

DOI: 10.3901/JME.2023.04.265

# 配重对拓宽无叶片风力机捕能区间的影响研究<sup>\*</sup>

龚曙光 王 翔 谢桂兰 卢海山 徐凡业  
(湘潭大学机械工程学院 湘潭 411105)

**摘要:** 为提高无叶片风力机的捕能效率, 基于调谐捕能柱固有频率原理, 提出采用配重方式拓宽无叶片风力机捕能区间的方法, 推导添加配重后捕能柱固有频率的计算式, 建立捕能柱涡激振动分析的仿真模型并进行了验证, 探讨配重质量占比、配重块移动距离对捕能柱风速锁定区间与捕能效率的影响。所得结果表明, 施加配重块后理论计算固有频率接近且大于捕能柱获得最大摆幅所对应的频率; 配重块移动与其固定不动相比, 捕能柱的捕能功率和风速锁定区间可显著提高, 风速锁定区间长度增大了 16.3 倍; 随着配重质量占比值的增大, 捕能柱获得最大摆幅的风速锁定区间也增大, 且区间长度与配重质量占比之间满足二次函数关系。这意味着当来流风速发生变化时, 可通过调整配重块的位置, 实现风能捕获最大化。

**关键词:** 无叶片风力机; 配重法; 风速锁定区间; 固有频率; 捕能效率

中图分类号: TK89

## Study on the Influence of Counterweight on Widening the Energy Harvesting Range of Bladeless Wind Turbine

GONG Shuguang WANG Xiang XIE Guilan LU Haishan XU Fanye  
(School of Mechanical Engineering, Xiangtan University, Xiangtan 411105)

**Abstract:** To improve the energy harvesting efficiency of bladeless wind turbine, the method to widen the energy harvesting range of bladeless wind turbine by mean of counterweight is proposed based on the principle of tuning the natural frequency of the energy-capturing column(ECC). The formula for calculating the natural frequency of the ECC with counterweight is derived. The simulation model for vortex-induced vibration analysis is established and verified, and the effects of weight ratio and moving distance of counterweight on wind speed locking internal and energy harvesting efficiency of the ECC are discussed. The results show that the calculated natural frequency after the application of the counterweight is close to and larger than the frequency corresponding to the maximum swing amplitude of the ECC. The energy capture power and wind speed locking interval of the energy capture column can be significantly improved when the counterweight block is moved compared with that when it is fixed, and the length of the wind speed lock interval increased by 16.3 times. With the increase of the proportion of counterweight, the wind speed locking interval of the maximum swing of the ECC increases, and the relation between the interval length and the proportion of the counterweight mass satisfies the quadratic function. This means that wind energy capture can be maximized by adjusting the position of the counterweight when the incoming wind speed changes.

**Key words:** bladeless wind turbine; counterweight method; wind speed locking interval; natural frequency; energy harvesting efficiency

## 0 前言

随着“双碳”战略目标的提出及相关政策的实施, 对电力行业提出了新的挑战 and 机遇。风能作为

一种清洁可再生的能源, 其收集并转换成电能对改善电力能源结构、减少碳排放、实现碳中和具有重要的作用和意义<sup>[1-2]</sup>。

目前一种基于涡激振动(Vortex-induced vibration, VIV)的无叶片风力机<sup>[3]</sup>被提出, 相对于带叶轮的风力机存在制造成本高、维护频繁、安装条件苛刻以及产生噪音等缺点<sup>[4]</sup>, 无叶片风力机具有

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51875493)。20220805 收到初稿, 20221205 收到修改稿

结构简单、制造维护方便、性价比高、占地面积小等优点<sup>[5]</sup>, 无叶片风力机的提出将给风电行业带来新的活力, 也有可能成为分布式风力发电的未来。

当无叶片风力机捕能系统受到风力作用时, 会产生卡门涡街现象, 并引发捕能系统产生周期性振动<sup>[6]</sup>, 当捕能系统的固有频率与其漩涡脱落频率接近或相等时即产生锁频, 此时捕能系统的振幅最大, 因此要提高无叶片风力机的捕能效率, 则期望其锁频区间更大, 相对应风速范围也称风速锁定区间。

然而文献[7]的研究指出, 基于 VIV 型捕能装置的主要缺点之一就是锁频区间窄, 当来流风速脱离锁定区域后, 会导致收集的能量急剧下降。目前针对 VIV 捕能装置所提出拓宽捕能区间的方法主要有调谐捕能柱的固有频率<sup>[8]</sup>、引入双稳态吸附<sup>[9]</sup>和使用非线性回复力矩<sup>[10]</sup>等。

如 WAN 等<sup>[11]</sup>利用磁流变弹性体配置了一种新型固有频率可调振动能量收集器, 通过采用变强度的磁场强度来改变边界条件, 使其剪切模量随外加磁场强度的变化而变化, 以扩大其能量捕获范围。TOPALOGLU 等<sup>[12]</sup>将自锁压电马达作为线性驱动器, 通过在轴向前后移动连接的尖端质量来调节压电梁的固有频率。QIN 等<sup>[13]</sup>引入双稳态吸附提出了一种利用涡激振动和驰振的新型收集风能装置, 可在大范围的风速下保持较大振幅的振动, 并产生较高的电力输出。ZHANG 等<sup>[14]</sup>通过改变两磁体的相对位置实现非线性磁性回复力, 其试验发现由于非线性磁力的影响, 所提出的能量采集器显示出“软化”行为, 从而可显著改变基于 VIV 的能量采集器的固有频率, 锁频区域被移动, 极大地提高了能量采集系统的性能。

