

# 对旋轴流风机与单级轴流风机性能对比

李茂源, 王宏光

上海理工大学, 上海

Email: 2385755671@qq.com, 1352048859@qq.com

收稿日期: 2021年7月12日; 录用日期: 2021年7月30日; 发布日期: 2021年8月6日

## 摘要

本文依据FBD-NO7.5-2×55KW型对旋轴流风机的设计参数, 分别设计出单级轴流风机与对旋轴流风机。对两种风机分别进行数值模拟, 得到两种风机的正风以及反风流动性能。两种风机在相同流量工况下正风运行时, 对旋轴流风机的全压总是高于单级轴流风机, 并且对旋轴流风机高效率运行的流量区间也更广。两种风机反风运行时全压和效率均会严重下降, 单级轴流风机的反风全压和效率优于对旋轴流风机。通过对两种风机正风运行时的噪声特性进行分析, 对旋轴流风机的平均声压级要高于单级轴流风机, 且对旋轴流风机具有明显的离散噪声特性。

## 关键词

轴流风机, 流动性能, 噪声特性

# Performance Comparison of Counter Rotating Axial Fan and Single Stage Axial Fan

Maoyuan Li, Hongguang Wang

University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Email: 2385755671@qq.com, 1352048859@qq.com

Received: Jul. 12<sup>th</sup>, 2021; accepted: Jul. 30<sup>th</sup>, 2021; published: Aug. 6<sup>th</sup>, 2021

## Abstract

Based on the design parameters of model FBD-NO7.5-2×55KW counter rotating axial flow fan, single-stage axial flow fan and counter rotating axial flow fan are designed respectively. The numerical simulation of the two kinds of fans was carried out to obtain the positive and negative flow

performance of the two kinds of fans. Under the same flow condition, the total pressure of counter rotating axial fan is always higher than that of single-stage axial fan, and the flow range of counter rotating axial fan is wider. The total pressure and efficiency of single-stage axial-flow fan will decrease seriously when the two kinds of fans are in reverse operation. The total reverse pressure and efficiency of single-stage axial flow fan are better than those of counter rotating axial flow fan. Through the analysis of the noise characteristics of the two kinds of fans in positive air operation, the average sound pressure level of the counter rotating axial flow fan is higher than that of the single-stage axial flow fan, and the counter rotating axial flow fan has obvious discrete noise characteristics.

## Keywords

Axial Flow Fan, Flow Performance, Noise Characteristics

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

对旋轴流风机在矿山局扇等场合得到广泛应用, 相关的研究成果较多。文献[1] [2]对如何设计对旋轴流风机进行了研究, 结论指出采用等环量的设计方法较为合理, 两级叶轮叶片间的轴向间隙取为 0.5 倍的一级叶片弦长可以使进入第二级的气流更加平稳, 第一级叶片安装角可以稍大, 第二级叶片安装角不可过大, 防止气流分离严重。文献[3]设计了一种对旋轴流风机, 并改变其轴向间距, 得出轴向间距对对旋风机的性能影响有限。文献[4]设计了一种对旋轴流风扇并计算其正风流动性能, 并选择一种有同样外形尺寸叶片的带后导叶的单动叶轮轴流风机进行对比, 结果表明无论是总压还是静压都显示对旋轴流风机要比后者高几乎两倍。盛建红等提出了对轴流式风机反风的数值仿真模拟, 选用 K40-4-15 型轴流风机作为研究对象, 重点研究了轴流式风机的反风性能以及叶片安装角、叶型拱度和转速对其反风量的影响。结论中指出随着转速增加正转和反转时风机风压和风量都逐渐增大, 但是反风率并不是一直随转速增大而提高, 当超过某个转速值后反风率下降[5]。文献[6]利用理论公式推导的方法提出矿井轴流通风机反风时, 在相同流量下, 反转压力损失之所以比正转时大得多, 主要是反转时的入口冲角比正转时大, 导致分离严重, 反风量降低。文献[7]采用数值计算方法指出 FBDCZ-NO.16 型对旋轴流风机, 直接将叶片反转来反风运行时, 相较于正风运行, 全压效率会严重下降, 但是反风运行工况点的反风量均在 65% 以上。若需提高对旋轴流风机反风时的全压效率可以选择用其它方式实现反风, 或采用可逆式方法设计叶片。文献[8]采用数值计算方法指出轴流通风机正转时, 随叶型拱度的增大, 风量明显增大; 通风机反转时, 实际反风量随叶型拱度增大而减小, 导致反风率急速下降。叶型拱度对轴流式通风机的反风率影响非常显著。文献[9]通过 Fluent 软件研究矿用对旋风机在不同工况和不同穿孔孔径下的流场特性, 同时分析了各噪声观测点的频域以及声压级分布情况, 寻求风机降噪方法。文献[10]计算研究 3 种叶形对旋风机正反风性能, 设计工况噪声声压及其频谱特征, 发现双钝头叶型比原始 C-4 叶型平均总声压值有所减小。

上述研究局限于仅对单级轴流风机与对旋轴流风机的一种进行性能研究, 或者只研究两者在正风流动方面的差异, 并未进行两种风机的反风与噪声特性比较。本文设计了参数相同的单级轴流风机与对旋轴流风机, 采用数值计算方法, 对比研究二者之间的流动与噪声特性。

## 2. 数值建模分析

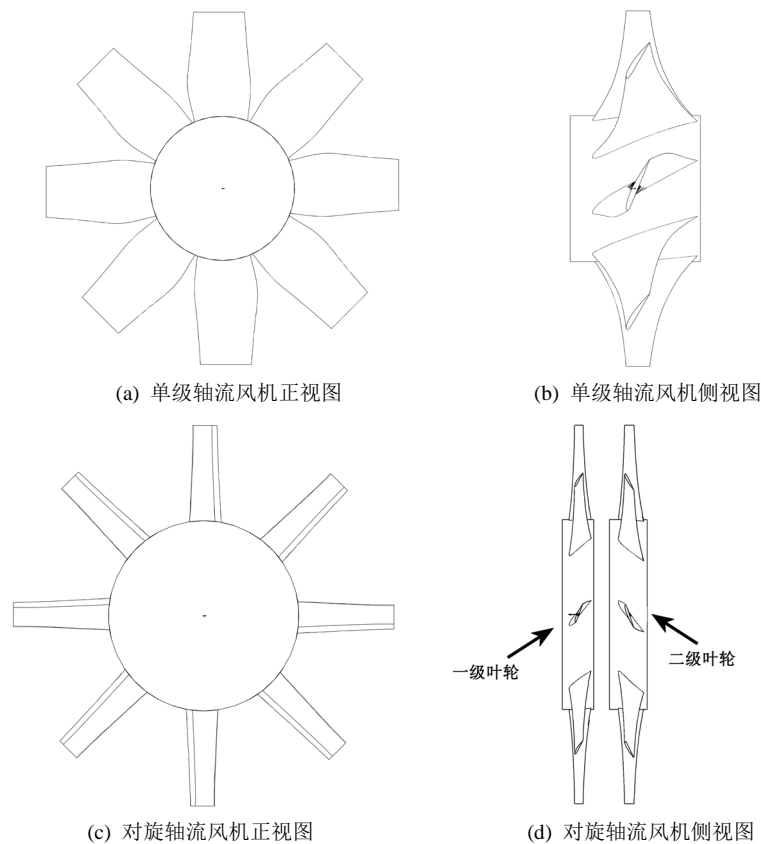
### 2.1. 计算模型

本文以 FBD-NO7.5-2×55KW 型对旋轴流风机的设计参数为依据, 自行分别设计单级普通轴流风机与对旋轴流风机并进行性能研究。设计单级轴流风机时选择 Clark y 翼型采用孤立翼型法进行等环量设计, 对旋轴流风机设计时假定每级叶片的压升相同, 选择 Clark y 翼型并参照文献[1] [2] [3] [11]中的方法进行设计。设计参数如表 1 所示, 风机模型如图 1 所示:

**Table 1.** Fan design parameters

**表 1.** 风机设计参数

风机类型	设计流量 $\text{m}^3/\text{s}$	设计全压 Pa	设计转速 rpm	叶轮外径 m
单级轴流	30	2000	2000	1.1
对旋轴流	30	2000	2000	1.2



