

螺旋形 S 型垂直轴风轮结构优化设计

赵振宙¹, 郑源², 徐小韵¹, 刘文明¹, 胡国祥³

(1. 河海大学水利水电工程学院, 江苏省 南京市 210098; 2. 水资源高效利用与工程安全国家工程研究中心, 江苏省 南京市 210098; 3. 南京宇能仪表有限公司, 江苏省 南京市 210031)

Optimum Figuration of Helix S-Type Vertical Axis Wind Tubine

ZHAO Zhen-zhou¹, ZHENG Yuan², XU Xiao-yun¹, LIU Wen-ming¹, HU Guo-xiang³

(1. College of Hydrology and Water Resources, Hohai University, Nanjing 210098, Jiangsu Province, China; 2. National Engineering Research Center of Water Resources Efficient Utilization and Engineering Safety, Nanjing 210098, Jiangsu Province, China; 3. Nanjing Yuneng Instruments Co., Ltd, Nanjing 210031, Jiangsu Province, China)

ABSTRACT: A helix S-type rotor with two blades and 180 degree helical angle was put forward. A three dimensional $k-\varepsilon$ model was applied to optimize the rotor configuration, from four key rotor shape factors, such as overlap ratio(G), diameter of endplates(D_0), number of inner plates within buckets(N) and pitch(P). The results from the model show that the rotors get the best performances respectively when $G=0.19$, or $P=6.0$, or D_0 is 1.1 times bigger than diameter of the rotor, or $N=6$. The maximum coefficient of rotor power reaches 0.21 with tip speed ratio 0.75 when $G=0.19$, $P=6.0$, $D_0/D=1.1$ and $N=6$. Model results are agreed fairly well with the experimental results, this proves that the results got from model is credible.

KEY WORDS: vertical axis wind rotor; configuration improvement; computational fluid dynamics; helix wind rotor

摘要: 提出了扭角 180°的两叶片螺旋形S型风轮, 采用 $k-\varepsilon$ 数学模型从偏心系数 G 、封盖直径 D_0 、内隔板数 N 、螺距 P 4个关键结构参数, 对其结构进行优化设计。结果显示: 当 $G=0.19$ 或封盖直径与风轮直径比($D_0/D=1.1$)或 $N=6$ 或 $P=6.0$ 时, 风轮性能分别达最佳; 当 $G=0.19$ 、 $D_0/D=1.1$ 、 $N=6$ 和 $P=6.0$ 时, 螺旋形S风轮的风能利用率, 在叶尖速比 0.75 时达 0.21。对试验工况进行模拟, 试验值与计算值吻合良好, 说明计算值可信。

关键词: 垂直轴风力机; 结构优化; 计算流体力学; 螺旋形风轮

0 引言

S 型风轮为阻力型风力机, 由芬兰工程师

(Sigurd Savonius, 1925)发明, 2 个半圆筒叶片组成 S 型, 凹面和凸面叶片对空气流阻力之差推动风轮旋转。S 型风轮具有很多优点: 叶片设计简单; 不受风向限制; 启动力矩大; 噪音小; 发电机可置于风轮下或地面, 因而安装和维护的费用都较低。但直筒形 S 型风轮因风能利用率较低(为 0.15), 发展速度缓慢。

为提高S型风轮的风能利用率, 诸多学者对其进行了研究。Ushiyama等学者从高径比、偏心系数、叶片数等结构参数对S型风轮进行了大量的理论和试验研究, 分析了结构参数对风能利用率的影响规律^[1-9]。也有部分学者改变风轮结构来提高风轮风能利用率。如: Aldoss^[10]采用摆动式叶片, 凸面叶片沿风向摆动, 降低了负力矩; Tabassum^[11], Reupke^[12]采用铰接叶片, 使凸面两侧气流短路, 从而降低了负力矩; Saha^[13]提出了扭曲叶片的风轮, 并在低速风洞进行了试验研究; Deda^[14]采用导风板提高了顺风面风速, 降低了迎风面风速; Irabu^[15]采用导流箱和Menet^[16]采用多级布置来提高风轮效率。

Kamojia^[17]对类似螺旋形的风轮进行过性能研究, 但对结构优化分析甚少。本文采用数值方法, 研究关键结构参数对风轮性能的影响规律, 对螺旋形S型风轮结构进行优化设计, 为S型风轮的风能转化率的提高提供新思路。

1 螺旋形风轮结构

螺旋形风轮是 S 型叶片沿转轴扭转一定角度后形成的, 叶片呈螺旋形状, 传统 S 型风轮为 0°扭角的螺旋形风轮。图 1 为手工制作的扭角 180°, 高

基金项目: “十一五” 国家科技支撑计划项目(2006BAA01A24); 中国博士后科学基金(20090451162)。

National Key Technology R&D Program in the 11th Five year Plan of China (2006BAA01A24).