但上述学者所提方法的实现方式较为复杂, 且多应用于柔性梁振颤或刚性体的平动, 而无叶片风力机是通过刚性捕能柱的横向摆动来捕获风能, 因此本文基于调谐捕能系统固有频率的原理, 提出一种采用配重方式拓宽无叶片风力机捕能区间的方法, 在推导施加配重块捕能系统固有频率的基础上, 探讨配重块质量占比、移动距离对拓宽捕能区间和捕能效率的影响, 所得结果将为无叶片风力机的设计提供指导。

## 1 固有频率与捕能效率的计算

### 1.1 捕能系统的固有频率

无叶片风力机自上而下由捕能系统、支撑结构、发电装置三部分组成, 其中捕能系统由圆筒形捕能

柱、磁性回复装置<sup>[15]</sup>组成。磁性回复装置是由一对同极相对的永磁铁组成, 其作用是阻止捕能柱共振时其振幅的叠加, 同时又对捕能柱产生一个反向推力。无叶片风机通过捕能柱的摆动将风能转化为机械能, 再经发电装置将机械能转化为电能, 其物理模型如图 1 所示。

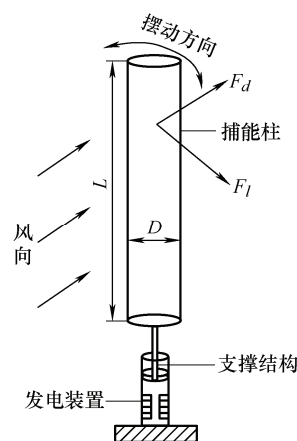


图 1 无叶片风力发电机的物理模型

在场风中, 捕能柱受到来流方向作用力  $F_d$  和垂直于来流方向的升力  $F_l$  作用, 其在摆动过程中要受到风力产生的力矩、磁性回复力矩、机械阻尼力矩、重力力矩等的影响。同时, 在假定风速不变的条件下, 捕能柱在来流方向的摆动(也称为平动)基本上只发生固定角度的倾斜, 而在垂直于来流方向, 捕能柱在涡激升力作用下会产生周期性摆动即横向摆动, 因此在无叶片风力机中, 捕能柱所捕获的能量主要由涡激横向摆动产生。

假定来流方向为  $X$ 、垂直于来流方向为  $Y$ 、捕能柱的轴线为  $Z$ , 则捕能柱在  $O-Y-Z$  面的横向摆动可简化<sup>[16]</sup>为如图 2 所示的质量-弹簧-阻尼振动系统(类似于摆锤振动), 其中  $m$  代表捕能柱的整体质量,  $\text{kg}$ ;  $l$  为其重心位置,  $\text{m}$ ;  $\theta$  为捕能柱的偏转角度,  $\text{rad}$ 。

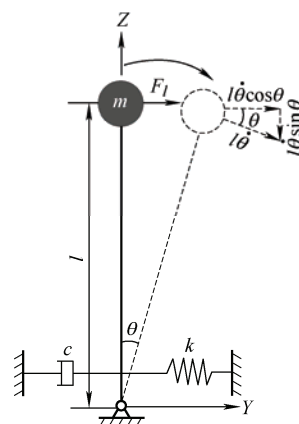


图 2 质量-弹簧-阻尼系统图

在图 2 中, 捕能柱在风力作用下绕摆动中心产生周期性摆动, 摆动的水平速度分量为

$$V_y(t) = \dot{Y}(t) + l\dot{\theta}(t)\cos(\theta(t)) \quad (1)$$

摆动的竖直速度分量为

$$V_z(t) = \dot{Z}(t) + l\dot{\theta}(t)\sin(\theta(t)) \quad (2)$$

作为拉格朗日方程的标准形式, 广义坐标下的控制方程为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = Q_\theta \quad (3)$$

式中,  $Q_\theta$  为广义转矩, 表示系统中的控制转矩和阻尼分量;  $L$  为“拉格朗日量”, 其值为

$$L = T - V \quad (4)$$

式中,  $T$  为图 2 所示摆动系统的动能, 其值为

$$\begin{aligned} T(t) = & \frac{1}{2}m(V_y(t) + V_z(t))^2 = \\ & \frac{1}{2}m(\dot{Y}(t)^2 + \dot{Z}(t)^2 + l^2\dot{\theta}(t)^2 + \\ & 2l\dot{\theta}(t)(\dot{Y}(t)\cos(\theta(t)) + \dot{Z}(t)\sin(\theta(t))) \end{aligned} \quad (5)$$

$V$  为图 2 所示摆动系统的势能, 其值为

$$V(t) = mgl\cos\theta(t) - mgZ(t) + \frac{1}{2}k\theta(t)^2 \quad (6)$$

将式(4)~(6)代入式(3)可得到捕能系统涡激摆动的动力学控制方程为

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta}(t) + c\dot{\theta}(t) + k\theta(t) + ml(\ddot{Y}(t)\cos(\theta(t)) + \\ \ddot{Z}(t)\sin(\theta(t))) = mgl\sin\theta(t) \end{aligned} \quad (7)$$

式中,  $\theta(t)$ 、 $\dot{\theta}(t)$ 、 $\ddot{\theta}(t)$  分别为捕能柱在某时刻的偏转角度(rad)、角速度(rad/s)、角加速度(rad/s<sup>2</sup>);  $I$ 、 $c$ 、 $k$  分别为转动惯量(kg·m<sup>2</sup>)、阻尼系数(N·m·s/rad)和磁性回复力矩系数(N·m/rad);  $\ddot{Y}$  和  $\ddot{Z}$  为捕能柱受到外部扰动时在横向摆动水平方向和竖直方向的加速度(m/s<sup>2</sup>)。