**Figure 1.** Schematic diagram of fan model

**图 1.** 风机模型示意图

### 2.2. 网格划分

单级轴流风机计算区域划分为进风管、风机、出风管三部分; 对旋轴流风机计算区域分为进风管、一级风机、二级风机、出风管四部分。两模型的进风管、出风管部分均采用结构化网格进行划分, 风机部分均采用非结构化网格部分。网格划分情况如图 2 所示。

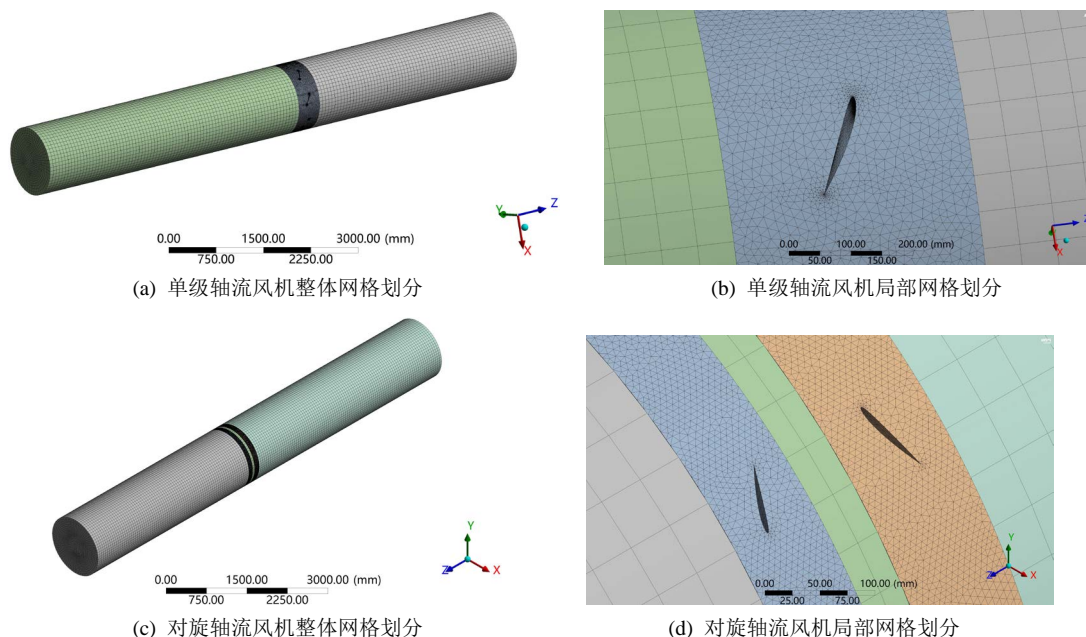


Figure 2. Grid diagram  
图 2. 风机模型示意图

分别对两个模型进行网格无关性验证, 验证结果如表 2 所示。

Table 2. Gridding data  
表 2. 网格划分数据

风机类别	网格数量	进口流量	全压效率
单级轴流风机	2,032,034	30 m <sup>3</sup> /s	0.704609
	3,205,764	30 m <sup>3</sup> /s	0.704782
	4,425,595	30 m <sup>3</sup> /s	0.704231
	9,344,198	30 m <sup>3</sup> /s	0.704562
对旋轴流风机	3,956,213	30 m <sup>3</sup> /s	0.688364
	5,878,229	30 m <sup>3</sup> /s	0.695732
	7,406,882	30 m <sup>3</sup> /s	0.692254
	11,037,621	30 m <sup>3</sup> /s	0.695707

通过表 2 中的数据可以发现, 单机轴流风机的全压效率在网格数量达到 200 万时继续加密几乎不再变化; 对旋轴流风机的全压效率在网格数量达到 580 万时继续加密几乎不再波动。所以最终选用单级轴流风机网格为 442 万, 对旋轴流风机网格为 587 万。

### 2.3. 边界条件

关于风机流动性能的计算采用定常计算方法, 湍流模型选择 k-e。针对两个风机模型, 当风机正转时定义进风管进口界面作为整个计算域的进口, 出风管的出口界面定义为整个计算域的出口; 反转时将进出口进行对换。进口边界条件给定为运行工况点的质量流量, 出口边界条件设定为自由流动。动静区域

的交界面设置为 interface, 残差收敛标准为  $10^{-5}$ 。监测进出口总压以及风机叶片的扭矩。

### 3. 两种风机流动性能比较

#### 3.1. 两种风机的正风性能比较

设置单级轴流风机转速为 2000 rpm, 分别选取设计流量的 30%、50%、70%、80%、90%、100%、110%、130% 作为单级轴流风机正风性能曲线的计算工况点, 分别读取模型进出口的面积平均总压相减得到风机全压, 由全压与流量的乘积得到有效功率, 读取叶片绕旋转轴的扭矩计算得到轴功率。

设定对旋轴流风机一、二级风机转速均为 2000 rpm, 由于对旋轴流风机两叶片间的流动情况较为复杂, 所以计算时选取的工况点较多, 从设计流量的 20% 开始依次递加 10% 的设计流量, 直到设计流量的 150%。根据仿真结果得出的风机正风性能曲线如图 3 所示。

