

基于涡簧-飞轮式 PTO 的水平摆式 波能装置获能研究

曹飞飞^{1~3}, 徐英洲¹, 江小强¹, 张 朔¹, 张崇伟⁴, 史宏达^{1~3}

(1. 中国海洋大学工程学院, 青岛 266100; 2. 中国海洋大学山东省海洋工程重点实验室, 青岛 266100;
3. 青岛市海洋可再生能源重点实验室, 青岛 266100; 4. 大连理工大学海岸与近海工程国家重点实验室, 大连 116024)

摘 要: 以基于涡簧-飞轮式能量输出系统(PTO)的水平摆式波能装置为研究对象,将涡簧刚度、飞轮转动惯量作为研究变量,通过试验验证和数值模拟的方法构建装置全耦合数值模型,对装置多自由度下的获能进行研究。研究表明,在装置内部安装涡簧-飞轮式 PTO 可提高装置获能的稳定性,同时可增大波能装置的发电带宽。在规则波况下,装置的功率标准差与涡簧刚度呈正相关,与飞轮转动惯量呈负相关,这一现象在共振周期附近更加显著。

关键词: 波能转换; 摆体; 弹簧; 飞轮; 获能; 稳定性

中图分类号: P743.2

文献标志码: A

0 引 言

能量输出系统(power take-off, PTO)作为影响波能装置(wave energy converter, WEC)俘获性能并将波能转化为可用电能的关键,对 WEC 的获能效率有重要影响^[1]。著名的筏式波能装置 Pelamis 采用液压式 PTO,在波浪激励力的作用下, WEC 的动能被转换为液压马达的液压能,进而驱动发电机发电^[2]。基于空气透平式 PTO,振荡水柱式波能装置 Limpet 利用气室内水位的上升与下降压缩空气,驱动空气透平旋转发电^[3]。Aquabuoys 装置^[4]采用水力涡轮机式 PTO,将泵送的水体导入与发电机连接的涡轮机产生能量。通过将飞轮系统设计为 PTO, Narayan 等^[5]将直线机械运动转化为旋转运动,提出一种旋转式机械驱动的发电方式,克服了不规则能源供应的局限性。基于波能装置结构形式的差异性,选择合理高效的 PTO 系统可有效提高装置的长期稳定性和可靠性,进一步提升其获能效率。

摆式波能装置是一种结构密闭性好且整体安全不易倾覆的振荡体式波能装置,根据中心转轴的位置可将其分为垂直摆和水平摆两种形式。与垂直摆相比,水平摆有更大的运动响应范围、更广的波能捕获带宽和更高的能量转化效率^[6-7]。水平摆式波能装置的外浮体与波浪直接接触,通常为双向振荡且不规则运动,将飞轮储能系统与水平摆式波能装置结合,可有效应对能量吸收与转化不稳定的问题^[8]。然而,摆体在波浪激励力的作用下会出现不规则与不连续响应,将

平面涡卷弹簧应用于水平摆式波能装置被认为是一种优化这一响应的可靠方案。田英元等^[9]设计了一种微型流体涡轮,使用平面涡卷弹簧来储存有限的能量,并在有足够势能时自动驱动发电机,解决了超低速水流下难以发电的问题。孙伟等^[10]构建了基于机械储能机构的涡卷弹簧优化设计模型,提高了风力发电机械储能的效率。Graves 等^[11]基于摆锤式获能装置提出一种扭簧调节器,通过缓冲不规则运动显著降低了关键部件上的扭矩应力,并提高了系统的可靠性。

上述研究主要关注不同形式的 PTO 系统在不同类型波能装置中的应用,然而缺少摆式波能装置内部 PTO 系统的研究,关于对水平摆式波能装置不规则与不连续响应所提出的 PTO 优化方案则更少。鉴于此,本文基于中国海洋大学提出的水平摆式波能装置^[12-13],结合涡卷弹簧和飞轮的储能特性,进行数值模型构建与分析,提出新型涡簧-飞轮式 PTO,并研究涡簧刚度、飞轮转动惯量对 WEC 在获能方面的影响,期为实际工程应用提供设计依据。

1 理论分析

1.1 装置工作原理

如图 1 所示,基于涡簧-飞轮式 PTO 的水平摆式 WEC 的外浮体为半球形密闭壳体,水平摆系统由竖直旋转轴、摆臂和摆体构成。当摆体的质心位置、质量和转动惯量确定后,其几何构型不会影响装置的运动及获能。摆体不规则双向振荡运动经换向机构转换为单向旋转运动后输入涡簧内侧,