当捕能柱不受风力作用时, 其外部扰动为 0, 则捕能系统的振动方程为

$$I\ddot{\theta}(t) + c\dot{\theta}(t) + k\theta(t) = mgl\sin\theta(t) \quad (8)$$

当捕能柱的横向摆动幅度较小时, 即当  $\theta \leq 0.1745$  rad, 有  $\sin\theta \approx \theta$ , 则式(8)可简化为

$$I\ddot{\theta}(t) + c\dot{\theta}(t) + (k - mgl)\theta(t) = 0 \quad (9)$$

由式(9)即可得到捕能系统的横向摆动固有频率  $f_d$  计算式为

$$f_d = \frac{\omega_d}{2\pi} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{4(k - mgl)}{I} - \frac{c^2}{I^2}} \quad (10)$$

而其在无阻尼时的固有频率  $f_n$  计算式为

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k - mgl}{I}} \quad (11)$$

由式(10)、(11)可知, 捕能系统横向摆动的固有频率与捕能柱的质量、磁性回复力矩系数、阻尼系数以及捕能柱的结构参数相关。

## 1.2 引入配重后的固有频率

在捕能柱的中心轴线上引入一根杆状结构即配重块, 其质量为  $\Delta m$ , 且配重块能在轴向随风速变化上下移动。当配重块上下移动时, 则捕能系统的重心将随着配重块的上下移动而发生变化, 如图 3 所示, 从而引起捕能系统摆动的固有频率也将发生变化, 此时捕能系统的总质量为  $M = m + \Delta m$ 。

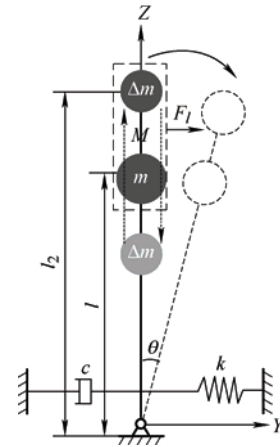


图 3 引入配重块后捕能系统的振动简图

将配重块质量占整个捕能系统质量的占比设为无量纲参数  $P$ , 即

$$P = \frac{\Delta m}{M} \quad (12)$$

在捕能柱摆动的初始时候, 因其摆动中心的距离固定, 则其转动惯量  $I$  为常量, 即在配重块移动之前其转动惯量的变化量为

$$\Delta I = 0 \quad (13)$$

当配重块移动后, 此时捕能系统的重心和转动惯量均将发生变化。将配重块视为由  $n$  个质点组成, 各个质点的质量分别为  $m_i (i=1, 2, \dots, n)$ , 则配重块移动  $\Delta l$  后整个系统的转动惯量变化量为

$$\Delta I = \sum_{i=1}^n \Delta m_i (y_i^2 + \Delta z_i^2) = PM \Delta l (2l_2 + \Delta l) \quad (14)$$

式中,  $l_2$  为配重块的初始重心位置, m。

配重块移动  $\Delta l$ , 整个捕能系统的重心变化量为

$$\Delta L = P \Delta l \quad (15)$$

则引入配重块且移动后捕能系统的固有频率为

$$f_d' = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{4[k - Mg(l + \Delta L)]}{I + \Delta I} - \frac{c^2}{(I + \Delta I)^2}} \quad (16)$$

式中,  $\Delta I$  和  $\Delta L$  分别由式(14)和(15)给出。

无阻尼捕能系统的固有频率为

$$f_n' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k - Mg(l + \Delta L)}{I + \Delta I}} \quad (17)$$

由式(16)、(17)可知, 配重块重心位置的移动距离  $\Delta l$  和其质量占比  $P$  对捕能系统的固有频率有很大的影响。

### 1.3 捕能效率计算式

在风致涡激振动的摆动过程中, 柱体捕获风能的功率为横向升力矩与角速度的乘积, 即有

$$P_v = M_l(t) \dot{\theta}(t) \quad (18)$$

式中,  $M_l(t) = \frac{1}{2} CM_l \cdot \rho U^2 DH \cdot l$ ,  $CM_l$  为升力矩系数;  $\rho$  为空气密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $U$  为风速,  $\text{m/s}$ ;  $D$  为捕能柱的直径,  $\text{m}$ ;  $H$  为轴截面的面积,  $\text{m}^2$ 。

又流体对捕能柱所作的总功率为

$$P_f = \frac{\rho DHU^3}{2} \quad (19)$$

则捕能效率的计算式为

$$\eta = \frac{P_v}{P_f} = \frac{2M_l(t) \dot{\theta}(t)}{\rho DHU^3} \quad (20)$$

## 2 计算方法及模型验证

### 2.1 计算方法

本文基于文献[17]采用三维雷诺平均 N-S 方程和 RANS k- $\omega$  SST 湍流模型对流体动力学方程进行联合求解, 采用动网格 6-DOF 作为运动函数来定义捕能柱的运动模式。在每个时间步长里, 先求解雷诺平均 N-S 方程的质量守恒和动量守恒方程以获得流体动力, 其中采用二阶迎风格式对空间进行离散; 然后通过求解运动方程以获得系统当前的摆动角度和摆动速度。