图1 螺旋形风轮结构

Fig. 1 Configuration of a helix Savonius rotor

1.5 m, 旋转直径 0.75 m, 有偏心, 轴直径为 0.04 m 的两叶片螺旋形风轮模型。

2 风能理论

空气流吹过风轮扫面 A 时, 其质量流量为 $\rho v A$, 每秒所携带的能量为

$$P_w = \frac{1}{2} \rho v A v^2 = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (1)$$

式中: ρ 为空气密度, kg/m^3 , 通常因风速较低而视为不可压缩流体, 取值 1.25 kg/m^3 ; v 为风速, m/s ; A 为旋转直径 D 与高度 H 的乘积。

风轮输出功率为:

$$P_s = (T_p - T_n) \omega \quad (2)$$

$$T_p = \frac{1}{2} C_{T1} \rho v^2 R (v - u)^2 \quad (3)$$

$$T_n = \frac{1}{2} C_{T2} \rho v^2 R (v - u)^2 \quad (4)$$

式中: T_p 、 T_n 分别为风轮凹面叶片和凸面叶片对应的正力矩和负力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; ω 为角速度, rad/s ; C_{T1} 、 C_{T2} 分别为风轮顺风凹面、逆风凸面的阻力系数; u 为风轮叶尖线速度, m/s ; R 为风轮旋转半径, m 。从式(2)~(4)可看出, 在角速度一定的前提下, 减小风轮负力矩或增大风轮正力矩均可提高风轮输出功率。

叶尖速比为

$$\lambda = u/v \quad (5)$$

式中 λ 表示风轮旋转快慢的参数。从式(2)和(5)可看出, 当 $\lambda=0$ 时, 角速度为零, 气流对平板不做功; 当 $\lambda=1$ 时, $P_s < 0$, 表现为外界向风轮输功。因此在 0~1 之间存在最佳 λ 值, 使风轮输出功率最大。

风能转化率为

$$C_p = P_s / P_w \quad (6)$$

风能转化率为反映风轮性能的重要参数之一, 代表风轮捕捉风能的性能。

3 优化方法

3.1 数学模型

Burcin^[14], Menet^[16] 采用 $k-\varepsilon$ 双方程模型对 S 型风轮流场进行了模拟计算, 并应用试验对模型进行了验证, 结果证明 $k-\varepsilon$ 模型对 S 型风轮流场计算的结果具有较高精度。为此, 本文采用 $k-\varepsilon$ 模型对螺旋形 S 型风轮的气动性能进行模拟计算。

$k-\varepsilon$ 模型的湍流动能 k 与湍流动能耗散率 ε 微分方程式分别为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) &= \mu_t s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \\ &\frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) &= C_1 f_1 \frac{\varepsilon}{k} [\mu_t s_{ij} - \\ &\frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}] - C_2 f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - C_3 \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (8)$$

式中: 下角标 i 、 j 、 k 以及经验常数 C_1 、 σ_k 、 σ_ε 、 C_2 、 C_3 分别等于 1、2、3 和 0.09、1.0、1.3、1.44、1.92。其他详见文献[18-20]。

3.2 工况、边界条件与计算方法

对旋转直径 0.75 m、高 1.5 m 和扭角 180° 的螺旋形 S 型风轮结构, 从封盖直径 D_0 、偏心系数 G 、隔板数 N 和螺距 P 4 个关键结构参数进行优化, 揭示最佳参数值。

为减小计算区域壁面对风轮流场的影响, 取其高宽长为 $10 \text{ m} \times 10 \text{ m} \times 15 \text{ m}$ 。计算采用三维网格, 风轮区域采用加密网格, 网格总数为 100 万左右。入口采用速度边界条件, 计算流速为 10 m/s ; 出口采用自由扩展边界条件; 风轮区域流体定义为旋转流体, 风轮定义为相对旋转固体壁面; 壁面采用标准壁面函数。