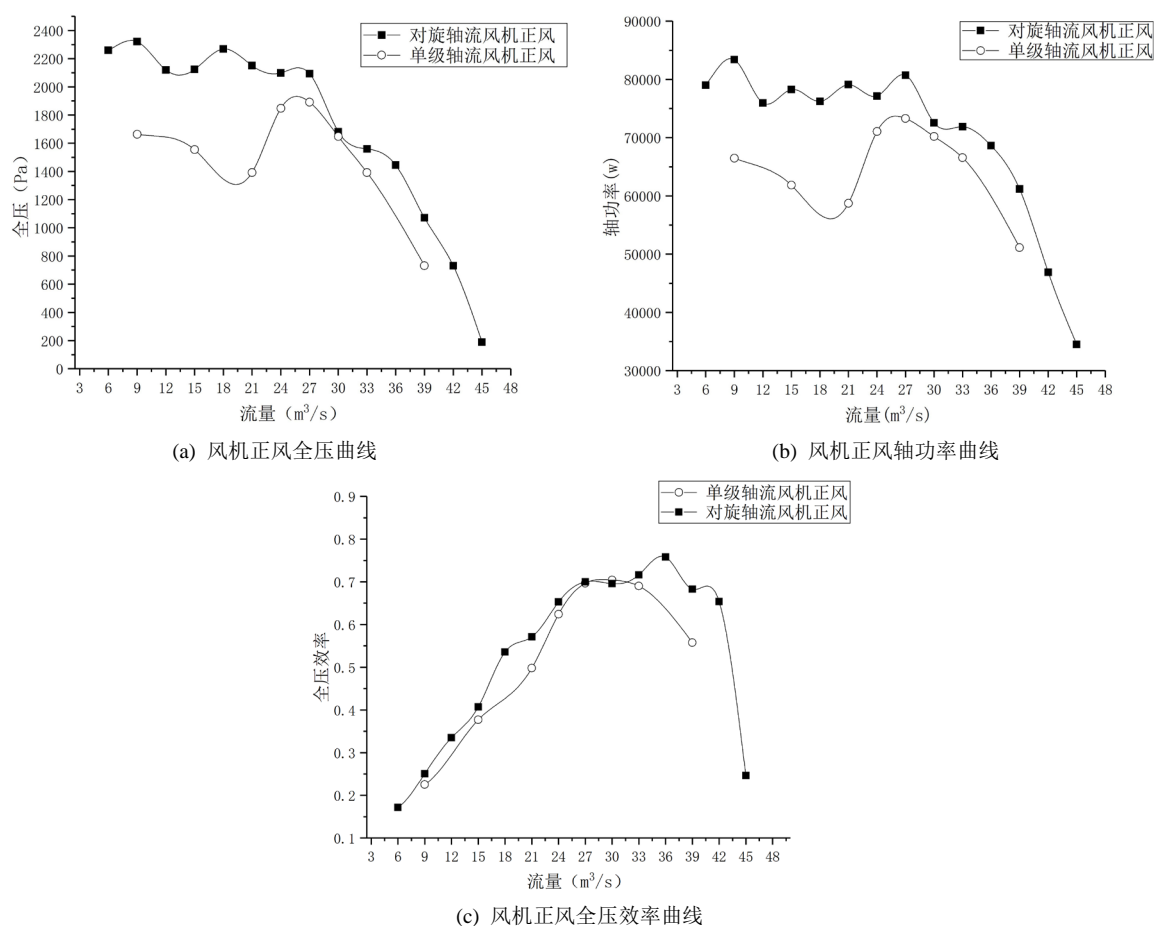


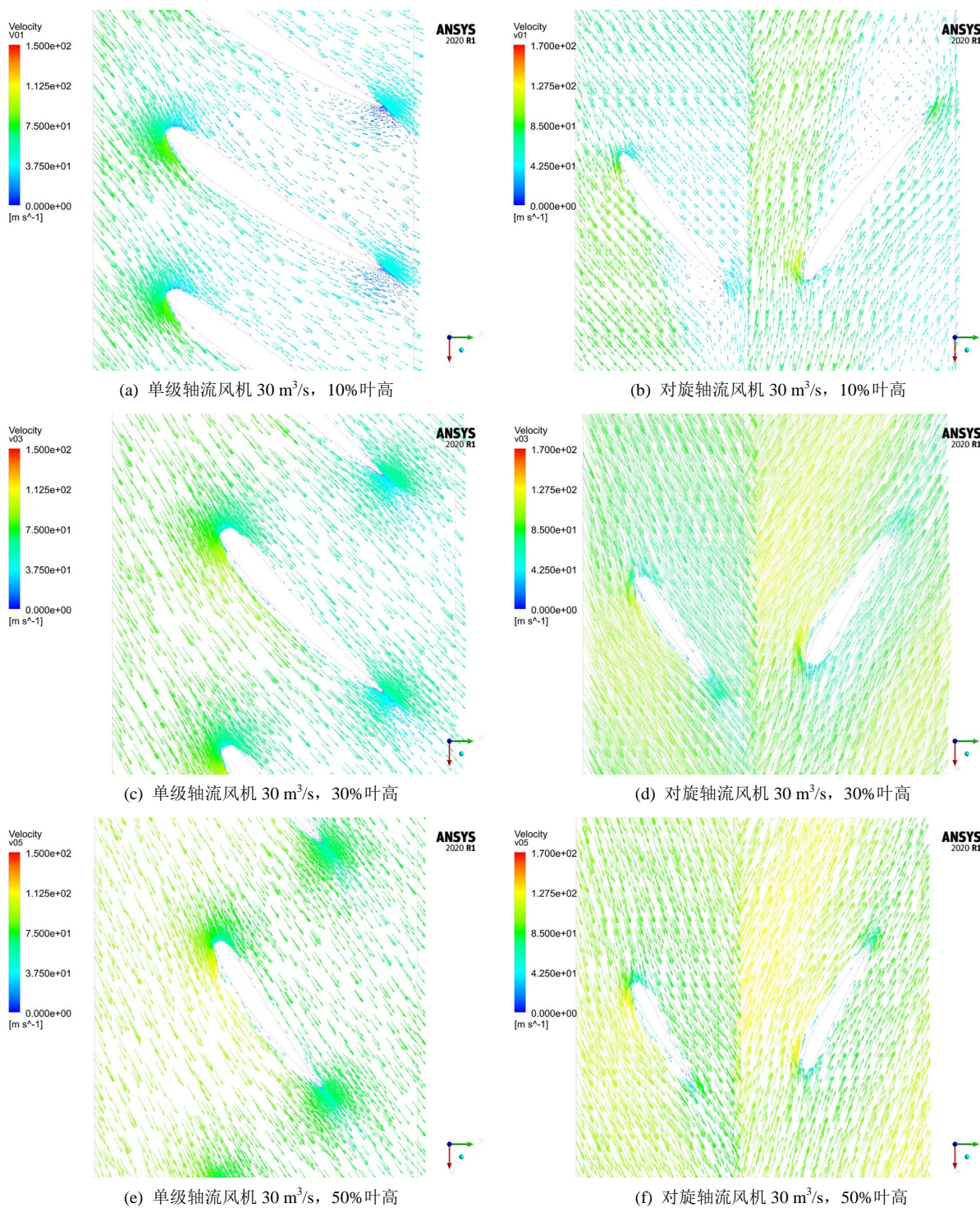
Figure 3. Positive air performance curve of fan  
图 3. 风机正风性能曲线图

对比两风机的正风流量全压曲线, 在相同流量工况下, 对旋轴流风机的全压均大于单级轴流风机的全压, 对旋轴流风机全压没有明显的驼峰, 稳定工作范围更宽。观察两种轴流风机的正风轴功率曲线得到相同工况流量下, 单级轴流风机的正风轴功率小于对旋轴流风机正风轴功率。单级轴流风机的最高效率为 70.4%, 对应流量为  $30 \text{ m}^3/\text{s}$ ; 对旋轴流风机的最高效率为 75.8%, 对应流量为  $36 \text{ m}^3/\text{s}$ 。通过单级轴流风机的流量效率曲线与对旋轴流风机的流量效率曲线对比可以发现, 单级轴流风机效率大于 65% 的流



量范围在  $27 \text{ m}^3/\text{s}$  至  $33 \text{ m}^3/\text{s}$ , 对旋轴流风机效率大于  $65\%$  的工况范围在  $27 \text{ m}^3/\text{s}$  至  $42 \text{ m}^3/\text{s}$ 。即对旋轴流风机可以在比单级轴流风机更宽的流量范围内高效运行。

分别选取叶片的不同截面位置分析风机的正风流动性能, 流场变化如图 4 所示。观察图 4 发现两种风机在设计工况下, 仅在  $10\%$  叶高位置出现了流动分离现象, 其它叶高位置均未出现流动分离。由此说明风机设计是合理的。





