ventilator with bending and twisting orthogonal vane[J]. Mining & Processing Equipment, 2004(8): 6-7.
- [3] 陈 鱼,王晓林,袁小平. 矿用对旋式轴流局部通风机噪声特性实验研究[J]. 噪声与振动控制, 2010(5): 121-124.  
Chen Yu, Wang Xiaolin, Yuan Xiaoping. Experimental study on the noise characteristics of local contra-rotating axial fan used in mines[J]. Noise and Vibration Control, 2010(5): 121-124.
- [4] Fridman, Tzvika, Rubin, et al. A generic-silenced axial fan based on a dual ANC system[J]. Noise Control Engineering Journal, 2009(4): 327-334.
- [5] MT 222—2007 煤矿用局部通风机 技术条件[S].
- [6] 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): 178-182.  
He Qiudong. Finite element analysis of cabinet of contrarotating axial fan for mine ventilation[J]. Journal of China Coal Society, 2005, 30(3): 178-182.
- [7] Bhope D V, Padole P M. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller[J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39: 1257-1271.
- [8] 蔡兆麟, 韩海燕, 彭 鑫. 旋转叶轮三维应力分布及其改善措施[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2003, 31(12): 81-83.  
Cai Zhaolin, Han Haiyan, Peng Xin. 3-D stress distribution of rotate impeller and its improvement[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology( Natural Science Edition), 2003, 31(12): 81-83.
- [9] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 1-7.
- [10] 郑小波, 罗兴铸, 郭鹏程, 等. 基于有限元的轴流式水轮机转轮体刚度分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 215-218.  
Zheng Xiaobo, Luo Xingqi, Guo Pengcheng, et al. Rigidity/strength analysis of the axial flow runner hub based on fem[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 215-218.
- [11] 刘 伟, 高维成, 于广滨. ANSYS 12.0 宝典[M]. 北京: 电子工业出版社, 2010: 95-96.
- [12] 贺秋冬, 李丽君. 矿用对旋轴流式主通风机叶轮有限元分析[J]. 机械强度, 2007, 29(1): 170-174.  
He Qiudong, Li Lijun. Analyses on finite element method of impeller of contrarotating axial fan for mine ventilation[J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(1): 170-174.
- [13] GB/T 700—2006 碳素结构钢[S].
- [14] 机械工程师手册编辑委员会. 机械工程师手册(第二册). 第 2 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 128-129.
- [15] 陈庆光, 王维斌, 张永超, 等. 对旋式通风机压力脉动特性的数值研究[J]. 空气动力学学报, 2011, 29(2): 182-188.  
Chen Qingguang, Wang Weibin, Zhang Yongchao, et al. Numerical study on pressure fluctuation in counter-rotating axial fan[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2011, 29(2): 182-188.