采用 SIMPLE 算法求解。为提高计算精度, 采用二阶迎风, 各残差收敛条件为 1.0×10^{-4} 。

4 优化分析

4.1 封盖直径 D_0 优化

图 2 为螺旋形风轮两端加封盖前后的性能曲线。从图 2 可看出, 封盖使螺旋形风轮性能显著提升。无封盖风轮的风能利用率最高值 $C_{p\text{max}}$ 为 0.142, 封盖直径 $D_0/D=1.1$ 的风轮在 $\lambda=0.8$ 时, $C_{p\text{max}}$ 达 0.165, 高于 $D_0/D=1$ 的 $C_{p\text{max}}=1.61$ 和 $D_0/D=1.2$ 的 $C_{p\text{max}}=1.59$, 这与传统 S 型风轮的规律是一致的^[7]。封盖可提高 $C_{p\text{max}}$ 是因为, 封盖阻碍凹面内气流从两端扩散, 提高了凹面压力, 增加了风轮正力矩。但

是, 若封盖直径太大, 则凸面迎风侧聚风作用明

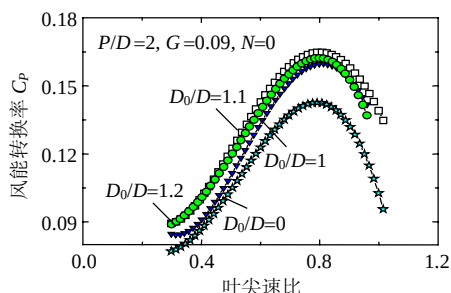


图 2 封盖直径对风能利用率的影响

Fig. 2 Effects of endplates on performance

显, 压力增大, 负力矩随之也增大。因此, 封盖直径太大会降低风轮的 C_{Pmax} 。

4.2 偏心系数 G 优化

图 3 为有偏心和无偏心 2 种风轮的压力分布图。从图 3 可看出, 凸面迎风侧因逆风而压力较大, 凸面背风侧因补风不足而压力较低。凸面两侧的压力差越大负力矩越大, 风能转化率越低。从图 3 还可看出, 偏心使两叶片间形成气流通道的, 凹面气流经该通道进入凸面背风侧, 减小了凸面两侧压差, 从而降低了凸面负力矩。因此, 偏心具有改善风轮性能的作用。

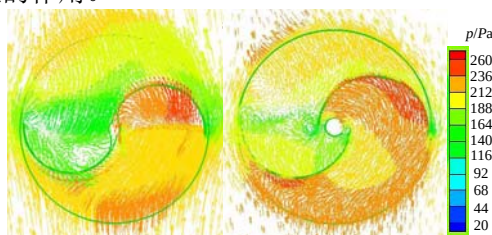


图 3 偏心距对风轮压力分布的影响

Fig. 3 Effect of overlap distance on pressure around rotor

偏心系数 G 为偏心距与叶片直径的比值:

$$G = (e - d_a)/d_b \quad (9)$$

式中: e 为偏心距; d_a 为轴直径; d_b 为叶片半圆直径。

偏心系数决定了偏心距的大小。图 4 为不同偏心系数下风轮性能曲线, 从图可看出, $G=0.19$ 的风轮性能最佳, 在 $\lambda=0.72$ 时 C_{Pmax} 达 0.18。这说明偏心系数存在最佳值。偏心系数过大, 正力矩因凹面向凸面背风侧漏气严重而降低, 降低幅度若超过凸

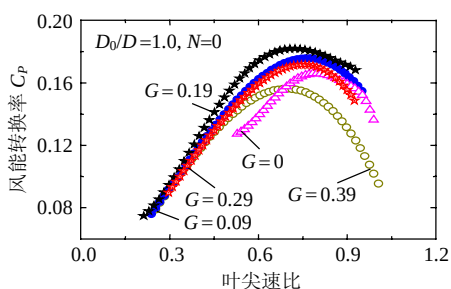


图 4 偏心系数对风轮的性能曲线

Fig. 4 Performance curves of rotor with different overlap

面负力矩因补气而减小的幅度时, 则风轮性能下降; 过小则凸面两侧压力差太大, 偏心改善风轮性能的效果甚微。

4.3 隔板数 N 优化

图 5 为叶片内布置了隔板的风轮示意图。图 6 为含有不同数量隔板的风轮的性能曲线。从图 6 可看出, 风轮性能随隔板数增加而提高, 5~6 个隔板时趋于稳定, 且在 $\lambda=0.73$ 时 C_{Pmax} 为 0.187。这是因为隔板增强了单位高度凹面的聚风能力, 增加了正力矩; 也增强了凹面气流对凸面背风侧的补气作用, 增加背风侧压力而降低负力矩。