收稿日期: 2025-02-18

基金项目: 大连理工大学海岸和近海工程国家重点实验室开放基金(LP2312); 山东省自然科学基金(ZR2022ME002); 国家自然科学基金重点项目(U22A20216); 国家自然科学基金(52271297)

通信作者: 曹飞飞(1989—), 女, 博士、教授, 主要从事海洋可再生能源利用及实用化技术开发方面的研究。caofeifei@ouc.edu.cn

经过缓冲从涡簧外侧输出；当涡簧内侧转速大于外侧转速时，涡簧收紧，当涡簧内侧转速小于外侧转速时，涡簧恢复形变；涡簧通过齿轮组与单向轴承带动飞轮旋转，在涡卷弹簧传递能量的过程中，单向轴承有效防止了能量回流，保护系统的稳定性；涡簧将缓冲后的运动传输到飞轮中，实现了能量的传递和储存；飞轮转速和扭矩通过转轴输出到发电机，进行发电。

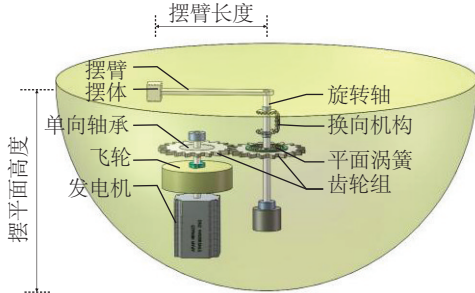


图1 基于涡簧-飞轮式 PTO 的水平摆式波能装置示意图

Fig. 1 Horizontal pendulum WEC based on spiral spring-flywheel PTO

1.2 涡簧-飞轮式 PTO 模型

如图 2 所示，以涡簧内侧固定点 O_f 为原点建立平面坐标系 $X_f O_f Y_f$ ，设涡簧尾端在 A 点处与齿轮组连接，在涡簧内侧轴上作用扭矩 T 后，涡簧在全长各截面内均受到与轴上等值的力矩。基于平面涡卷弹簧力学特性^[14]，涡簧的变形角度 φ 与所受扭矩 T_s 的大小成正比，即：

$$\varphi = \frac{T_s}{K} \quad (1)$$

式中： K ——涡簧刚度，Nm/rad。

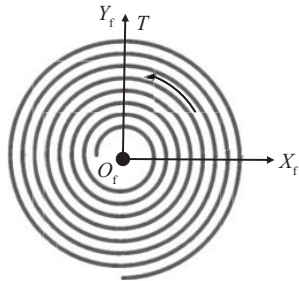


图2 涡簧受力示意图

Fig. 2 Diagram of forces acting on spiral spring

当涡簧固定轴进行旋转运动时，涡簧内侧随转轴产生角速度 $\dot{\theta}_1$ ，外侧产生角速度 $\dot{\theta}_2$ ，使用角速度 ω_1 来计算涡簧的变形角度 φ ，可表示为：

$$\varphi = \int \omega_1 dt = \int (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) dt \quad (2)$$

扭矩为：

$$T_s = K_1 \frac{E_s b_s h_s^3}{12 l_s} \int (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) dt \quad (3)$$

式中： K_1 ——涡簧固定系数，和外端固定形式有关； E_s ——涡簧材料的弹性模量，N/m²； b_s ——涡簧方形截面宽度，m；

h_s ——涡簧方形截面厚度，m； l_s ——涡簧工作全长，m。

在飞轮旋转过程中，受到的系统传动阻尼包括常值阻尼、线性阻尼、非线性阻尼，此外涡簧所承受的扭矩 T_s 通过齿轮组传递给飞轮，对给定速度下飞轮的旋转运动可描述为：

$$\ddot{\theta}_f J_f + \dot{\theta}_f B_f + \frac{2C_f}{\pi} \arctan(k_f \dot{\theta}_f) + S_f \dot{\theta}_f |\dot{\theta}_f| = K_1 \frac{E_s b_s h_s^3}{12 l_s} \int (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) dt \quad (4)$$