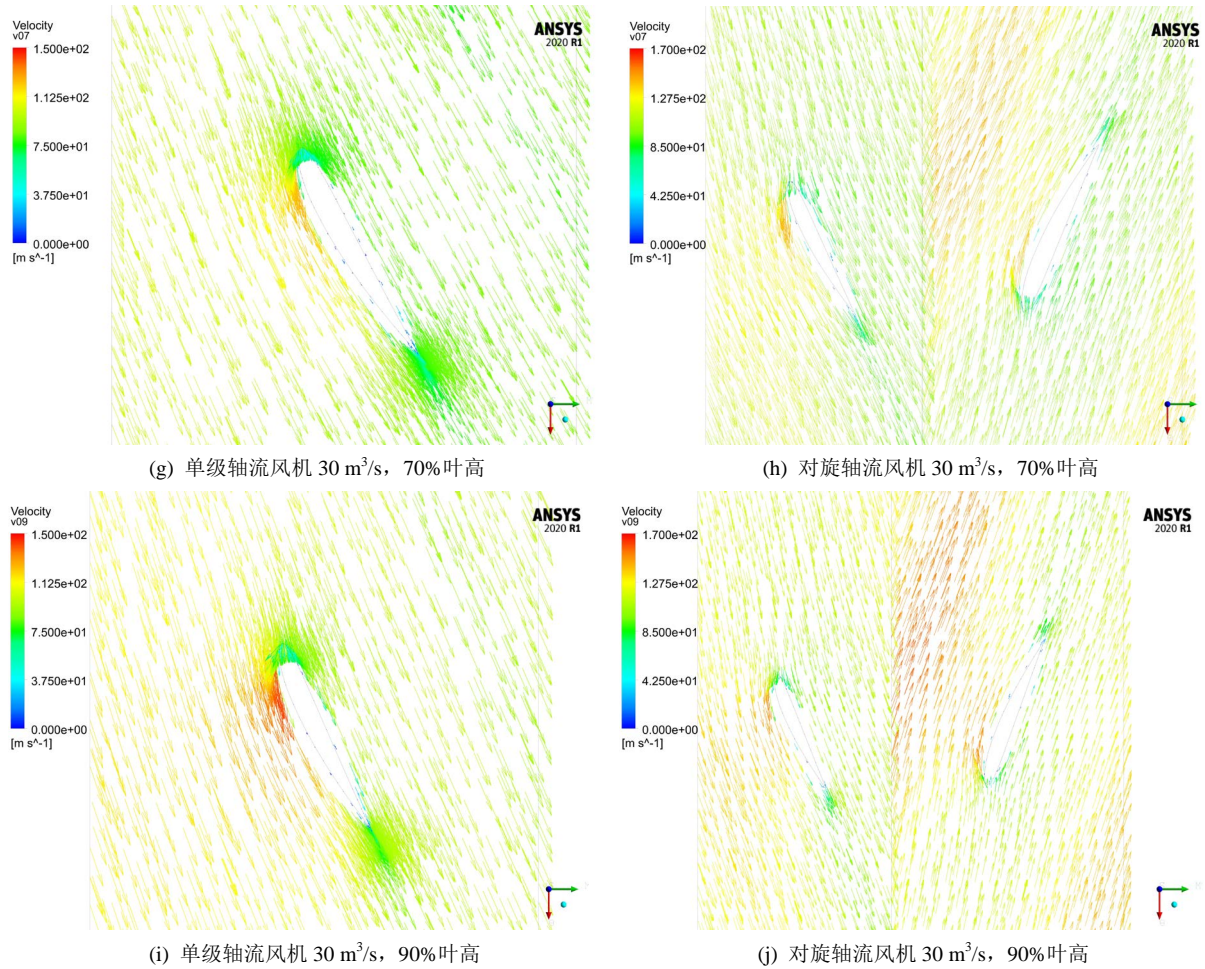
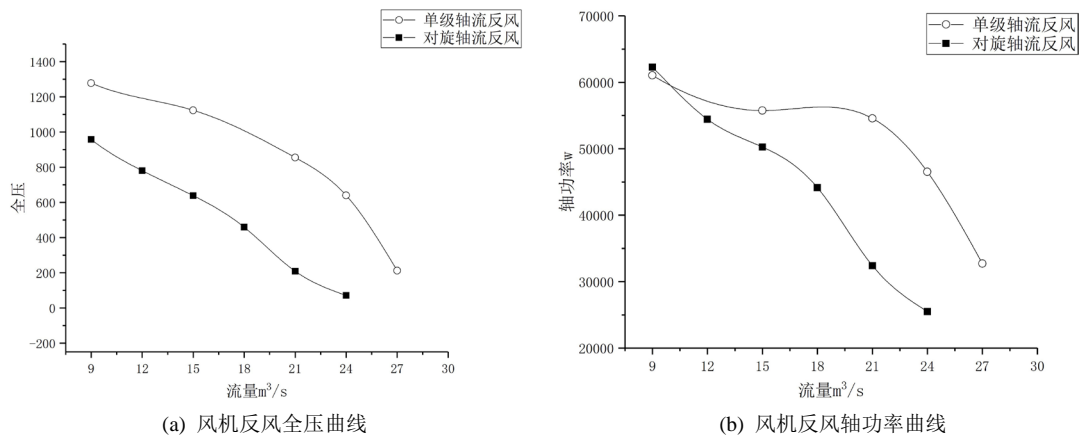
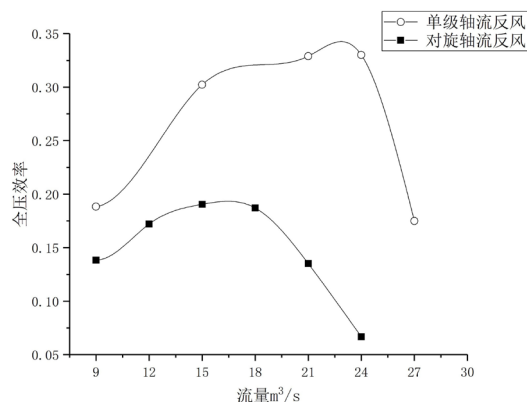


Figure 4. Forward rotation flow field diagram of fan under design condition  
图 4. 设计工况下风机正转流场图

### 3.2. 两种风机的反风性能比较

保持转速大小不变, 叶轮旋转方向变为正风时的相反方向。选取设计流量的 30%、50%、70%、80%、90% 作为单级轴流风机反风性能曲线的计算工况点, 选取设计流量的 30%、40%、50%、60%、70%、80% 作为对旋轴流风机反风性能曲线的计算工况点, 得到结果如图 5 所示。



