

静叶倾斜对双级轴流风机性能和噪声影响的数值研究

李 优¹, 童家麟², 夏尊宇³, 叶学民⁴

(1. 中国大唐集团科学技术研究总院有限公司华北电力试验研究院, 北京 100040; 2. 国网浙江省电力有限公司电力科学研究院, 浙江 杭州 310014; 3. 内蒙古大唐国际托克托发电有限责任公司, 内蒙古 呼和浩特 010200; 4. 华北电力大学 动力工程系, 河北 保定 071003)

摘 要:以某 600 MW 机组配套的两级轴流风机为研究对象, 采用 Fluent 软件对其进行三维数值计算, 研究了静叶倾斜对风机性能和噪声的影响。结果表明: 当正倾斜角度 15° 时, 在设计工况风机效率提高 0.09%、全压降低 0.36%; 静叶正倾斜角度大于 25° 或反倾斜时, 风机效率和全压均降低。静叶正倾斜使两级静叶区的总声压级均有所降低, 正倾斜 15° 时在设计工况点第 2 级静叶区总声压级降低 4.4 dB, 且倾斜角度越大降噪效果越显著; 静叶反倾斜后, 第 1 级静叶噪声基本不变, 第 2 级静叶区总声压级增大 2.5 dB。综合分析静叶倾斜对风机性能和噪声的影响, 静叶正倾斜 15° 为最优方案。

关 键 词: 静叶倾斜; 双级轴流风机; 气动性能; 噪声特性; 数值模拟

中图分类号: TH432 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.04.003

[引用本文格式] 李 优, 童家麟, 夏尊宇, 等. 静叶倾斜对双级轴流风机性能和噪声影响的数值研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(4): 16-24. LI You, TONG Jia-lin, XIA Zun-yu, et al. Numerical investigation on effect of leaned guide vanes on performance and aerodynamic noise of two-stage axial flow fans[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4): 16-24.

Numerical Investigation on Effect of Leaned Guide Vanes on Performance and Aerodynamic Noise of Two-stage Axial Flow Fans

LI You¹, TONG Jia-lin², XIA Zun-yu³, YE Xue-min⁴

(1. North China Electric Power Test and Research Institute, China Datang Corporation Science and Technological General Research Institute Co., Ltd., Beijing, China, Post Code: 100040;
2. Electric Power Research Institute of State Grid Zhejiang Electric Power Company, Hangzhou, China, Post Code: 310014;
3. Inner Mongolia Datang International Tuoketuo Power Generation Co., Ltd., Hohhot, China, Post Code: 010200;
4. Department of Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003)

Abstract: Taking a two-stage variable-pitch axial fan of a 600 MW power unit as an example, Fluent software was used to perform a three-dimension numerical calculation of the fan and study the effect of leaned guide vanes on performance and aerodynamic noise of an axial flow fan. Results show that when the positive lean angle is 15° , the fan efficiency increases by 0.09% and the total pressure decreases by 0.36% at the design operating point; when the positive lean angle is greater than 25° or the guide vanes are negatively leaned, the fan efficiency and total pressure are both reduced. The positive lean of guide vanes reduces the total sound pressure level in the two-stage guide vane region. For the positive lean angle of 15° , the total sound pressure level in the second stage guide vane region is reduced by 4.4 dB at the design operating point. And the greater the lean angle is, the more significantly the overall sound

pressure level decreases. After the guide vanes are negatively leaned, the noise of the first stage guide vanes is roughly unchanged, and the overall sound pressure level of the second stage guide vane region increases by 2.5 dB. Considering the influence of leaned guide vanes on fan performance and aerodynamic noise, the positively leaned guide vane of 15° is the optimal scheme.

Key words: leaned guide vanes, two-stage axial fan, aerodynamic performance, noise characteristics, numerical simulation

引 言

风机作为流体运输的重要动力设备,在电力、农业、冶金和航空航天等领域广泛应用。目前,600 MW以上的火电机组已成为主力机组。轴流风机具有调节效率高、对风道系统适应性好等特点^[1],从而广泛应用于大型火电机组中。

在轴流机械中,静叶结构形式对其内部流动特征有较大影响,进而影响其气动性能及噪声特性。根据旋转机械单音噪声的产生机理可知,单音噪声的频率是叶片通过频率的倍数,其噪声强度与动静间干涉作用密切相关。程颢颐等人^[2]采用非定常雷诺时均模型和管道声类比理论模拟了倾斜/后掠静叶对风扇单音噪声的影响,研究表明:正倾斜静叶可降低噪声的声功率级,但其气动性能会降低;当倾斜角度增大时,降噪效果显著;正倾斜 30°时,各谐波阶次降噪量均超过 2.3 dB。Woodward 等人^[3]利用航空发动机的低速风扇探究了静叶倾斜和掠型的降噪效果,结果显示,静叶倾斜与后掠组合的方案可有效降低风扇的单音噪声,且降噪效果优于增加动叶与静叶间距离。Envia 和 Nallasamy^[4]采用 Ventras 提出的模型对风扇静子叶片的倾斜和掠型进行了研究,研究表明,转子尾迹与静叶间的关系是影响降低单音噪声的主要因素,且叶片数越多降噪效果越明显。Zhang 等人^[5]研究了静叶后掠对风扇离散噪声和宽频噪声的影响,研究表明,转子尾迹数大于径向模态个数时静叶后掠才可以降低风扇的离散噪声,且降低宽频噪声需要静叶后掠角度足够大。Cooper 等人^[6]研究了风扇出口静叶的掠型和倾斜对噪声的影响,研究表明,降低动静干涉的宽频噪声最有效的方法是减少叶片数量,静叶正倾斜和后掠是降低单音噪声最有效的方法。丁骏等人^[7-8]研究了亚音速扩压叶栅端弯的积迭方式,研究表明,直叶片通道采用前缘端弯技术效果较好,而正弯叶片通道采用尾缘端弯的方式较好。Miller 等人^[9]对比了压气机