同时捕能系统在不同时刻所受到的机械阻尼力矩、磁性回复力矩及自身重力的计算则采用 UDF(User defined function)并嵌入到 Fluent 软件中, 以实现系统的摆动运动。

初始条件:  $\theta(0) = 0, \dot{\theta}(0) = 0$ 。

### 2.2 边界条件及网格模型

计算域及其边界条件如图 4 所示, 计算域的尺寸为  $30D \times 20D \times 6D$ ,  $X$  轴正向为来流方向, 上游边界与下游边界分别距离原点  $10D$  和  $20D$ , 文献[18]

指出对称边界大于  $8D$  时才可忽略湍流的阻塞比, 因此设置原点距离  $Y$  轴方向上下两个边界距离均为  $10D$ , 展向长度则与圆柱高度相同。

本文基于圆柱直径  $D$  和来流速度  $U$  的雷诺数  $Re = UD/\nu$  范围为  $2 \times 10^4 \sim 7.6 \times 10^4$ 。

边界条件设置为入口边界设置为速度入口, 出口边界设置为压力出口, 上下前后四个边界面均设置为对称平面, 圆柱则设置为无滑移壁面, 且在捕能柱轴线中心即  $Z=0$  处设置一个固定点, 以确保捕能柱能绕该点摆动, 如图 4 所示。

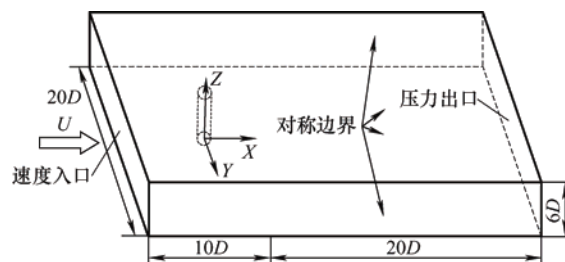


图 4 流体域及边界条件

网格设置: 第一层网格高度按量纲  $y^+ = yu_r/\nu$  的计算得到, 其中  $y$  为壁面第一层网格高度,  $\text{m}$ ;  $u_r$  为壁面切应力速度,  $\text{m/s}$ ;  $\nu$  为流体运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ; 且设置  $y^+$  值接近于 1。在垂直固壁方向, 网格采用线性增长方式进行, 其增长率为 1.06。同时为了使近圆柱区域的网格具有更好的正交性, 采用如图 5 所示的双 O 型网格分布, 且远离圆柱区域的网格分布较均匀, 在经网格无关性验证后, 最终确定的网格数量为 131 万。

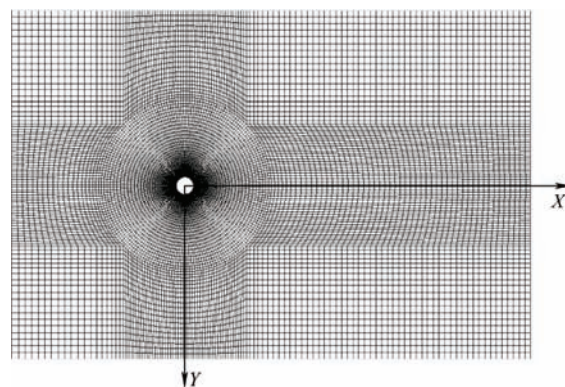


图 5 O-X-Y 截面双 O 型网格分布图

时间步长设置:  $\Delta t = 2.5 \times 10^{-4} \text{ s}$ 。

### 2.3 模型验证

捕能系统的质量阻尼比  $\alpha = (m^* + C_A)\zeta$ , 式中  $C_A$  为附加质量系数, 因捕能柱为圆柱体, 则  $C_A=1$ ;  $\zeta$  为阻尼比;  $m^*$  为质量比, 即柱体质量与其排开流体质量之比。

振幅比  $A^* = A/D$ , 即为振幅与圆柱直径之比。

为了验证上述所建模型及网格与时间步长的可行性,通过定义 6-DOF 方法中的自由度,对捕能柱进行涡激平动的仿真分析。改变磁性回复力矩  $k$  值,通过仿真分析可得到捕能柱在不同雷诺数下的峰值振幅比,将仿真所得的峰值振幅比与文献[19]中提出的涡激平动模式的修正“Griffin 曲线”进行对比,可得到本文捕能系统的质量阻尼比为  $\alpha=0.536$ 。

选取雷诺数分别为  $Re=10\ 000$ 、 $27\ 000$ 、 $57\ 000$ ,通过仿真分析所得结果与文献[19]的结果对比如图 6 所示,两者吻合较好,这说明本文所建模型及网格数量和方法是可行的。

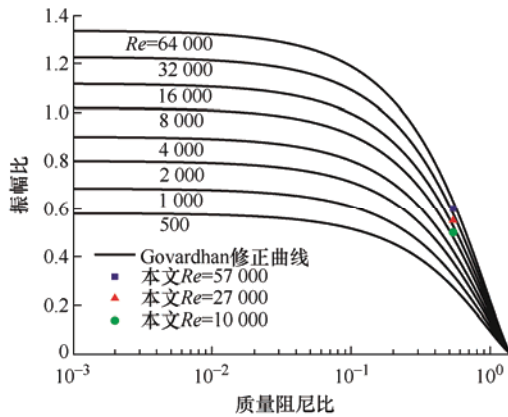


图 6 不同雷诺数下的振幅比对比图

同时表 1 列出了捕能柱在雷诺数  $Re=2\times 10^4$  下的气动力参数与文献研究结果的对比,由表 1 发现两者结果的吻合较好,这进一步说明本文所建模型的可行性。