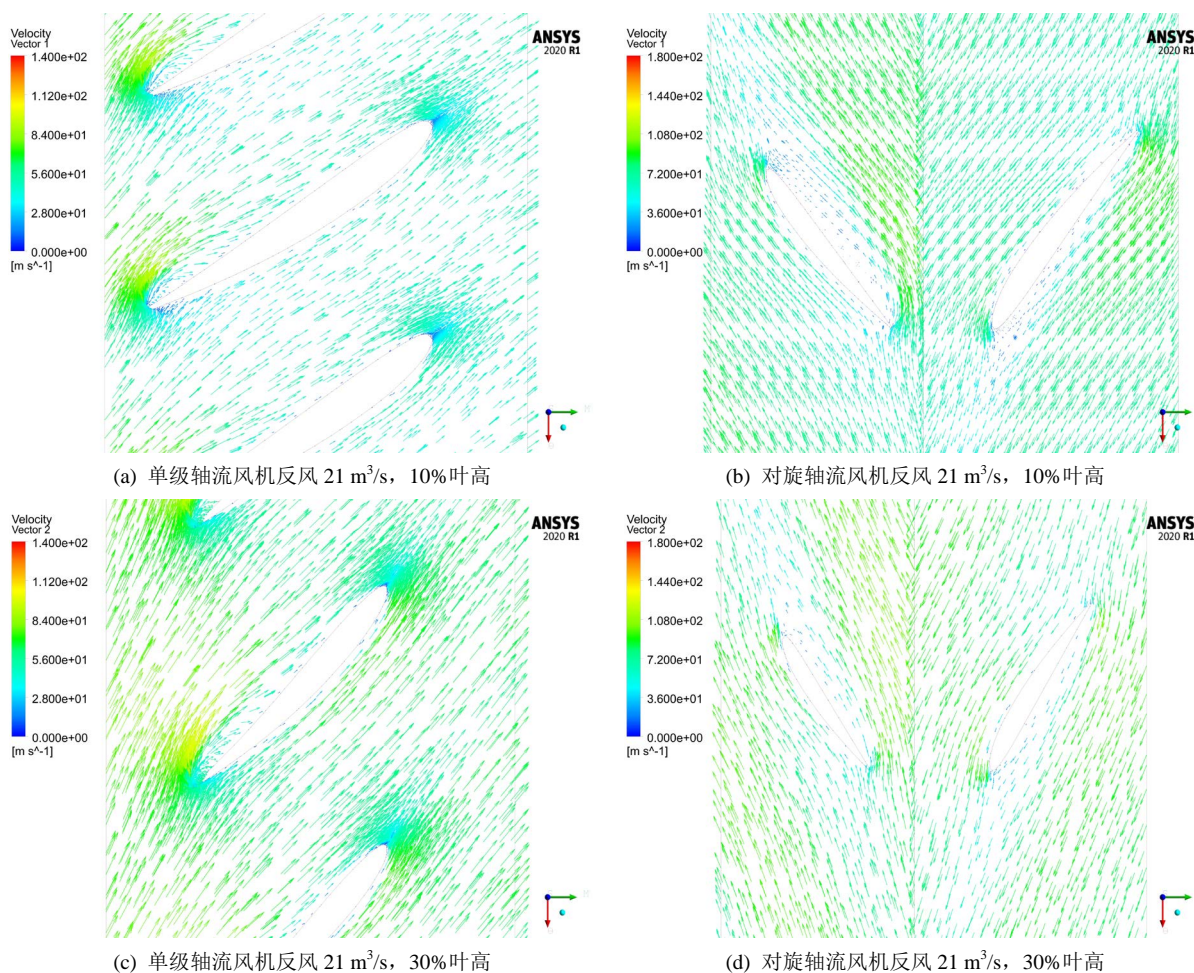


(c) 风机反风全压效率曲线

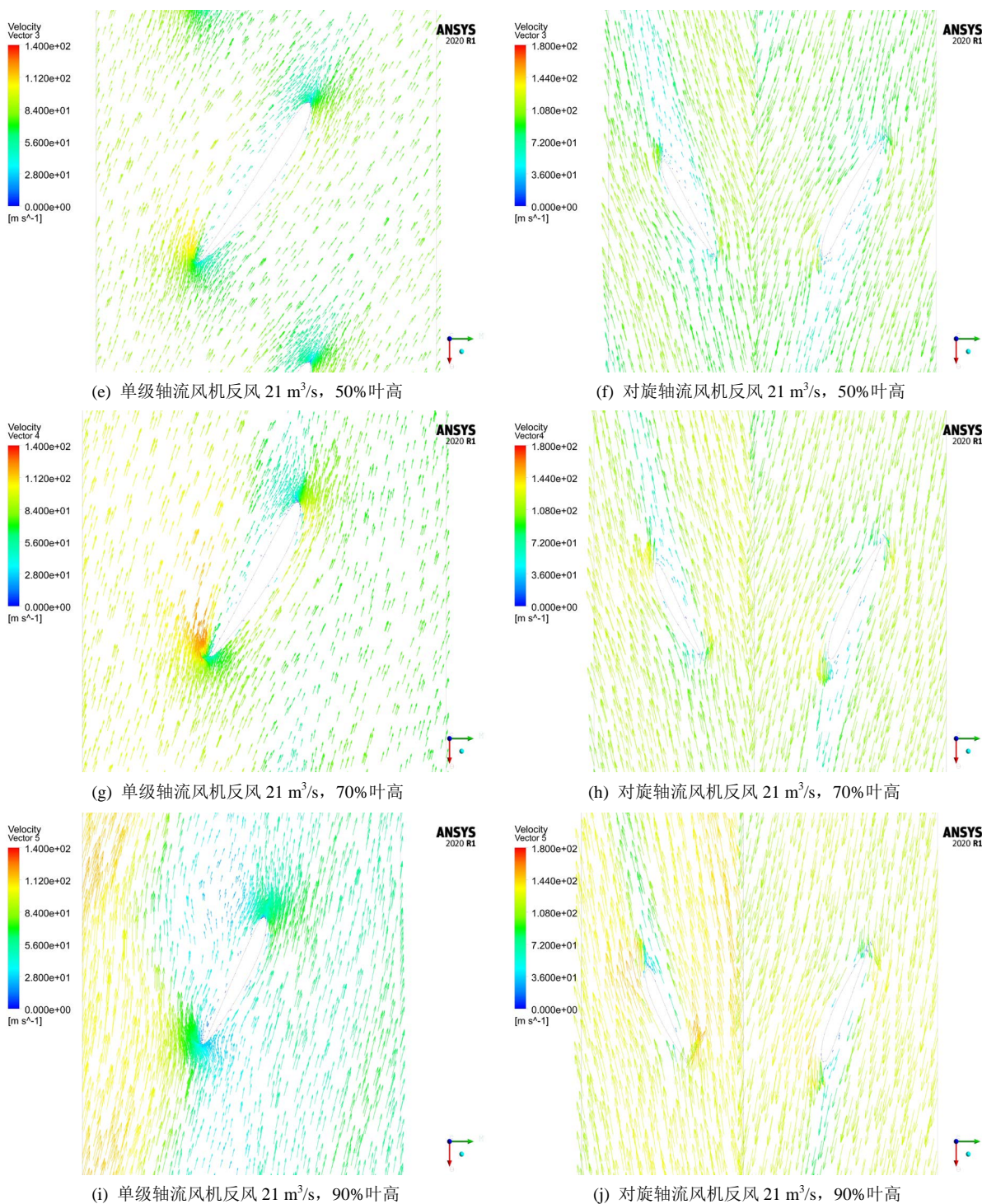
**Figure 5.** Fan reversing performance curve**图 5.** 风机反风性能曲线

从图 5 可以发现两种风机保持转速大小不变, 反风运行时, 相同的流量工况下, 单级轴流风机的反风全压以及全压效率均高于对旋轴流风机。且两种风机的反风全压效率均不超过 35%, 处于较低水平。

图 6 是反风运行时的各截面流场, 通过风机反风流场图可以发现, 不论是单级轴流风机还是对旋轴流风机在不同的叶高截面均会出现一定的气流分离现象, 气流的分离导致了反风时风机效率的严重下降。

(a) 单级轴流风机反风  $21 m^3/s$ , 10% 叶高(b) 对旋轴流风机反风  $21 m^3/s$ , 10% 叶高(c) 单级轴流风机反风  $21 m^3/s$ , 30% 叶高(d) 对旋轴流风机反风  $21 m^3/s$ , 30% 叶高





**Figure 6.** Fan reverse flow field diagram  
**图 6.** 风机反风流场图

#### 4. 两种风机的噪声特性比较

通过 Fluent 软件提供的 FW-H 噪声模型可以定量分析风机的气动噪声性能。选定风机设计工况点进行模拟, 在进行气动噪声求解前, 需要对风机流场进行非定常模拟, 采用 SAS 模型, 得到压力、速度等

相关参数与时间的变化关系。然后激活 FW-H 模型, 将叶片设置为噪声源, 设置监测点。风机的旋转周期为 0.03 s, 每个时间步长为 0.00025 s, 每个步长最大迭代次数为 10 次, 计算 600 步。然后开始气动噪声模拟计算。对计算结果进行傅里叶变换即可得到声压和功率谱与频率的关系。

#### 4.1. 噪声检测点位置

两种风机的噪声监测点均设置在与风机轴向垂直, 且距离叶轮边缘 0.5 m 与 1 m 的平面上。Y 坐标方向为径向, Z 坐标方向为轴向。每个平面上的检测点仅 Y 坐标变化, 分别在叶根高度(a)、叶中高度(b)、叶顶高度(c)处设置监测点。如图 7 所示。

如图 7 所示 H1、H3 长度为 0.5 m, H2、H4 长度为 1 m。

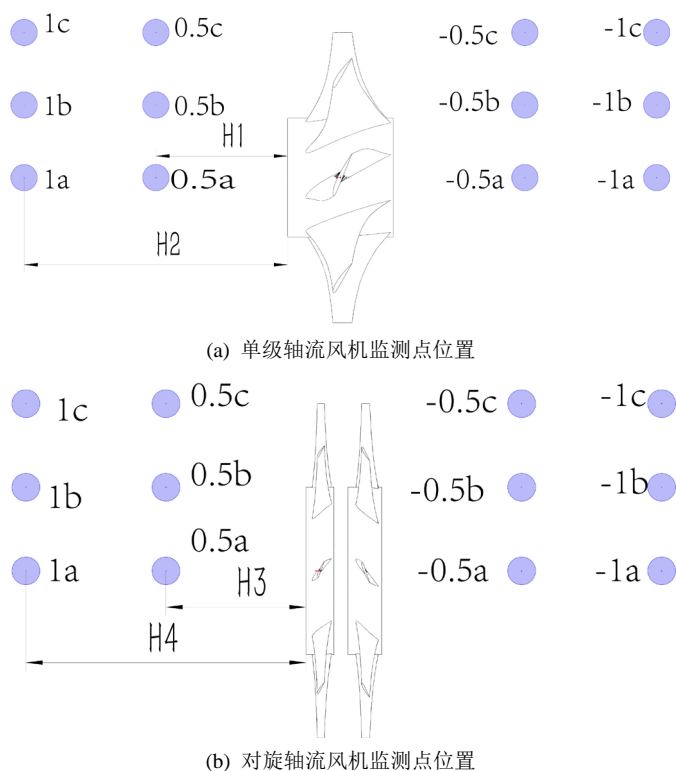


Figure 7. Fan noise monitoring points  
图 7. 风机噪声监测点

#### 4.2. 噪声监测点的总声压

单级轴流风机与对旋轴流风机在进出口各噪声监控点处的声压级分别见表 3、表 4。

Table 3. Sound pressure at monitoring point of single stage axial flow fan  
表 3. 单级轴流风机监测点声压级

监测点	0.5a	0.5b	0.5c	1a	1b	1c
声压级/dB	127.476	125.16	121.293	118.493	116.974	114.791
监测点	-0.5a	-0.5b	-0.5c	-1a	-1b	-1c
声压级/dB	123.692	122.257	119.824	117.97	116.772	114.971

**Table 4.** Sound pressure at monitoring point of counterrotating axial flow fan  
**表 4.** 对旋轴流风机监测点声压级

监测点	0.5a	0.5b	0.5c	1a	1b	1c
声压级/dB	129.21	126.919	124.291	126.414	124.919	123.402
监测点	-0.5a	-0.5b	-0.5c	-1a	-1b	-1c
声压级/dB	130.158	128.189	124.94	127.701	126.102	123.73