式中： $\ddot{\theta}_f$ ——飞轮旋转角加速度，rad/s²； J_f ——飞轮转动惯量，kg·m²； $\dot{\theta}_f$ ——飞轮旋转角速度，rad/s； B_f ——飞轮线性阻尼系数，Nm/(rad/s)； C_f ——飞轮常值阻尼系数，Nm； k_f ——反映反正切函数对于恒定目标阻尼拟合程度系数； S_f ——飞轮非线性阻尼系数，Nm/(rad/s)²。

1.3 全耦合数值模型构建

如图 3 所示，以外浮体质心 O 点为原点建立装置随体坐标系 $Oxyz$ ，外浮体在六自由度方向上进行自由运动。以 y 轴负方向作为水平摆体运动的初始位置，将摆臂视为摆系统的一部分，忽略摆臂质量与形状对摆体运动进行分析，受到多自由度激励作用时摆体运动响应为：

$$(M^2 + J) \ddot{\theta} + B \dot{\theta} + S \theta |\dot{\theta}| + F_c = -A_{Rz} (M^2 + J) + Ml \left[(g_y - a_y) \sin \theta + (g_x - a_x) \cos \theta \right] \quad (5)$$

$$\begin{cases} a_x = A_x - A_{Ry} d \\ a_y = A_y + A_{Rx} d \end{cases} \quad (6)$$

式中： M ——无形状摆体的质量，kg； l ——摆体质心沿摆臂方向到旋转轴中线的直线距离，m； J ——摆体关于自身质量中心的惯性矩且与自身形状有关，kg·m²； $\ddot{\theta}$ ——摆体角加速度，rad/s²； B ——摆体线性阻尼系数，Nm/(rad/s)； $\dot{\theta}$ ——摆体角速度，rad/s； S ——摆体非线性阻尼系数，Nm/(rad/s)²； F_c ——摆体常值阻尼，Nm； A_{Rz} ——艏摇加速度，m/s²； $(M^2 + J)$ ——摆体关于旋转轴轴的总惯性矩，kg·m²； g_y ——重力加速度在随体坐标系 y 轴方向上的分量，m/s²； a_y ——由横荡加速度 A_y 和横摇加速度 A_{Rx} 合成的激励，m/s²； θ ——摆体在随体坐标系 $Oxyz$ 下相对于初始位置的角位移，rad； g_x ——重力加速度在随体坐标系 x 轴方向上的分量，m/s²； a_x ——由纵荡加速度 A_x 和纵摇加速度 A_{Ry} 合成的激励，m/s²； d ——外浮体质心与摆运动平面之间的距离，m。

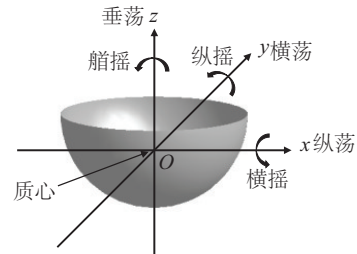


图3 坐标系和外浮体自由度示意图

Fig. 3 Schematic diagram of coordinate system and degrees of freedom of external floating body

根据式(3)与式(5),结合外部多自由度波浪激励与涡簧反作用扭矩下的摆体运动响应为:

$$(Ml^2 + J)\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + S\theta\left|\dot{\theta}\right| + F_c + T' = -A_{Rz}(Ml^2 + J) + Ml\left[(g_y - a_y)\sin\theta + (g_x - a_x)\cos\theta\right] \quad (7)$$

式中: T' ——涡簧对摆体的反作用扭矩,与涡簧扭矩 T_s 大小相同,方向相反, Nm。

1.4 装置获能计算方法

基于涡簧-飞轮式 PTO 的水平摆式波能装置俘获性能,可从单位时间内装置飞轮克服 PTO 阻尼所做功及时间范围内的功率输出稳定性两方面综合评估。库仑阻尼和线性阻尼为飞轮搭载的两种主要 PTO 形式。库仑阻尼的阻尼力恒定且与转速方向相反,线性阻尼的阻尼转速线性相关。在以往研究中,江小强等^[15]发现水平摆式波能装置的线性阻尼形式发电优于库仑阻尼形式,因此采用线性阻尼进行分析。