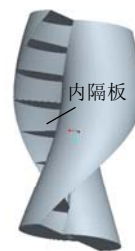


图 5 有隔板风轮的结构示意图

Fig. 5 Configuration of rotor with inner plates

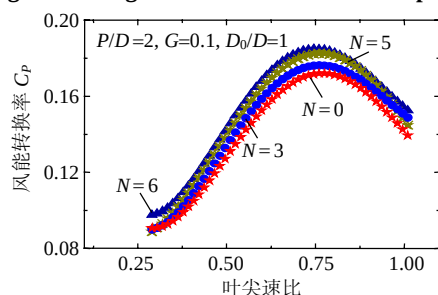


图 6 隔板数对风能利用率的影响

Fig. 6 Effect of inner plates on power coefficient

此外, 隔板具有增加风轮叶片强度, 提高抗强风能力的优点。这些规律在模型试运行中均得以证实。

4.4 螺距 P 优化

旋转直径为 D 的叶片完成 180° 扭角时的高度称为螺距。在扫风面积不变的条件下, 风轮直径随螺距减小而增大, 转速变小, 当转速降低的幅度大于直径增加幅度时, 风轮输出功率将减小; 相反, 风轮直径随螺距增大而减小, 转速增加, 当直径减小的幅度大于转速增加幅度时, 风轮输出功率也将减小。因此, 存在最佳螺距使风轮输出功率最大。传统 S 型风轮在 $H/D=4$ 左右时输出功率最大^[16]。

对关键结构参数 $N=6$ 、 $D_0/D=1.1$ 、 $G=0.19$ 、 $\theta=180^\circ$ 的两叶片风轮的螺距进行优化。图 7 为螺距对该螺旋形风轮性能的影响曲线。从图 7 可发现,

螺距 $P=6$ 的风轮的性能最佳,在 $\lambda=0.75$ 时, C_{Pmax} 达0.21。

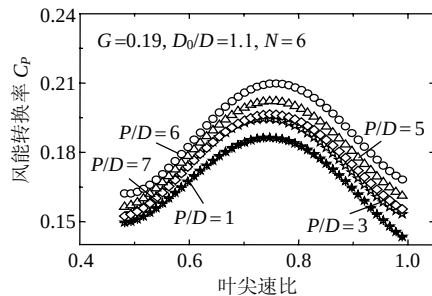


图7 螺距对功率系数的影响

Fig. 7 Effect of helix pitch on power coefficient

5 结果验证

为进一步核实 $k-\varepsilon$ 模型对螺旋形风轮流场的适用性,对Kamojia^[20]在低速风洞 10 m/s风速的物理模型和试验工况进行了计算,并与试验数据进行比较。如图8所示计算结果和试验数据,吻合良好。这说明 $k-\varepsilon$ 模型可以很好地用于螺旋形S型风轮流场的模拟研究,模拟数据具可参考价值。

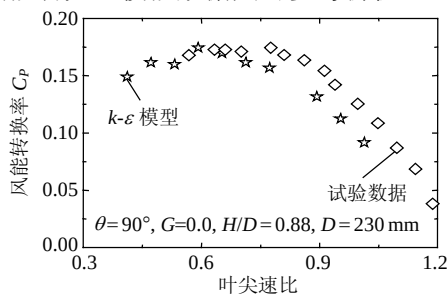


图8 试验和计算结果对比

Fig. 8 Results of the experiment and the model

6 结论

1)封盖直径 $D_0/D=1.1$ 时,螺旋形风轮的 C_{Pmax} 最大,这与传统S型风轮的规律一致。

2)偏心系数 $G=0.19$ 的螺旋形风轮的 C_{Pmax} 要高于偏心系数分别为0、0.19、0.29的风轮的 C_{Pmax} 。

3)叶片内布置的隔板不仅可增加结构强度,同时可提高风轮的 C_{Pmax} ,隔板数 $N=5\sim6$ 时风轮性能最佳,这与风轮风场试验结果一致。

4)螺距 $P=6$ 的风轮的 C_{Pmax} 高于螺距分别为1、3、5和7的风轮的 C_{Pmax} 。

5)关键结构参数 $D_0/D=1.1$ 、 $G=0.19$ 、 $P=6$ 、 $N=6$ 的 180° 扭角的螺旋形S型风轮在 $\lambda=0.75$ 时 C_{Pmax} 可达0.21。

参考文献

[1] Ushiyama I, Nagai H. Optimum design configurations and performance of Savonius rotors[J]. Wind Energy, 1988, 12(1): 59-75.