采用常规导叶与倾斜导叶时的性能,研究表明,正倾斜导叶的压比和效率高于常规导叶。刘海建等人^[10]探究了静叶倾角对动静干涉噪声的影响,研究表明,总声压级中单音噪声是主要因素,静叶倾斜可降低干涉噪声,且静叶后倾(与转子转动方向相同)效果优于前倾。

综上所述,压气机中的静叶多为翼型叶片,采用静叶倾斜和弯曲可降低气动噪声。对于双级轴流风机,其两级静叶结构明显不同。第 1 级静叶多为长短复合叶片,其内部流动复杂,第 2 级为等长度圆弧板叶片。因此,探究两级静叶同时倾斜对风机性能及噪声特性的影响,对于该类风机的设计优化具有重要意义。

1 数值计算方法

1.1 几何模型

轴流风机三维几何模型如图 1 所示。计算域包括集流器区、两级动叶区、两级静叶区和扩压器区。动叶轮直径为 1 778 mm,轮毂直径 1 188 mm,叶顶间隙 4.5 mm。两级动叶均采用截面翼型结构,每级动叶片数为 24。第 1 级静叶为长短复合圆弧板,第 2 级静叶为长度相同的圆弧板,每级静叶叶片数为 23。风机叶轮逆时针旋转(从电机侧看),设计工况点参数:体积流量 82.5 m³/s,全压 11 865 Pa。

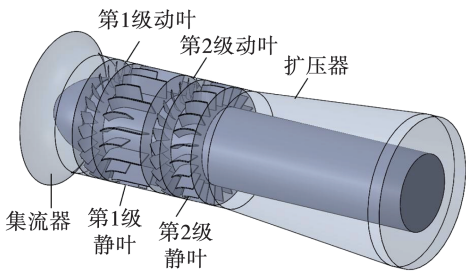


图 1 轴流风机几何模型

Fig. 1 Geometric model of axial fan

1.2 数值计算模型

采用有限体积法进行数值计算,通过 CFD-

ICEM 进行网格划分,其中集流器和扩压器区生成六面体网格来加速收敛,在动叶区和静叶区生成贴合性较好的四面体网格,并采用尺寸函数对叶片前缘、尾缘和叶顶处进行局部加密。为保证壁面边界层区域计算的准确性,需第 1 层网格节点位于边界层的对数率区,即壁面的无量纲距离 y^+ 在 30 ~ 60 之间^[11],经计算,第 1 层网格高度为 0.6 mm,网格划分结果如图 2 所示。

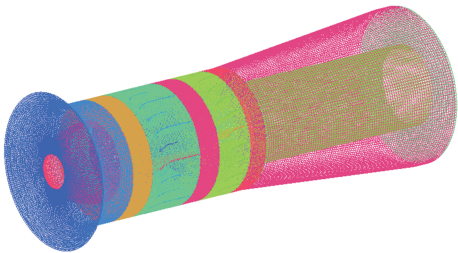


图 2 网格划分

Fig. 2 Meshing of two-stage axial flow fan

采用 Fluent 软件求解三维定常不可压缩雷诺时均方程和连续性方程,选择 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型对方程组进行封闭。壁面为无滑移边界,忽略壁面粗糙度,近壁处采用标准壁面函数法求解,压力-速度耦合选择 SIMPLEC 算法。入口边界采用速度入口,出口为自由出流。采用多重参考系模型解决动静叶片之间的干涉^[12-13],动静叶片交界面通过非连续 interface 实现数据传递。当进出口流量偏差小于 10^{-5} , k, ε 和各方向速度最大残差低于 10^{-4} ,且进、出口截面总压均不随迭代步数改变时,计算达到收敛^[14]。

噪声模拟采用 CFD/CAA 混合算法,以稳态计算结果作为初场,选择 Smagorinsky-Lilly 亚网格尺度模型的大涡模拟进行非定常计算,动静交界面和动叶区采用滑移网格计算,压力速度耦合采用 PISO 算法。通过设定监测点获取压力脉动时域特征,经快速傅里叶变换 (FFT) 将压力时域特征转化为声压频谱特征。为排除初场对计算结果的影响,选择第 2 个旋转周期的计算数据进行分析。数值计算时,时间步长设为叶轮旋转 1° 的时间 1.11×10^{-4} s,为确保风机叶轮旋转 1 周,计算步数设为 720 步。

总声压级 SPL 如式(1)所示:

$$SPL = 10\log \frac{PSD}{p_{ref}^2} \tag{1}$$

式中:PSD—功率谱密度, Pa^2/Hz ; p_{ref} —参考声压,为

$2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ 。

1.3 模型验证

为验证网格尺寸对计算结果的影响,分别采用 350 万、457 万、615 万、806 万和 982 万网格数对风机进行模拟计算,结果如表 1 所示。在设计工况下当网格数达到 806 万,随网格数量增加,所得风机全压、效率基本不变。综合考虑计算精度、计算时长对模拟结果的影响,选择网格数量为 806 万的模型进行计算。

表 1 网格无关性验证

Tab. 1 Grid independence verification

网格数/万	效率偏差/%	全压偏差/%
350	4.89	4.52
457	4.15	3.76
615	3.58	2.94
806	3.22	2.41
982	3.13	2.36