表 1 本文气动力参数和文献结果的对比

文献	$Re$	$C_d$	$St$
[20]	$2\times 10^4$	1.12	0.200
[21]	$2\times 10^4$	1.05	0.200
[22]	$2\times 10^4$	1.27	0.190
本文	$2\times 10^4$	1.10	0.211

### 3 结果与讨论

#### 3.1 捕能系统的基本参数

选取捕能柱的长度  $L=0.9\text{ m}$ 、直径  $D=0.15\text{ m}$ 、壁厚  $0.3\text{ mm}$ ,材料选用碳纤维,其密度为  $1\ 400\text{ kg/m}^3$ ,则其质量比保持为  $m^*=12.64$ 。

漩涡脱落频率计算式为  $f_s=St\cdot U/D$ ,其中  $St$  为斯特劳哈尔数,且取  $St=0.2$ ,设计风速为  $4\text{ m/s}$ ,当配重块位于中部位置时,参照文献[15]的方法,最后得到捕能系统的基本参数如表 2 所示。

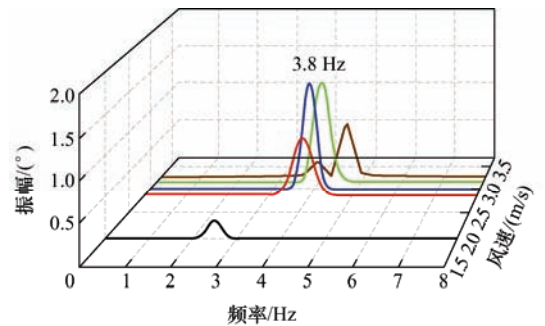
表 2 捕能系统的基本参数

参数	数值
直径 $D/\text{m}$	0.15
长度 $L/\text{m}$	0.90
回复力矩刚度 $k/(\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad})$	66.15
系统阻尼比 $\zeta$	0.04
捕能柱质量比 $m^*$	12.64

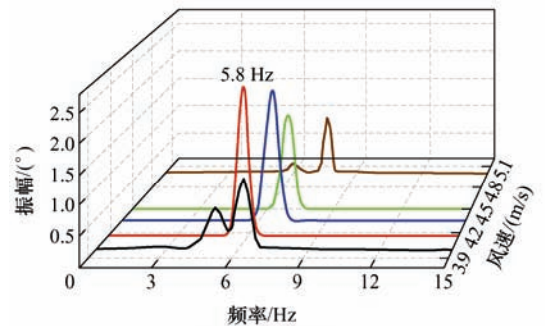
#### 3.2 配重块的影响

通过仿真计算可得到捕能柱在不同时刻所对应的摆动角度,对稳定后的横向摆动角度进行快速傅里叶变换,可得到各风速下捕能柱的振动频率和振动幅值。

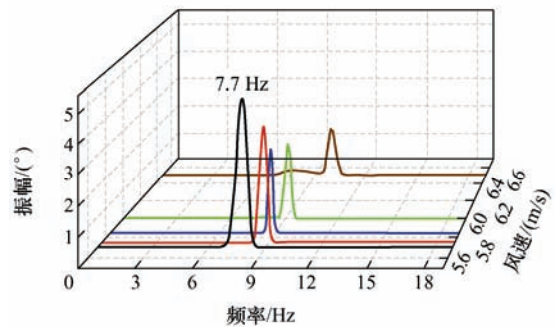
以配重块质量占比  $P=0.4$  为例,将配重块分别移动到捕能柱的顶部( $0.875\text{ m}$ )、中部( $0.45\text{ m}$ )、底部( $0.025\text{ m}$ )3 个位置时,所得捕能柱横向摆动频率和振幅(摆动角度)随风速的变化如图 7 所示。



(a) 配重块位于捕能柱顶部



(b) 配重块位于捕能柱中部



(c) 配重块位于捕能柱底部

图 7  $P=0.4$  不同位置横向摆动频率和振幅随风速的变化

由图 7 可得到,当配重块位于不同位置时所对应的最大振幅、频率和风速如表 3 所示。

表 3 最大振幅、频率与风速值

配重块位置/m	最大振幅/(°)	频率/Hz	风速/(m/s)
顶部(0.875)	1.45	3.8	3.0
中部(0.45)	2.5	5.8	4.15
底部(0.025)	4.88	7.7	5.7

图 7 和表 3 说明随着配重块位置的移动,实现了捕能柱锁频风速、摆动频率和摆动角度的变化,即意味着当来流风速发生变化时,可通过调整配重块的位置,使捕能系统的频率与漩涡脱落频率相当,进而可获得最大的摆动角度,即可提高捕能柱的捕能效率。

通过将仿真计算得到的摆动角度及升力力矩等参数代入式(18)、(20),即可得到当  $P=0.4$  时,配重块固定于底部、中部和顶部且与配重块可移动的最大功率、捕能效率与风速的关系分别如图 8、9 所示。