线性 PTO 阻尼公式为:

$$F_{pto} = C_{pto}\dot{\theta}_f \quad (8)$$

式中: C_{pto} ——线性 PTO 阻尼系数, Nm/(rad/s)。

第 i 个时间步长 Δt 内 PTO 吸收的瞬时功率为:

$$P_{pto,i} = F_{pto}\dot{\theta}_{f,i} \quad (9)$$

式中: $\dot{\theta}_{f,i}$ ——第 i 个时间步长 Δt 内飞轮旋转的瞬时相对角速度, rad/s。

整个工作过程的时间步长为 $n_t = t/\Delta t$, 则飞轮运动的平均功率 $\bar{P}$ 为:

$$\bar{P} = \frac{\sum P_{pto,i}}{n_t} \quad (10)$$

飞轮输出功率标准差 P_s 为:

$$P_s = \sqrt{\frac{1}{n_t} \left(\sum_{i=1}^{n_t} (P_{pto,i} - \bar{P})^2 \right)} \quad (11)$$

2 物理模型试验验证

基于外部多自由度波浪激励与涡簧扭矩下的摆体响应,使用 WEC-Sim 和 Simulink 建立外浮体与摆体耦合作用的“双体数值模型”及以涡簧弹簧与飞轮运动方程为主的“PTO 数值模型”。如图 4 所示,构建全过程耦合数值模型。

2.1 双体物理模型试验验证

如图 5 所示,为验证外浮体-摆体耦合的双体数值模型准确性,在山东省海洋工程重点实验室进行了基于弗劳德相似定律的物理模型试验^[16]。将双体数值模型关于摆体角速度的结果与物理模型试验的结果进行对比验证(如图 6 所示),摆体纯旋转运动及低响应状态下结果吻合良好,验证了双体数值模型的可靠性。

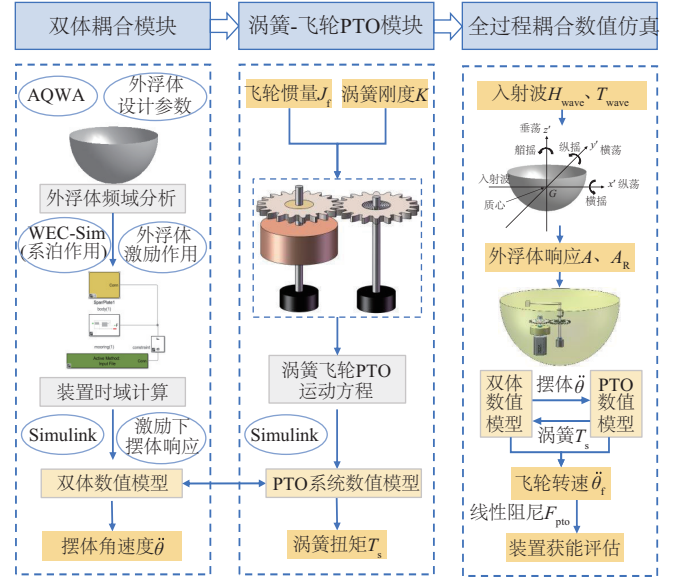


图4 全过程耦合数值模型

Fig. 4 Fully coupled numerical model



图5 双体物理模型试验

Fig. 5 Physical test of coupled model

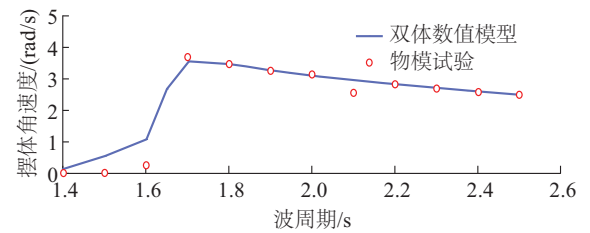


图6 数值模型与试验数据对比

Fig. 6 Comparison of numerical model and experimental data

2.2 PTO 物理模型试验验证

如图 7 所示,为验证涡簧-飞轮式 PTO 数值模型的准确性,开展 PTO 物理模型试验,研究涡簧-飞轮式 PTO 的运动特性,物理模型参数如表 1 所示。试验使用驱动电机输入转速,使连接涡簧内端的转轴转速产生变化,测量输入轴与输出轴的角位移变化,数模仿真结果与物模试验数据的对比如图 8 所示,结果吻合良好,验证了涡簧-飞轮式 PTO 数值模型的可靠性。