由表 1 可知,在设计流量下,模拟值与样本值的全压偏差和效率偏差分别为 3.2% 和 2.41%。为保证数值计算结果的准确性,在 $80 \sim 92.5 \text{ m}^3/\text{s}$ 的流量范围内将模拟结果与样本值对比,如图 3 所示。由图 3 可知,数值模拟结果与风机样本性能曲线的趋势一致,全压和效率的偏差均小于 5%。因此,所建模型和计算方法能准确反映风机的运行特性。

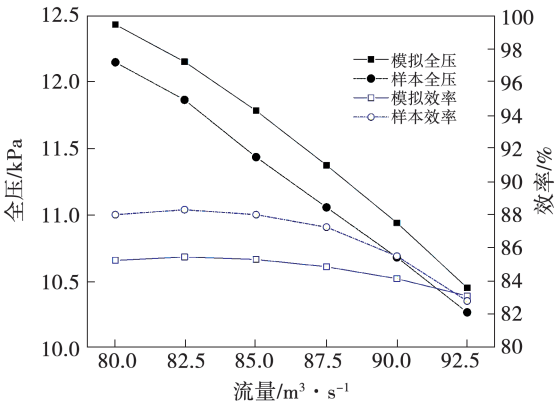


图 3 模拟结果与样本值对比

Fig. 3 Comparison between simulated and experimental results

2 静叶倾斜方案

倾角 β 定义为静叶尾缘与轮毂法向的夹角,原结构中静叶倾角 $\beta = 0^\circ$,如图 4 所示。为研究风机性能对静叶倾角的敏感性,对 $\beta = \pm 5^\circ, \pm 15^\circ, \pm 25^\circ$

时的风机性能进行数值计算。其中,叶片倾斜方向与动叶旋转方向相同时定义为正倾斜($\beta > 0$),相反则为反倾斜($\beta < 0$)。

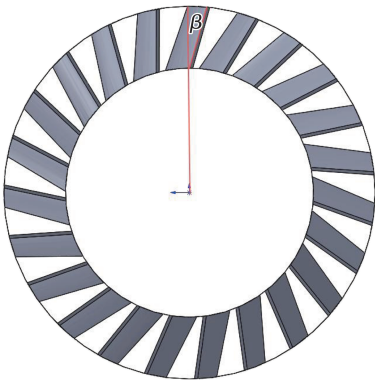


图 4 倾斜静叶示意图
Fig.4 Schematic diagram of leaned guide vanes

3 结果分析

3.1 性能参数

图 5 为静叶倾斜前、后风机的性能曲线。图 5(a) 显示,静叶倾斜后风机全压降低,且倾斜角度越大降低越突出。在设计工况点, $\beta = 15^\circ$ 时全压下降约 0.36%, $\beta = -15^\circ$ 时全压下降约 0.6%。图 5(b) 表明,倾角相同时正倾斜风机的效率高于反倾斜。在静叶正倾斜的情形下, $\beta \leq 15^\circ$ 时在 $82 \text{ m}^3/\text{s} < Q < 87 \text{ m}^3/\text{s}$ 范围内风机效率高于原风机,在 $Q < 82 \text{ m}^3/\text{s}$ 和 $Q > 87 \text{ m}^3/\text{s}$ 范围内效率则均略低于原风机;当 $\beta = 25^\circ$ 时效率显著降低。在设计工况点, $\beta = 15^\circ$ 时风机的效率最高,相比原风机提高了 0.09%;在静叶反倾斜情形下,风机效率均低于原风机。

静叶效率可反映出静叶区流体损失比例^[15]。图 6(a) 表明,第 1 级静叶效率随流量增大而降低。静叶正倾斜后,第 1 级静叶效率在小流量侧有小幅提升,且静叶倾角较大时效率提升幅度也增大。在设计工况点, $\beta = 15^\circ$ 时风机静叶效率最高,相比原结构提高 4%。 $Q = 80 \text{ m}^3/\text{s}$, $\beta = 25^\circ$ 时,风机静叶效率提升 0.62%。在大流量侧倾斜静叶的效率低于原风机,且 $\beta = 25^\circ$ 时静叶效率大幅度降低,在 $Q = 92.5 \text{ m}^3/\text{s}$ 时降低 2.6%。静叶反倾斜时,在全流量范围内,第 1 级静叶效率均降低,且静叶效率降低值随倾斜角度增大而越加明显。在设计工况点,静叶效率降低 2%,在 $Q = 92.5 \text{ m}^3/\text{s}$ 时降低 3.45%。