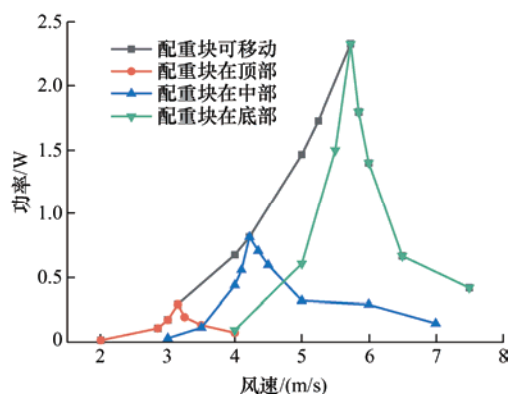


图 8  $P=0.4$  配重块移动前后捕能功率的对比

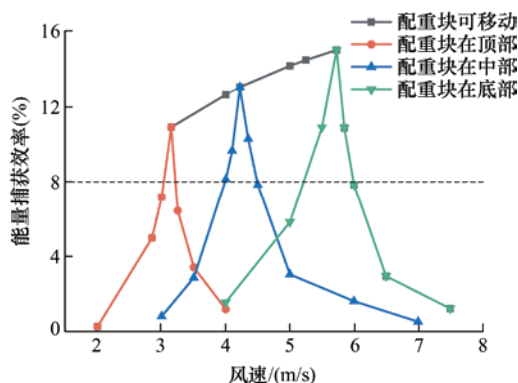


图 9  $P=0.4$  配重块移动前后捕能效率的对比

由图 8、9 可知,当配重块固定在某个位置不动时,捕能柱所获得的功率和捕能效率的变化规律与文献[15]同质量的捕能柱相类似,且其锁定风速区间较窄,这是因为当配重块仅固定在某个位置时,

就类似于一个同质量的捕能柱。

但当配重块沿捕能柱轴线从顶部移动至底部后,则其最大捕获功率与风速锁定区间均有较大的提高,最大功率从 0.282 W 提升到 2.336 W,提升了 8.28 倍;若设置捕能柱的捕能效率为 8%,则当配重块分别固定在底部、中部和顶部时,其风速的锁定区间分别为 5.21~5.99 m/s、4~4.5 m/s、3.03~3.21 m/s,而当配重块沿捕能柱轴线从底部移动至顶部后,则其风速锁定区间为 3.03~5.99 m/s,此时风速锁定区间长度分别增大了 3.81 倍、5.9 倍、16.3 倍。这说明配重块的移动可显著提升风速的锁定区间,从而可捕获到更大的风能。

但从图 8、9 也可看到,无论配重块是否移动,在其风速锁定区间之外的捕能效率和功率均会快速衰减。

### 3.3 配重块大小及其位置的影响

由于质量比会影响到捕能系统的捕能效率<sup>[15]</sup>,因此本文将通过改变捕能柱的壁厚以确保其质量比不变,以专注于研究配重块大小及其位置的变化对捕获风能的影响。同时在其他参数保持不变时,选取配重质量占比的值分别为 0.2、0.3、0.4、0.5。

当捕能柱在获得最大摆动角度时,配重块不同质量占比所在位置与锁定风速之间的关系如图 10 所示,图 11 为配重块移动距离与捕能系统固有频率之间的关系。

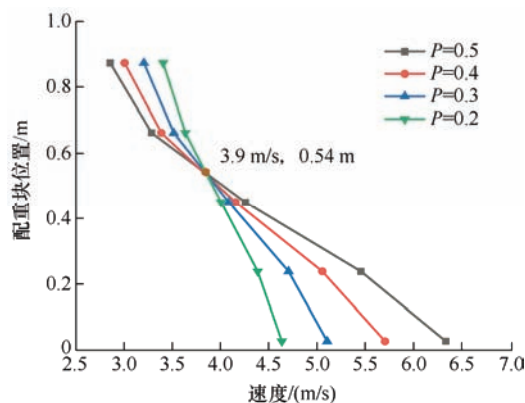


图 10 配重块位置与锁定风速的关系

图 10 说明在配重质量占比值不变时,随着其位置从顶部向底部移动,所对应的锁定风速均逐渐增大;当其位置高于 0.54 m 时,随着配重占比值的增大,其锁定风速变小,但当其位置低于 0.54 m 时,则其锁定风速随配重占比值的增大而增大。这与式(16)相吻合,即在捕能柱尺寸保持不变时,配重块移动的距离越小,则由式(16)可知捕能系统的固有频率会增大,而漩涡脱落频率随风速线性增加,当

两者的频率相接近时才会使捕能柱产生最大振动角度。同时配重块占比值的变化也会影响到捕能系统的转动惯量, 其中拐点位置的出现说明不同配重块在该位置时, 捕能系统的固有频率均相同, 导致其产生最大摆幅的锁定风速相一致。

从图 11 可知, 捕能系统的固有频率均随配重块移动距离的增加而减小, 在其移动距离小于 0.48 m 时, 系统的固有频率随配重块占比值的增大而增大, 当其移动距离大于 0.48 m 后, 随配重占比值的增大, 其固有频率值减小, 且系统固有频率值越大, 其锁频区间也增大。这与文献[23]所得到的结论相一致, 即配重块移动距离小时, 其获得最大摆幅的风速增大, 从而使得其频率值也相应增大; 当风速增大后, 捕能系统获取到的风能也相应增大, 从而使得其锁频区间也增大。