可以看到单级轴流风机在设计工况下, 相同的距离处, 风机进口的监测点声压级均高于风机出口的监测点声压级。距离风机 0.5 m 处的声压级均高于 1 m 处声压级, 且距离风机 0.5 m 处的噪声声压级梯度大于 1 m 位置处梯度。在 Z 坐标相同时, 距离管壁越近的监测点噪声越小, 管道中心处的噪声最大。且 Z 坐标相同时, 进口 0.5 m 处中心声压级比边缘声压级高 6.183 dB; 进口 1 m 处中心声压级比边缘声压级高 3.702 dB。出口 0.5 m 处中心声压级比边缘声压级高 3.868 dB; 出口 1 m 处中心声压级比边缘声压级高 2.999 dB。所有监测点中 0.5a 监测点的声压级最大。单级轴流风机的噪声平均值为 119.973 dB。

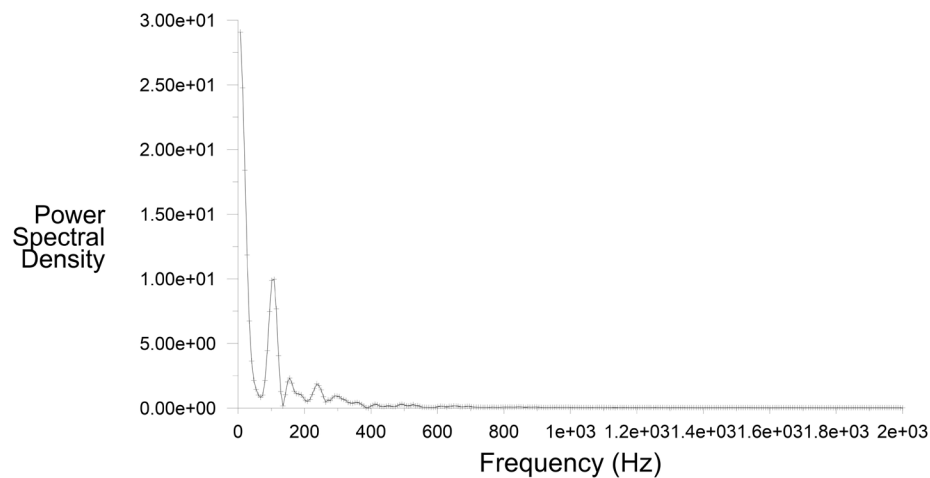
对旋轴流风机在设计工况下, 相同的距离处, 风机出口的监测点声压级均高于风机进口的监测点声压级, 这与单级轴流风机的情况相反。在 Z 坐标相同时, 距离管壁越近的监测点噪声越小, 管道中心处的噪声最大, 与单级轴流风机呈现的规律一致。Z 坐标相同时, 进口 0.5 m 处中心声压级比边缘声压级高 4.919 dB; 进口 1 m 处中心声压级比边缘声压级高 3.012 dB。出口 0.5 m 处中心声压级比边缘声压级高 5.218 dB; 出口 1 m 处中心声压级比边缘声压级高 3.971 dB。对旋轴流风机所有监测点中-0.5a 监测点的声压级最大。在设计工况下, 对旋轴流风机产生的最高声压级比单级轴流风机高 2.682 dB。对旋轴流风机的噪声平均值为 126.331 dB。对旋轴流风机的噪声平均值比单级轴流风机噪声平均值高出 6.358 dB。

### 4.3. 噪声监测点频谱分析

由风机气动噪声理论可知, 离散噪声主要由动叶旋转与空气产生周期性扰动产生; 宽频噪声主要由叶尖涡流和叶片尾迹漩涡脱离、湍流边界层、不均匀来流等因素导致的随机脉动而引起。

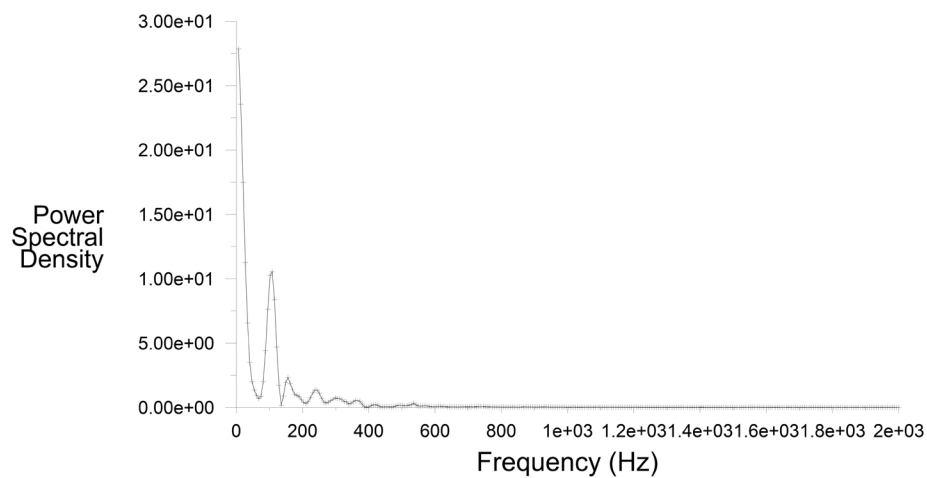
单级轴流风机和对旋轴流风机的一级、二级叶轮通过频率均为 266.667 Hz, 对旋轴流风机总的通过频率为 533.33 Hz。