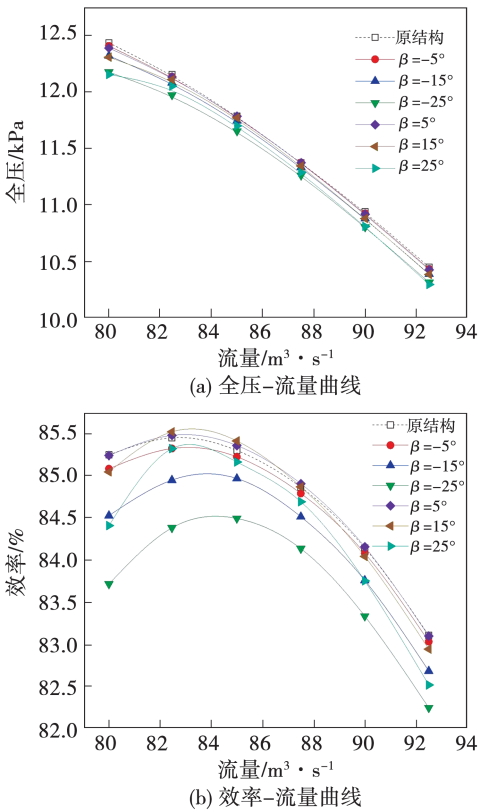


图 5 静叶倾斜对风机性能的影响
Fig.5 Effect of leaned guide vanes on fan performance

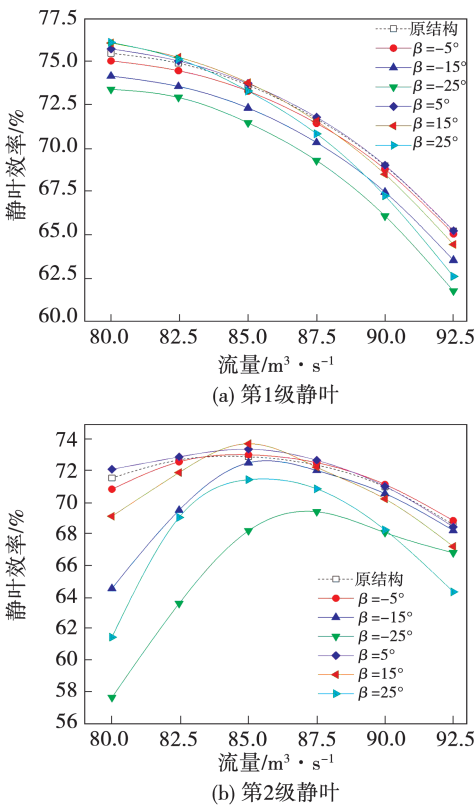


图 6 不同静叶倾角下的静叶效率
Fig.6 Efficiency of guide vane under different lean angles

图 6(b) 显示,第 2 级静叶效率随流量增大先增大后减小,在 $Q=85\text{ m}^3/\text{s}$ 时静叶效率最大。叶片倾斜后,静叶效率变化较大。这是因为静叶倾斜后,进入第 2 级的流场变得更加复杂,且第 2 级静叶为长度相同的圆弧板叶片,对第 2 级静叶区的流动状态影响较大。在设计工况点,仅 $\beta=5^\circ$ 时静叶效率大于原结构,相比原结构提升 0.2%。倾角较小时,静叶效率变化较小,且均在 $Q=85\text{ m}^3/\text{s}$ 时静叶效率达到最大值。倾角达到 25° 时,正倾斜角和反倾斜角的静叶效率均大幅度降低,且反倾斜静叶效率降低幅度更大,在设计工况点降低 9%。

表 2 为静叶倾斜前、后风机各级参数变化。由表 2 可知,静叶反倾斜后两级叶轮的全压和效率均降低,且倾斜角度越大,性能降低越明显,第 2 级叶轮性能参数降低幅度要大于第 1 级。这是因为第 1 级静叶倾斜后,对第 2 级叶轮出口处的流动状态产生了较大影响。静叶正倾斜后,当 $\beta<15^\circ$ 时,第 1 级叶轮的性能有所提升,但第 2 级的性能下降。由此可知,静叶小角度正倾斜时性能降低是由第 2 级叶轮性能降低造成的;当 $\beta>15^\circ$ 后,两级叶轮的全压和效率均降低,这是因为当叶片倾斜角度过大时增大了局部阻力损失,降低了静叶区的流通能力。

表 2 不同静叶倾角下的级性能参数变化
Tab.2 Variation of stage performance parameters of fans with different lean angles of guide vanes

方案	第 1 级		第 2 级	
	相对全压/Pa	相对效率/%	相对全压/Pa	相对效率/%
原结构	0	0	0	0
$\beta=-5^\circ$	-10.9	-0.13	-14.1	-0.22
$\beta=-15^\circ$	-27.4	-0.33	-47.3	-0.70
$\beta=-25^\circ$	-40.5	-0.47	-152.0	-1.81
$\beta=5^\circ$	0.9	0.02	-27.1	-0.03
$\beta=15^\circ$	5.3	0.10	-72.0	-0.19
$\beta=25^\circ$	4.1	-0.02	-138.5	-0.68

3.2 熵产率分布

通过熵产率分布可较直观地看出风机产生损失的部位,图 7 为静叶倾斜前后第 2 级静叶 90% 叶高处的熵产率分布。图中显示,熵产率较高区域主要分布在静叶前缘吸力面及静叶的尾缘,这是因为来自叶轮的流体进入静叶区后,撞击到叶片前缘,其在吸力面处由于附面层分离引起较强的速度脉动,从

而产生了较强的湍流耗散。由于该风机的静叶结构为等厚圆弧板,在叶片的尾缘会有流体脱离形成较多脱落涡,从而增加了湍流耗散。通过对比可知,静叶倾斜后静叶附近的熵产率增大。尤其 $\beta=-25^\circ$ 时,在叶片吸力面形成大范围熵产率较高区域,且叶片的前缘和尾缘熵产率值较大。这主要是因为,在该区域内有较大范围低速区,存在较多的低能流体,从而产生较高的流动损失。