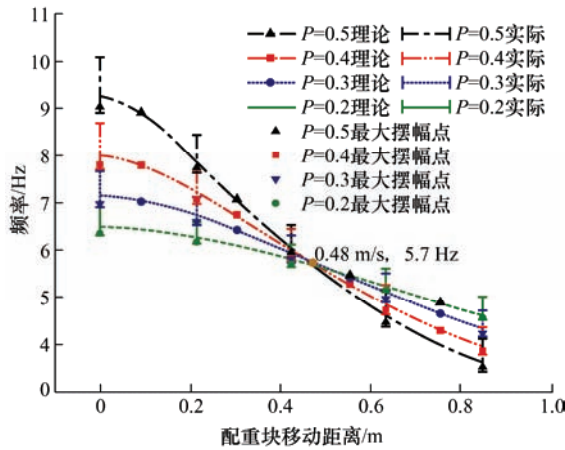


图 11 配重块移动距离与系统频率的关系

同时由式(16)计算得到的固有频率值均处于实际的锁频区间内, 验证了式(16)的可行性, 但其值接近且大于最大摆幅值所对应的频率, 这与文献[24]在研究水致圆柱体的平动时所得结论相反, 即在水致平动中, 最大捕能效率所对应的频率接近且大于系统的固有频率。这也许是流体介质的原因, 在同等条件下, 当流体介质为水时, 其质量比  $m^*$  偏小, 当为空气时, 则其质量比  $m^*$  偏大。

### 3.4 配重对捕能功率及效率的影响

在其他参数均保持不变的条件下, 取配重质量占比值分别为 0.2、0.3、0.4、0.5, 通过仿真计算可得到当不同质量占比配重移动后, 捕能系统获得的最大功率、最大捕能效率与风速的关系分别如图 12、13 所示。

图 12 说明随着配重质量占比值的增大, 捕能系统获得的最大功率也增大, 且对应的风速值也增大, 这意味着使用配重块并使其移动则有利于提高捕能

系统的捕能功率。

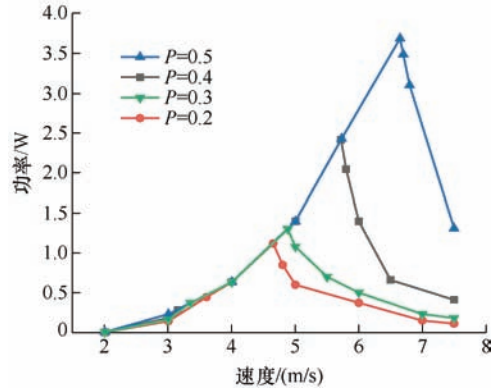


图 12 不同配重质量占比下功率随风速的变化

由图 13 可知, 随着配重块质量占比值的增大, 捕能系统的风速锁定区间也增大, 如当  $P=0.2$  时, 风速锁定区间为 3.19~4.87 m/s, 当  $P=0.5$  时, 风速锁定区间为 2.75~7.14 m/s, 风速锁定区间长度增大了 2.6 倍, 区间长度与配重质量占比之间的变化关系如图 14 所示, 即呈现为二次函数关系, 即有

$$y = 2.085 - 6.4x + 22x^2$$

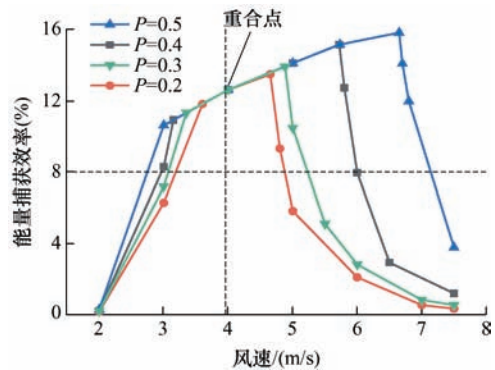


图 13 不同配重质量占比下捕能效率随风速的变化

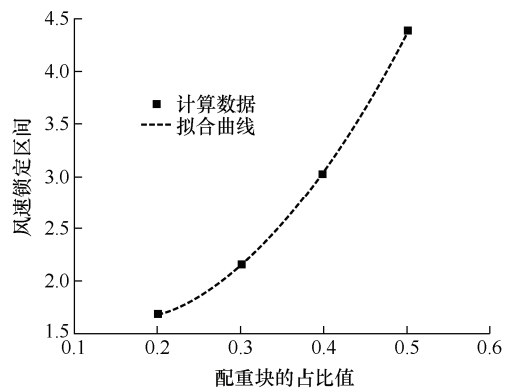


图 14 配重质量占比与风速锁定区间长度的关系

同时在图 13 中出现了一个捕能效率的重合点, 且其风速接近 4 m/s, 这与图 10 所示的转折点相同,

同时风速锁定区间的变化规律也可采用图 10、11 所示的规律来进行解释。

图 13 也说明随着风速的增大,最大捕能效率也随着配重块质量占比值的增大有所提升。

## 4 结 论

(1) 施加配重后所推导出捕能系统固有频率的计算式得到验证,其值接近且大于捕能系统获得最大摆幅所对应的频率。

(2) 配重块沿捕能柱轴线的上下移动,能够改变捕能柱的摆幅、频率及对应的风速;当配重块沿捕能柱上下移动与其固定不动相比,捕能柱的功率最大提升了 8.28 倍,其风速锁定区间长度增大了 16.3 倍。这意味着当来流风速发生变化时,可通过调整配重块的位置来拓宽捕能柱风速的锁定区间,实现捕获风能的最大化。

(3) 配重质量占比值越大,捕能柱的风速锁定区间也增大,当占比值从 0.2 增大至 0.5 时,风速锁定区间长度增大 2.6 倍,且锁定区间长度与配重质量占比之间满足二次函数关系,同时获得的功率也增大,对应风速点的效率也有提升。