由图 8 可以看出单级轴流风机的离散噪声特征不明显, 在通过频率附近稍有波动, 但是波动幅度有限。说明单级轴流风机正转时噪声主要为宽频噪声。

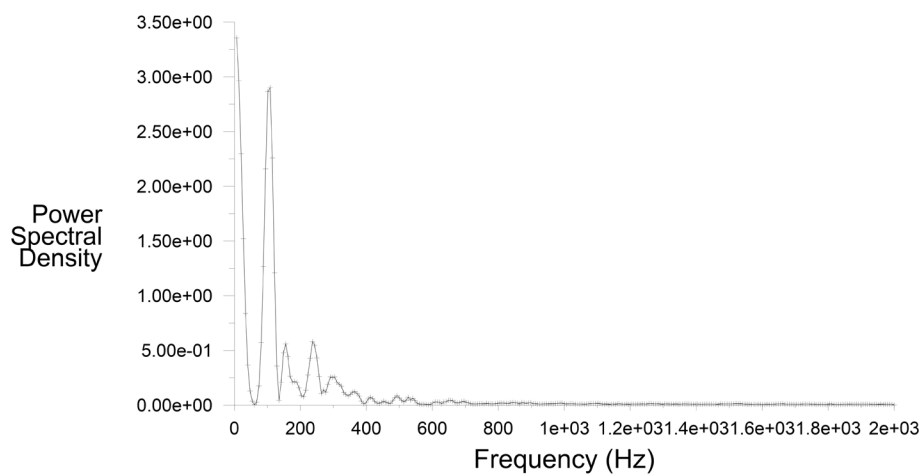


(a) 单级轴流风机监测点 0.5a

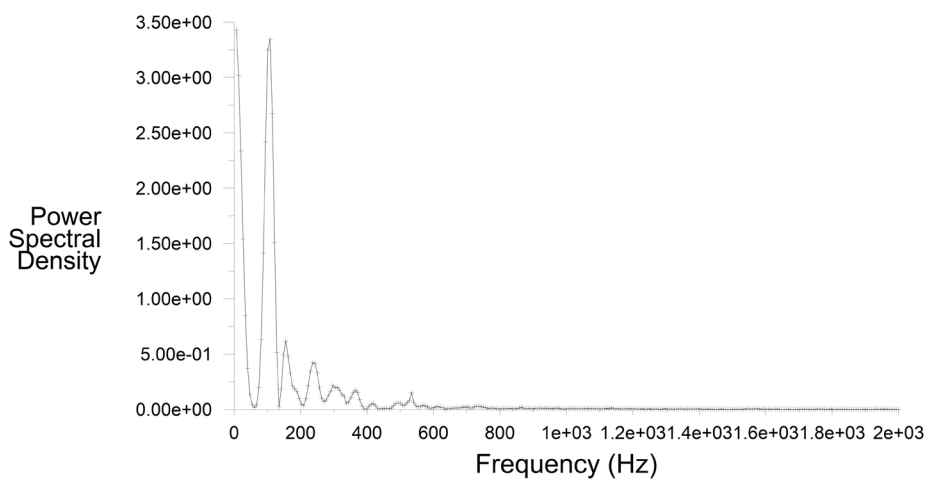




(b) 单级轴流风机监测点-0.5a



(c) 单级轴流风机监测点 1a

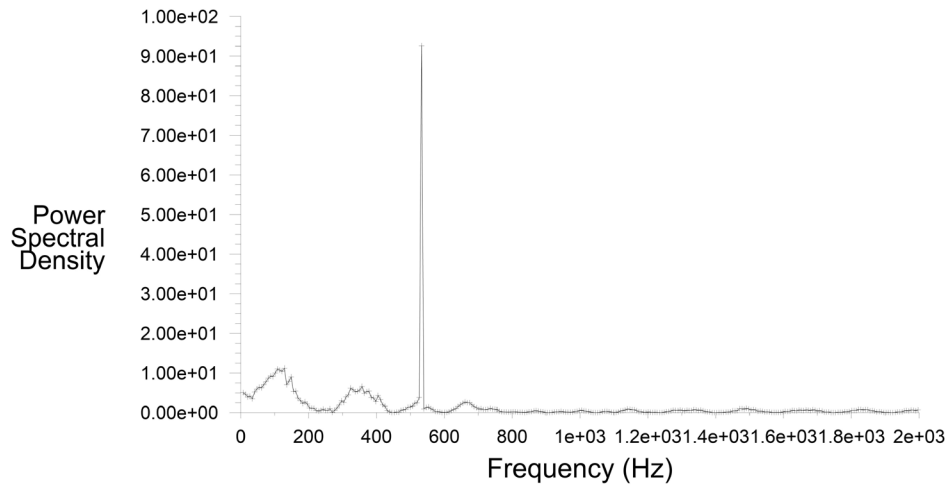


(d) 单级轴流风机监测点-1a

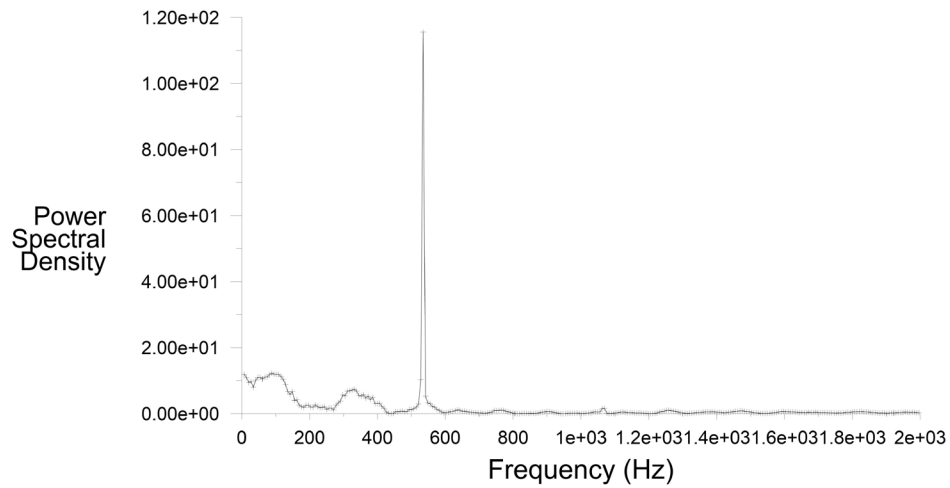
**Figure 8.** Positive wind power spectrum of single stage axial flow fan**图 8.** 单级轴流风机正风功率频谱图

如图 9、图 10 所示对旋轴流风机叶轮轴心线上的监测点在接近风机通过频率处产生峰值功率谱密度。

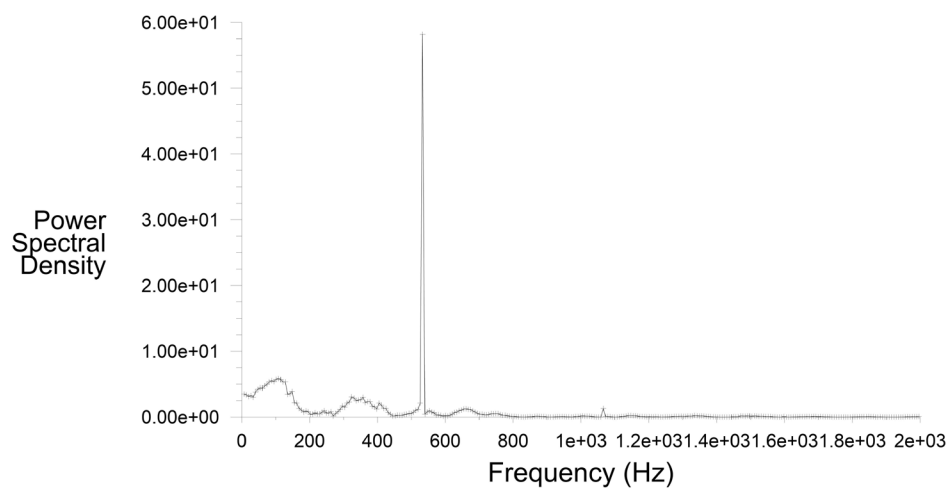
观察声压级曲线可以发现对旋轴流风机的最高声压级出现在风机通过频率附近。超过风机通过频率后功率谱密度值迅速减小, 并且基本稳定, 波动很小。