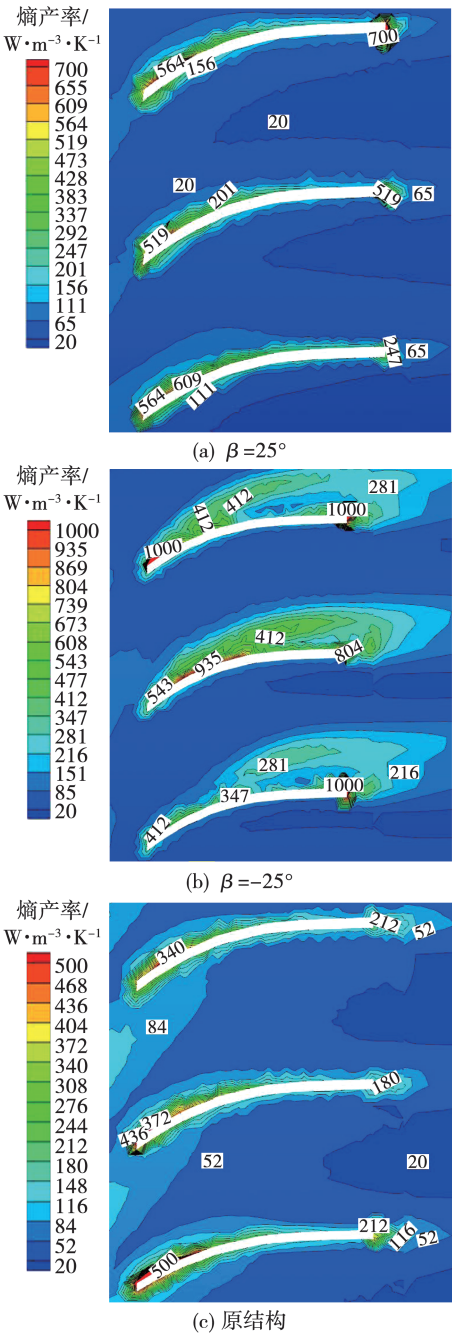


图 7 第 2 级静叶 90% 叶高处的熵产率分布
Fig.7 Entropy generation rate distribution at 90% height of the second stage guide vane

3.3 湍动能

湍动能表示单位质量流体因湍流脉动而具有的能量,其值可表征湍流脉动的强度,同时也可以从侧面反映气动噪声的分布特征^[16]。图 8 为静叶倾斜前后 90% 叶高处的湍动能分布。由图 8 可知,原风机第 2 级静叶通道中湍动能分布相对均匀,湍动能主要沿流动方向分布,在叶片的前缘吸力面处和叶片尾缘有小范围湍动能较高区域。静叶正倾斜时,湍动能较大区域分布在静叶两侧及叶片尾缘,且湍动能最大值位于叶片吸力面靠近前缘处,在流道的中间部分湍动能值较小。静叶反倾斜时,湍动能较大区域分布在静叶吸力面附近,且湍动能最大值约是原结构的 3 倍,而湍动能较小的流体主要分布在叶片压力面附近。这主要是因为静叶反倾斜后,叶片吸力面与机壳的夹角减小,由于气体粘性作用,使吸力面叶顶处聚集较多低能气流,从而引起了较强的湍流脉动。

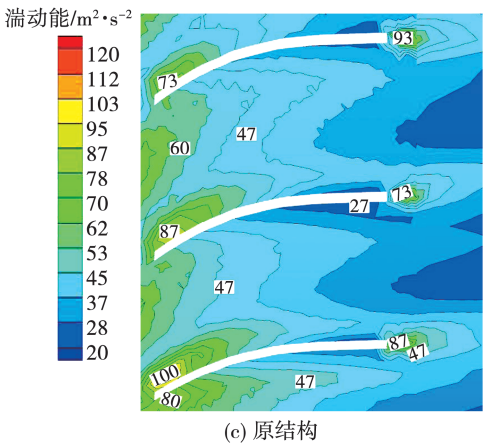
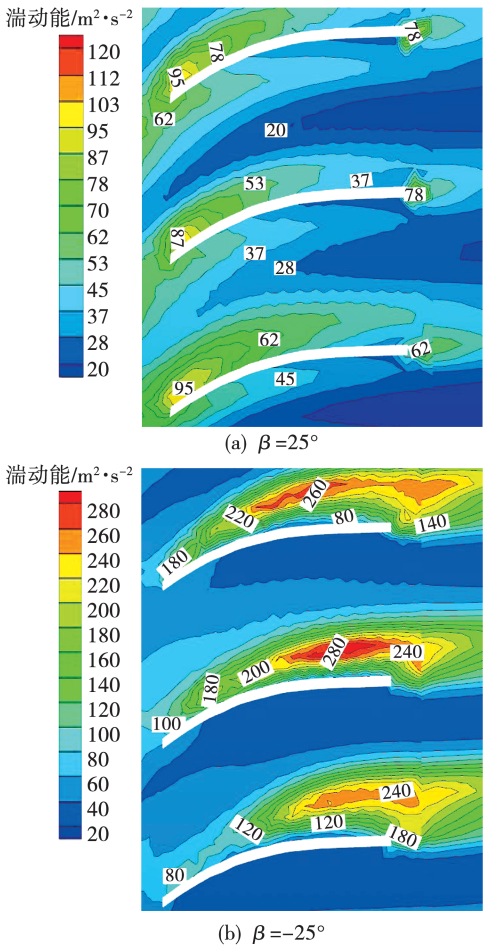


图 8 第 2 级静叶 90% 叶高处的湍动能分布
Fig.8 Turbulence kinetic energy distribution at 90% height of the second stage guide vane