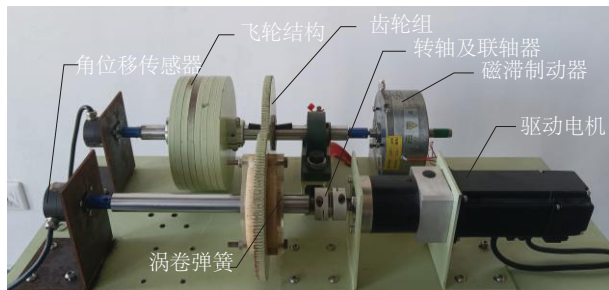


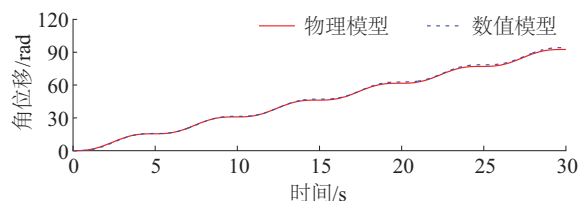
图7 PTO 系统物理模型试验

Fig. 7 Physical model test of PTO system

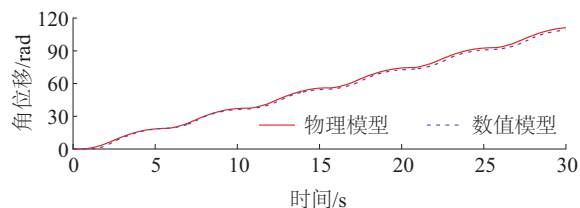
表1 PTO 系统模型设计参数

Table 1 Design parameters of PTO system model

模型参数	实测值
齿轮传动比	1:1
涡簧刚度系数/(Nm/rad)	0.136
飞轮转动惯量/($10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	2.25
转轴及联轴器转动惯量/($10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	1.17



a. 输入轴



b. 输出轴

图8 可变转速下输入轴、输出轴角位移对比

Fig. 8 Comparison of input and output shaft angular displacement at variable speeds

综上,本文所使用的双体数值模型与涡簧-飞轮式 PTO 数值模型的可行性与准确性得到充分验证。因此,基于 Simulink 建立的全过程耦合数值模型可准确预测与评估具有涡簧-飞轮 PTO 的水平摆式波能装置的运动响应及获能特性。

3 装置获能分析

本文选取广东阳江海域,周期为 3.50~4.50 s 的波浪累计出现频率达 70%,其中周期为 4.20 s 的波浪出现频率最高,约占 44%。基于弗劳德相似定律,时间比尺选择 1:3,在数值模型中对 1.20~1.50 s 波周期的规则波况进行分析,调整外浮

体水动力模型的重量、惯性矩,使其共振周期达到 1.40 s,数值模型参数如表 2 所示。

表2 外浮体模型设计参数

Table 2 Design parameters of external floating body model

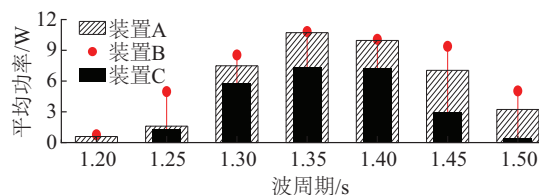
参数	数值
外浮体半径/m	0.50
外浮体质量/kg	128.25
外浮体吃水(无系泊)/m	0.33
外浮体质心距底部距离/m	0.20
关于质心的横摇惯性矩/($10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	1.4
关于质心的纵摇惯性矩/($10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	1.61
关于质心的艏摇惯性矩/($10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)	1.661

3.1 有无涡簧-飞轮式 PTO 的装置获能对比分析

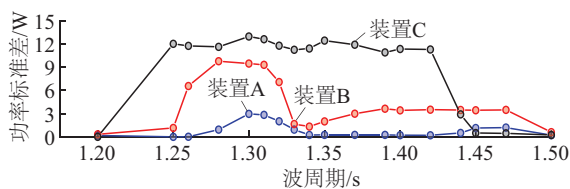
装置 A 为加入涡簧-飞轮 PTO 的 WEC,装置 B 为不加入涡簧-飞轮 PTO 但添加等效配重块的 WEC,装置 C 为不加入涡簧-飞轮 PTO 且不添加配重块的 WEC。