(4) 随着配重从捕能柱的顶部移动至底部,其获得最大摆幅的锁定风速逐渐增大;配重质量占比值越大,则其对应的风速也越大,固有频率就越高。

## 参 考 文 献

- [1] 黄强, 郭怿, 江建华, 等. “双碳”目标下中国清洁电力发展路径[J]. 上海交通大学学报, 2021, 55(12): 1499-1509.
- HUANG Qiang, GUO Yi, JIANG Jianhua, et al. Development pathway of China's clean electricity under carbon peaking and carbon neutrality goals[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2021, 55(12): 1499-1509.
- [2] 朱建勇, 刘沛清. 180°螺旋式 Savonius 风力机气动特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(8): 155-161.
- ZHU Jianyong, LIU Peiqing. Experimental study on aerodynamic characteristics of helical savonius rotor with twist of 180°[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(8): 155-161.
- [3] EL-SHAHAT A. Bladeless wind turbine as wind energy possible future technology[J]. Natural Gas & Electricity, 2016, 33(4): 16-20.
- [4] INAGAKI T, LI Y, NISHI Y. Analysis of aerodynamic sound noise generated by a large-scaled wind turbine and its physiological evaluation[J]. International Journal of Environmental Science and Technology, 2015, 12(6): 1933-1944.
- [5] WANG Junlei, GENG Linfeng, DING Lin, et al. The state-of-the-art review on energy harvesting from flow-induced vibrations[J]. Applied Energy, 2020, 267: 114902.
- [6] WILLIAMSON C H K, GOVARDHAN R. Vortex induced vibration[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2004, 36: 413-455.
- [7] BEEBY S P, TUDOR M J, WHITE N M. Energy harvesting vibration sources for microsystems applications[J]. Measurement Science and Technology, 2006, 17(12): 175-195.
- [8] SUN W, JUNG J, SEOK J. Frequency-tunable electromagnetic energy harvester using magneto-rheological elastomer[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2016, 27(7): 959-979.
- [9] LIU H, QIAN Y, LEE C. A multi-frequency vibration-based MEMS electromagnetic energy harvesting device[J]. Sensors & Actuators a Physical, 2013, 204: 37-43.
- [10] NGUYEN M S, YOON Y J, KIM P. Enhanced broadband performance of magnetically coupled 2-DOF bistable energy harvester with secondary intrawell resonances[J]. International Journal Precision Engineering Manufacturing-Green Technology, 2019, 6(3): 521-530.
- [11] WAN S, JUNG J, XIAO Y W, et al. Design, simulation, and optimization of a frequency-tunable vibration energy harvester that uses a magnetorheological elastomer[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(1): 147421-147421.
- [12] TOPALOGLU N, KARADAG C V. A self-sufficient and frequency tunable piezoelectric vibration energy harvester[J]. Journal of vibration and acoustics : Transactions of the ASME, 2017, 139(1): 011013.
- [13] QIN W, DENG W, PAN J, et al. Harvesting wind energy with bi-stable snap-through excited by vortex-induced vibration and galloping[J]. Energy, 2019, 189(15): 116237.
- [14] ZHANG L B, ABDELKEFI A, DAI H L, et al. Design and experimental analysis of broadband energy harvesting from vortex-induced vibrations[J]. Journal of Sound & Vibration, 2017, 408: 210-219.
- [15] 龚曙光, 吴兴豪, 卢海山, 等. 无叶片风力机捕能柱涡激摆动特性及捕能效率[J]. 太阳能学报, 2022, 43(1): 21-28.

- GONG Shuguang, WU XingHao. LU Haishan, et al. Vortex-induced swing characteristics and capturing energy efficiency of capturing energy column of bladeless wind turbine[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2022, 43(1): 21-28.
- [16] YÁÑEZ D J. VIV resonant wind generators[EB/OL]. [2018-01-06]. <http://www.vortexbladeless.com>.
- [17] KHAN N B, IBRAHIM Z. Numerical investigation of vortex-induced vibration of an elastically mounted circular cylinder with one-degree of freedom at high Reynolds number using different turbulent models[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 2019, 233(2): 443-453.
- [18] BEHR M, HASTREITER D, MITTAL S, et al. Incompressible flow past a circular cylinder: dependence of the computed flow field on the location of the lateral boundaries[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering*, 1995, 123(1-4): 309-316.
- [19] GOVARDHAN R N, WILLIAMSON C H K. Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: Revealing the effect of Reynolds number using controlled damping[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2006, 561: 147-178.
- [20] SCHEWE G. On the force fluctuations acting on a circular cylinder in crossflow from subcritical up to transcritical Reynolds numbers[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1983, 133: 265-285.
- [21] RAHMAN M A A, LEGGOE J, THIAGARAJAN K, et al. Numerical simulations of vortex-induced vibrations on vertical cylindrical structure with different aspect ratios[J]. *Ships and Offshore Structures*, 2016, 11(3-4): 405-423.
- [22] WORNOM S, OUVREARD H, SALVETTI M V, et al. Variational multiscale large-eddy simulations of the flow past a circular: Reynolds number effects[J]. *Computers & Fluids*, 2011, 47(1): 44-50.
- [23] 康庄, 张橙. 雷诺数对圆柱体涡激振动特性影响研究[J]. *华中科技大学学报*, 2017, 45(11): 74-79.
- KANG Zhuang, ZHANG Cheng. Impact of Reynolds number on vortex-induced vibration performance of cylinder[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology*, 2017, 45(11): 74-79.
- [24] LEE J H, BERNITSAS M M. High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter[J]. *Ocean Engineering*, 2011, 38(16): 1697-1712.

---

作者简介: 龚曙光, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。  
主要研究方向为 CAE 技术的理论与应用、风电技术装备。  
E-mail: gongsg@xtu.edu.cn