3.4 噪声特性

为分析静叶倾斜对风机噪声产生的影响,将压力脉动监测点设在静叶区出口通道中间位置 90% 叶高处,且随静叶倾斜角度的变化,监测点位置也发生变化,如图 9 所示。

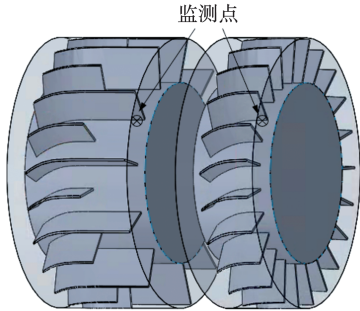


图 9 监测点位置
Fig.9 Arrangement of monitoring points

3.4.1 时域特征

图 10 给出了设计流量下,监测点处压力脉动的时域特征。由图可知,流道内的压力呈周期性波动,且在 1 个旋转周期内,压力波动的峰值有 24 个,与叶轮动叶个数相同。这是因为,风机内气体所获能量来自旋转叶片做功,当叶片周期性通过监测点时,使气体静压产生周期性波动。静叶倾斜角度不同时,压力的峰值所对应的时间不同。这是因为静叶倾斜后,静叶区流道的中心位置发生变化,而叶轮初始位置不变,其经过监测点所用时间不同,因此监测点处压力峰值所对应时间略有差异。

图 10(a) 显示,原结构风机压力脉动的幅值约

为 300 Pa,静叶正倾斜后,压力脉动的幅值明显减小,且倾斜角度越大压力波动的幅值越小。当 $\beta = 25^\circ$ 时,压力波动的幅值约为 150 Pa。从图 10(b)可知,静叶反倾斜后,监测点处压力波动的幅值变化较小。相比于原结构, $\beta = -25^\circ$ 时压力波动的幅值略有减小。另外,静叶正倾斜时压力波动的中心值变化较小,而反倾斜时压力波动的中心值有所降低,且倾斜角度越大降低幅度越突出。这是因为,静叶反倾斜后,第 1 级叶轮的全压降低所致(表 2 所示)。

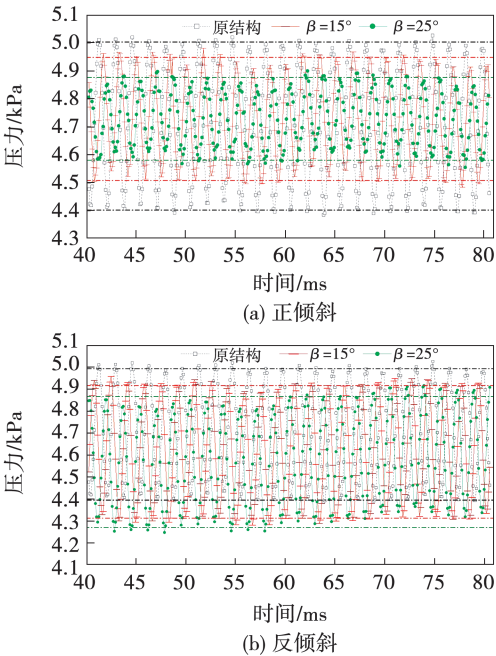


图 10 第 1 级静叶监测点处压力时域特征

Fig. 10 Characteristics of pressure in time domain at the first stage guide vane monitoring point

由于本研究的两级静叶结构不同,导致两级流道内的流动特征有所不同,为此在第 2 级静叶内设置监测点。图 11 为第 2 级静叶监测点处在风机第 2 个旋转周期内压力的波动情况。由图 11(a)可知,原结构风机第 2 级静叶内监测点处压力波动的幅值约为 175 Pa,其波动幅值比第 1 级小。随倾斜角度增大,监测点处的压力波动幅值减小。静叶倾斜后,第 2 级静叶流道内压力波动的中心减小幅度较大,这主要是因为静叶倾斜后第 2 级静叶监测点处的压力受两级叶轮的影响,因此在第 2 级静叶处的压力相比于第 1 级降低更明显。图 11(b)显示,静叶反倾斜后第 2 级静叶监测点处压力波动的幅值基本不变,但压力波动的中心值显著降低,且降低幅度大于第 1 级静叶,这是由于静叶反倾斜后,第 2 级

叶轮的性能降低幅度更大(如表 2 所示),且受到第 1 级叶轮的影响。

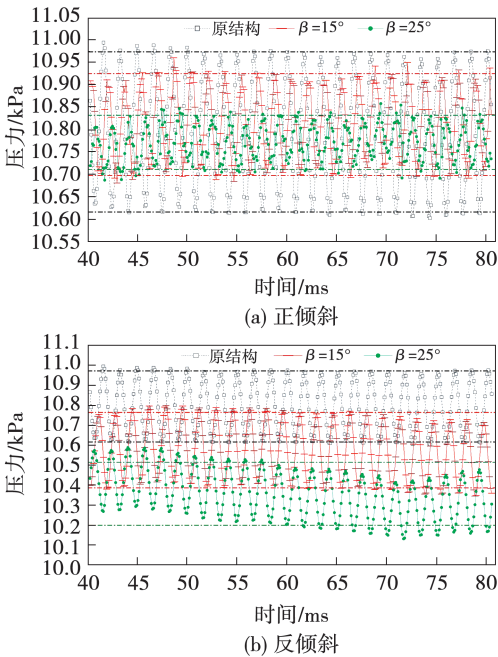


图 11 第 2 级静叶监测点处压力时域特征

Fig. 11 Characteristics of pressure in time domain at the second stage guide vane monitoring point

3.4.2 频域特征

将上述压力脉动的时域特征经过傅里叶(FFT)变换后得到监测点处的频域特征。经声学分析后得到如表 3 所示。静叶区的总声压级变化,其中原风机第 1 级和第 2 级静叶监测点处的总声压级分别为 140.5 和 136.0 dB。静叶正倾斜时,两级静叶区的总声压级均有所降低,且 β 越大总声压级降低效果越显著。相比第 1 级,第 2 级静叶区的降噪效果更为显著。静叶反倾斜时,两级静叶区的总声压级均增大,且倾角越大总声压级越高。相比第 1 级静叶,第 2 级的总声压级增大更为明显。