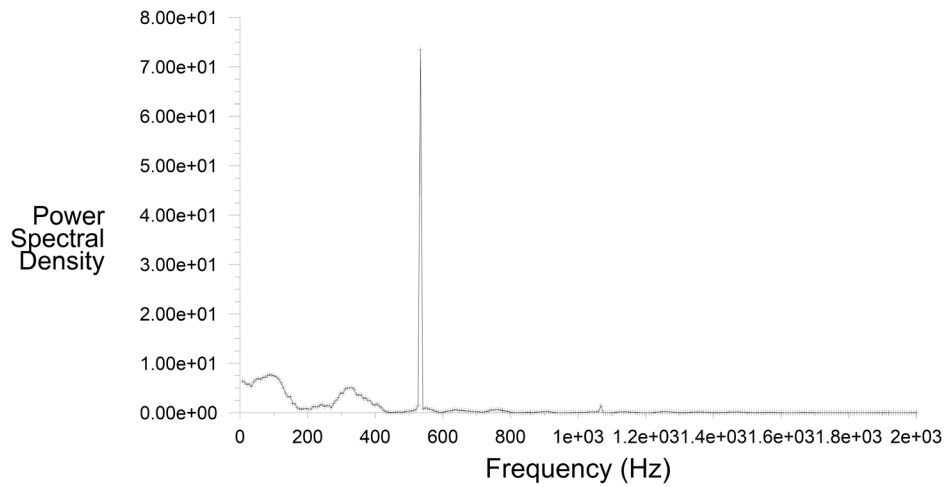
(a) 对旋风机监测点 0.5a



(b) 对旋风机监测点 -0.5a

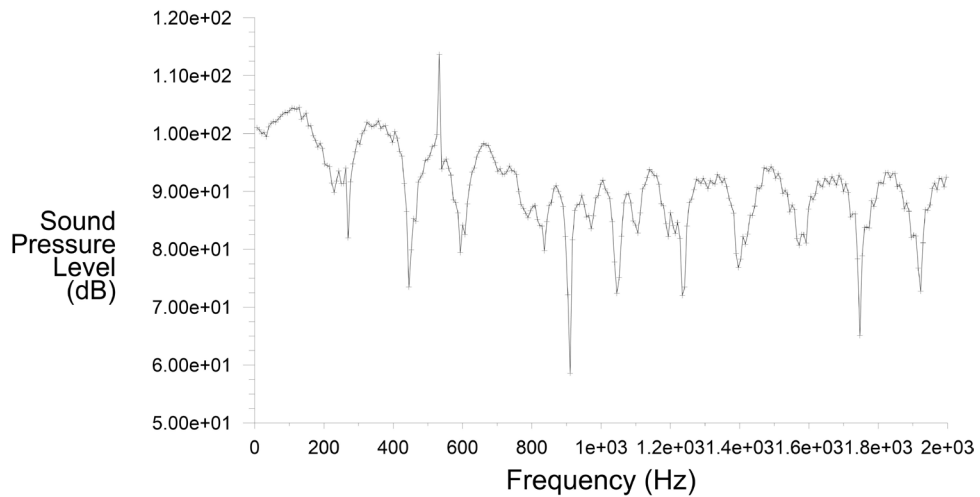


(c) 对旋风机监测点 1a

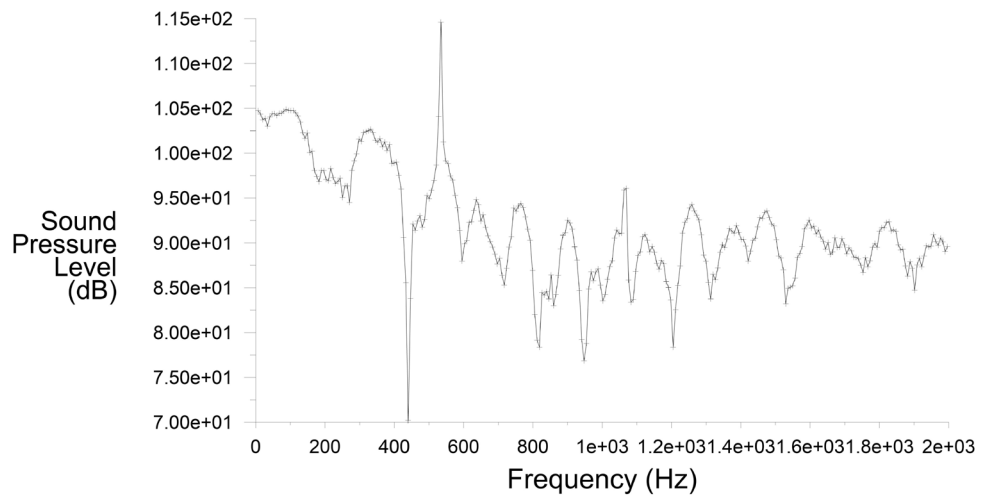


(d) 对旋风机监测点-1a

**Figure 9.** Spectrum diagram of positive wind power of counter rotating axial flow fan  
**图 9.** 对旋轴流风机正风功率频谱图

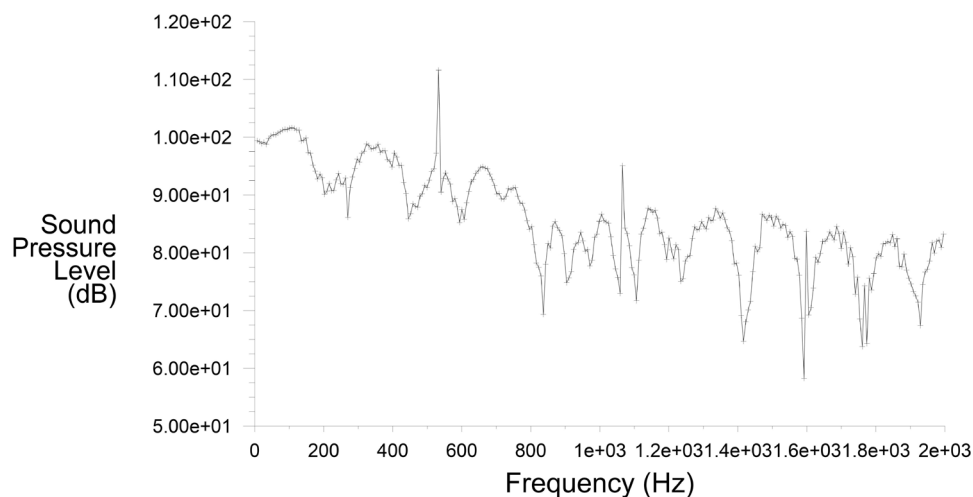


(a) 对旋风机监测点 0.5a

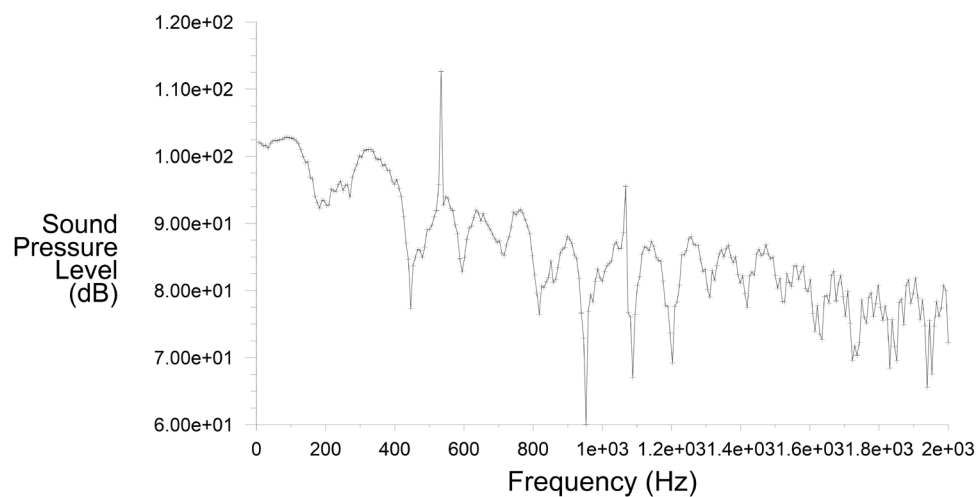


(b) 对旋风机监测点-0.5a





(c) 对旋风机监测点 1a



(d) 对旋风机监测点-1a

**Figure 10.** Positive wind sound pressure level of counter rotating axial flow fan  
**图 10.** 对旋轴流风机正风声压级

## 5. 结论

通过对比单级轴流风机和对旋轴流风机两种风机的正风运行流动结果可以看到, 相同的设计参数, 对旋轴流风机的全压性能曲线更加平坦, 高效运行范围宽, 性能曲线没有明显的驼峰特征, 能获得比单级轴流风机更高的全压。

从两种风机的反风流动结果可以发现, 不论单级轴流风机还是对旋轴流风机, 其运行的全压效率均会严重下降。从全压和效率的角度看, 对旋风机的反风性能比单级轴流风机性能更差。

由两种风机的设计工况噪声特性结果可以得知, 对旋轴流风机的出口段比入口段噪声高; 单级轴流风机的入口段噪声比出口段噪声高。对旋轴流风机的噪声平均值要高于单级轴流风机, 同时对旋轴流风机的离散噪声特征更明显。

## 参考文献

- [1] 吕文灿. 对旋风机设计中的若干问题[J]. 化工与通用机械, 1982(11): 12-17.

- 
- [2] 黄家友. 对旋轴流式通风机设计理论与方法的研究[D]: [硕士学位论文]. 淮南: 安徽理工大学, 2005.
- [3] Nouri, H., Ravelet, F., Bakir, F., *et al.* (2012) Design and Experimental Validation of a Ducted Counter-Rotating Axial-Flow Fans System. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, **134**, Article ID: 104504. <https://doi.org/10.1115/1.4007591>
- [4] Nath, G. (1969) Non-Free Vortex Flow in Contra Rotating Axial Flow Fans. *Indian Journal of Technology*, **7**, 379-385.
- [5] 盛建红, 杜翠凤. 金属矿井主扇反风技术分析 & 数值模拟研究[J]. 工业安全与环保, 2010(12): 30-32.
- [6] 李隆华. 提高矿井轴流风机实际反风量的可能途径[J]. 中国矿业学院学报, 1984(4): 34-44.
- [7] 吴立强. 对旋轴流风机的反风性能预测与内流分析研究[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2006.
- [8] 盛建红. 叶型拱度对轴流式通风机反风性能影响数值分析[J]. 矿山机械, 2011, 39(10): 24-26.
- [9] 代以. 矿用对旋风机流场和噪声研究[D]: [硕士学位论文]. 淮南: 安徽理工大学, 2019.
- [10] 姜华, 李凤, 邵琿菲, 等. 新叶形对旋风机噪声特性研究[J]. 流体机械, 2020, 48(2): 44-50.
- [11] 李庆宜. 通风机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.