[2] Sheldahl R E, Blackwell B F, Feltz L V. Wind tunnel performance data for two and three bucket Savonius rotors[J]. Wind Energy, 1978, 2(3): 160-164.

[3] Alexander A J, Holownia B P. Wind tunnel test on a Savonius rotor[J]. Industrial Aerodynamics, 1978(3): 343-351.

[4] Mojola O O, Onazanya O E. Performance testing of a savonius windmill rotor in shears flows[J]. Wind Energy, 1984, 8(2): 109-121.

[5] Mojola O O. On the aerodynamic design of the Savonius windmill rotor[J]. Journal of Wind Energy and Industrial Aerodynamics, 1985(21): 223-231.

[6] Reupke P, Probert S D. Slatted-blade Savonius wind-rotors [J]. Applied Energy, 1991(40): 65-75.

[7] Kotb M A. Flowfield around a partially-blocked Savonius rotor [J]. Applied Energy, 1991(38): 117-132.

[8] Fernando MSUK, Modi V J. A numerical analysis of the unsteady flow past a Savonius wind turbine[J]. Journal of Wind Energy and Industrial Aerodynamics, 1989(32): 303-327.

[9] Ishimatsu K, Kage K, Okubayashi T. Numerical study for the flow fields and performances of Savonius-type and bach-type rotors [C]. The 10th International Symposium on Flow Visualization, Kyoto Japan, 2002: 1-7.

[10] Aldoss T K. Savonius rotor using swinging blades as an augmentation system[J]. Wind Energy, 1984, 8(4): 214-220.

[11] Tabassum S A, Probert S D. Vertical-axis wind turbine: a modified design[J]. Applied Energy, 1987(28): 59-67.

[12] Reupke P, Probert S D. Slatted-blade Savonius wind-rotors [J]. Applied Energy, 1991(40): 65-75.

[13] Saha U K, Rajkumar M J. On the performance analysis of Savonius rotor with twisted blades[J]. Renewable Energy, 2006(31): 1776-1788.

[14] Burcin Deda Altan A, Mehmet Atlgan A, Aydogan Ozdamar B. An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008 (32): 1673-1678.

[15] Kunio Irabu, Jitendro Nath Roy. Characteristics of wind power on Savionius rotor using a guide-box tunnel[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007(32): 580-586.

[16] Menet J L. Adouble-step savonius rotor for local production of electricity: a design study[J]. Renewable Energy, 2004(29): 1843-1862.

[17] Kamojia M A, Kedarea S B, Prabhub S V. Performance tests on helical Savonius rotors[J]. Renewable Energy, 2009(34): 521-529.

[18] 张颖, 孙锐, 吴少华, 等. 200 MW 旋流燃烧方式煤粉炉内燃烧试验和数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(8): 215-220. Zhang Jie, Sun Rui, Wu Shaohua, et al. An experimental and numerical study on swirling combustion process in a 200 MW pulverized coal fired boiler[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(8): 215-220(in Chinese).

[19] 尚庆, 张健. 旋流燃烧室内煤粉燃烧的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(17): 1-5. Shang Qing, Zhang Jian. Simulation of pulverized coal combustion in a swirl combustor[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(17): 1-5 (in Chinese).

[20] 潘维, 池作和, 斯东波, 等. 200 MW 四角切圆燃烧锅炉改造工况数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(18): 110-115. Pan Wei, Chi Zuohe, Si Dongbo, et al. Numerical simulation of combustion process in a 200MW tangentially fired furnace to study furnace reconstruction[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(18): 110-115(in Chinese).



赵振宙

收稿日期：2009-02-04。

作者简介：

赵振宙(1982—)，男，博士，讲师，从事风能等清洁能源利用研究，zhaozhzh_2008@hhu.edu.cn。

(责任编辑 车德竞)