表 3 不同静叶倾角下监测点的总声压级变化

Tab. 3 Variation of overall sound pressure level of fans with different lean angle of guide vanes

方案	总声压级/dB	
	第 1 级静叶	第 2 级静叶
原结构	0	0
$\beta = 15^\circ$	-2.9	-4.4
$\beta = 25^\circ$	-6.8	-9.7
$\beta = -15^\circ$	0.3	0.7
$\beta = -25^\circ$	0.4	2.5

噪声的频谱图可更直观地显示各频段的声压级,叶片通过频率(Blade Passing Frequency,BPF)的声压级较高,对风机气动噪声影响较大^[17]。图 12 为第 1 级静叶监测点处的噪声频谱图。由图可知,原结构风机 1BPF 处的声压级为 128 dB,明显高于其他频段,2BPF 处的声压级为 98 dB,高频段的声压级基本在 60~80 dB 之间。图 12(a)表明,静叶倾斜后在 1BPF 和 2BPF 处的声压级明显降低,且倾角越大叶片通过频率下的声压级降低效果越显著。正倾斜 15° 时 1BPF 和 2BPF 的声压级分别降低 2.9 和 5.6 dB,正倾斜 25° 时 1BPF 和 2BPF 的声压级分别降低 6.9 和 9.7 dB,而在其他频段的宽频噪声声压级基本不变。因此可知,静叶正倾斜后,单音噪声的声压级降低显著,且倾斜角度越大降低效果越明显。图 12(b)显示,静叶反倾斜对第 1 级静叶区监测点的噪声特性影响较小,单音噪声和宽频噪声基本不变。

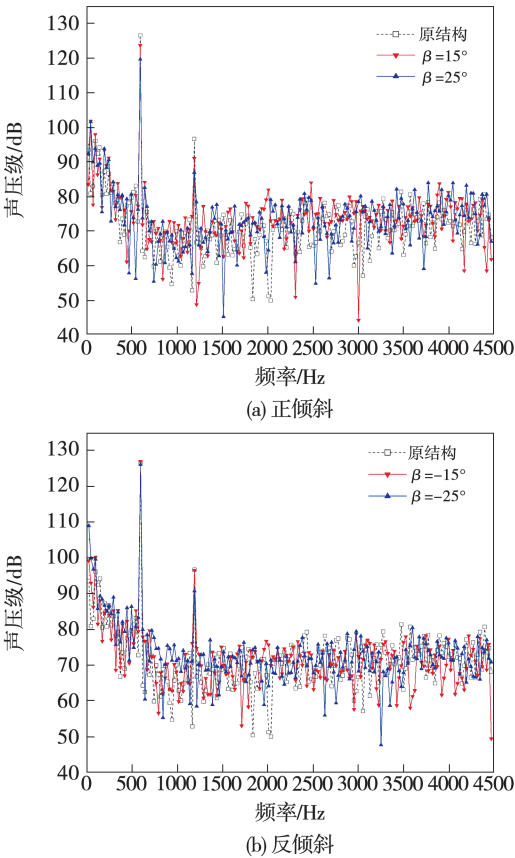


图 12 第 1 级静叶监测点处噪声频谱图

Fig. 12 Noise spectrogram at the first stage guide vane monitoring point

图 13 为第 2 级静叶监测点处噪声频谱图。由图 13 可知,第 2 级静叶区 2BPF 处的声压级相比于第 1 级较小。这主要是因为第 1 级静叶为长短复合圆弧板,而第 2 级静叶为长度相同的圆弧板,其对流场的均流作用更强,减弱了多倍频的压力脉动。图 13(a)显示,静叶正倾斜后,1BPF 的声压级显著降低,且静叶倾斜后 2BPF 处的峰值基本消失。静叶正倾斜后,高频区宽频噪声的声压级略有增大,这主要是因为静叶为钝尾缘,叶片倾斜后使尾缘长度增加,导致静叶尾部的脱落涡增加。因此,在高频区的噪声略有增加。图 13(b)表明,静叶反倾斜后,单音噪声的声压级基本不变,但宽频噪声的声压级增大,因此使静叶反倾斜后的总声压级增大。

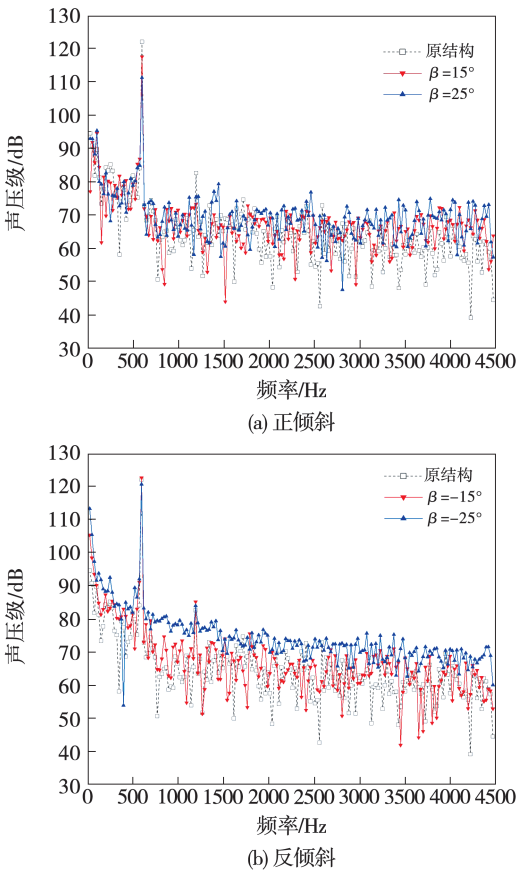


图 13 第 2 级静叶监测点处噪声频谱图

Fig. 13 Noise spectrogram at the second stage guide vane monitoring point

4 结 论

(1) 静叶倾斜后,风机全压略微降低。当正倾斜角度小于 15° 时,在 $82\text{ m}^3/\text{s} < Q < 87\text{ m}^3/\text{s}$ 范围内

风机效率略有提高。在设计工况点, $\beta = 15^\circ$ 时风机的效率比原风机提高了 0.09%。 $\beta > 25^\circ$ 或静叶反倾斜时, 风机效率均低于原结构风机。

(2) 静叶倾斜后, 叶片吸力面和叶片尾缘的熵产率增大。反倾斜静叶流道内湍动能增加, 而正倾斜叶片流道内的湍动能降低。

(3) 静叶正倾斜后, 两级静叶区的总声压级均有所降低, 且倾斜角度越大, 总声压级降低越显著。第 2 级静叶区的降噪效果优于第 1 级, 其降噪效果主要是单音噪声的降低。静叶反倾斜后, 第 1 级静叶区叶噪声基本不变, 而第 2 级静叶区噪声有所增大。综合分析静叶倾斜对风机性能影响可知, 静叶正倾斜 15° 为最优方案。

参考文献:

- [1] 叶学民, 李新穎, 李春曦. 第一级导叶改进对两级动叶可调轴流风机性能的影响[J]. 动力工程学报, 2014, 34(3): 228–235.
YE Xue-min, LI Xin-ying, LI Chun-xi. Effects of first-stage guide vane improvement on performance of two-stage variable vane axial flow fan[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(3): 228–235.
- [2] 程颢颐, 乔渭阳, 王良锋, 等. 倾斜/后掠叶片对风扇单音噪声的控制研究[J]. 推进技术, 2019, 40(2): 295–306.
CHENG Hao-yi, QIAO Wei-yang, WANG Liang-feng, et al. Control of tonal noise in an axial flow fan with rotor tip clearance, stator lean and sweep[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(2): 295–306.
- [3] WOODWARD R P, ELLIOTT D M, HUGHES C E, et al. Benefits of swept-and-leaned stators for fan noise reduction[J]. Journal of Aircraft, 2001, 38(6): 1130–1138.
- [4] ENVIA E, NALLASAMY M. Design selection and analysis of a swept and leaned stator concept[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 228(4): 793–836.
- [5] ZHANG W, WANG X, JING X, et al. Three-dimensional analysis of vane sweep effects on fan interaction noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 391: 73–94.
- [6] COOPER A J, PEAKE N. Rotor-stator interaction noise in swirling flow: stator sweep and lean effects[J]. Aircraft Industries Association of America Journal, 2006, 44(5): 981–991.
- [7] 丁 骏, 杜 鑫, 王松涛, 等. 亚声速扩压叶栅中端弯积叠方式的研究[J]. 推进技术, 2017, 38(4): 828–836.
DING Jun, DU Xin, WANG Song-tao, et al. Study on stacking of recamber in subsonic compressor cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(4): 828–836.
- [8] 丁 骏, 陈绍文, 王松涛, 等. 亚声速扩压叶栅中弯叶片积叠规律的研究[J]. 推进技术, 2017, 38(3): 570–580.
DING Jun, CHEN Shao-wen, WANG Song-tao, et al. Study on stacking rules of bowed blade in subsonic compressor cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(3): 570–580.
- [9] MILLER K L, KEY N L, FULAYTER R D. Lessons learned from an aggressive outlet guide vane design for axial compressors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2012, 28(5): 918–926.
- [10] 刘海建, 欧阳华, 田 杰, 等. 静叶倾角对动静干涉声学特性的影响[J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(11): 1783–1789.
LIU Hai-jian, OUYANG Hua, TIAN Jie, et al. Ansys of vane lean effect for rotor-stator interaction[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2013, 47(11): 1783–1789.
- [11] SALIM S M, CHEAH S. Wall y^+ strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows[C]//Hong Kong: Proceedings of International Multiconference of Engineers and Computer Scientist, 2009.
- [12] YE X, LI P, LI C, et al. Numerical investigation of blade tip grooving effect on performance and dynamics of an axial flow fan[J]. Energy, 2015, 82: 556–569.
- [13] LI C, LIN Q, DING X, et al. Performance aeroacoustics and feature extraction of an axial flow fan with abnormal blade angle[J]. Energy, 2016, 103: 322–339.
- [14] YE X, ZHANG J, LI C. Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan[J]. Energy, 2017, 126: 535–563.
- [15] 刘宏凯, 叶学民, 范福伟, 等. 导叶安装角对两级动叶可调轴流风机性能及静力结构的影响[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2019, 46(4): 92–100.
LIU Hong-kai, YE Xue-min, FAN Fu-wei, et al. Effects of guide vane installation angle on performance and static structure of twin-stage variable-pitch axial fan[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2019, 46(4): 92–100.
- [16] 叶学民, 张建坤, 李春曦. 叶顶形状对轴流风机气动噪声影响的数值研究[J]. 动力工程学报, 2017, 37(7): 558–568.
YE Xue-min, ZHANG Jian-kun, LI Chun-xi. Aerodynamic acoustic characteristics of an axial flow fan with different blade tips[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(7): 558–568.
- [17] 刘海建. 动叶与周向倾斜静叶的级间非定常流动及气动声学研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
LIU Hai-jian. Study on unsteady flow and aeroacoustic characteristics of rotor-stator interaction with an adjustable circumferential leaned stator[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014.

(姜雪梅 编辑)