在 1.2~1.5 s 波周期下,目标海域波高为 13 cm 的波浪出现频率最高(约 27%),本节分别对 3 类装置在 1.20~1.50 s 波周期、13 cm 波高下的获能进行对比分析。如图 9a 所示,在波高为 13 cm 时,装置 A 和 B 的质量较大,惯性作用明显,摆体在共振条件下的转速提高,平均功率高于装置 C,在波周期为 1.20~1.30 s 的范围内,装置 C 的平均功率显著上升;而在 1.45~1.50 s 的波周期范围内,装置 C 的平均功率大幅下降,装置 A 和 B 的平均功率变化幅度则相对较小。这表明在相同波浪响应条件下,适当增加外浮体的质量可有效减少由于波浪频率变化引起的不稳定响应,从而有助于提高装置的获能水平。

由于涡簧-飞轮式 PTO 作用,在 1.30~1.50 s 的波周期范围内,装置共振频率产生变化,同时 PTO 引入了额外惯性,导致装置对波动的响应速度减慢,影响了获能,因此装置 A 的平均功率低于装置 B。在 1.35~1.40 s 的波周期范围内,由于靠近装置 B 的共振周期,PTO 与装置整体共振效果良好,摆体与飞轮均进行规律性纯旋转运动。如图 9b 所示,在 1.3~1.42 s 的波周期范围内,装置 C 功率标准差较大,增重之后的装置 A 和 B 功率标准差较小,这是由于 PTO 中平面涡卷弹簧的缓冲作用及飞轮的惯性效应,使得装置 A 的获能稳定性显著提升。



a. 平均功率



b. 功率标准差

图9 不同装置平均功率、功率标准差对比

Fig. 9 Comparison of average power and standard deviation of power of different WECs

综上,在 1.25~1.45 s 的波周期范围内,涡簧-飞轮式 PTO 提升了水平摆式波能装置获能水平,同时明显降低了装置获能波动性及结构失稳风险。

3.2 波要素与涡簧刚度对装置获能的影响

本节研究不同波周期下,不同涡簧刚度的涡簧-飞轮式 PTO 对装置获能的影响,涡簧刚度取 0.1~1.0 Nm/rad。选取多组波高进行分析,波高为 16 cm 时,装置获能变化规律较为显著,本节以 16 cm 波高为例进行分析。

如图 10 所示,在波周期为 1.35、1.40、1.45 s 时,PTO 的响应稳定,飞轮角速度 ω 变化周期与波周期一致;在波周期为 1.30 s 时,摆体进行不稳定振荡旋转运动,飞轮进行不规则的旋转运动,平均角速度较小。随着涡簧刚度的减小,涡簧对摆体响应的缓冲作用增强,摆体运动通过涡簧对飞轮的驱动作用减弱,导致飞轮角速度振幅较小,从而显著提高了装置稳定性。

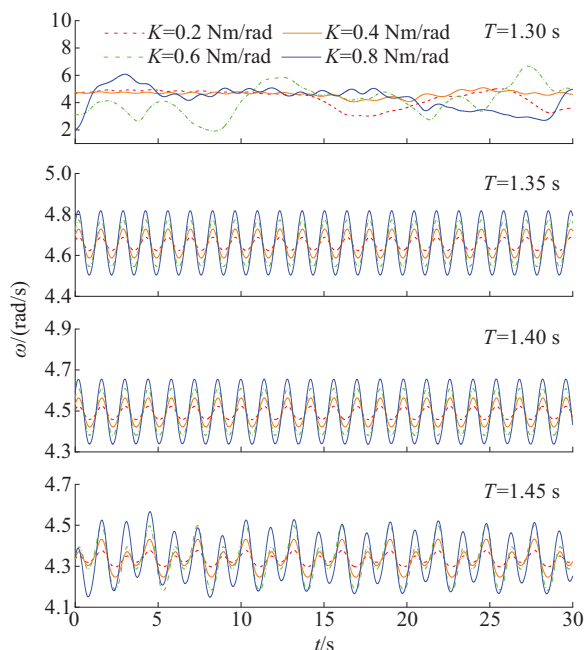
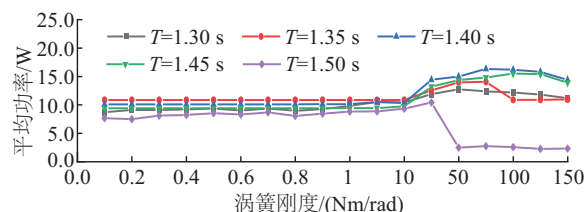


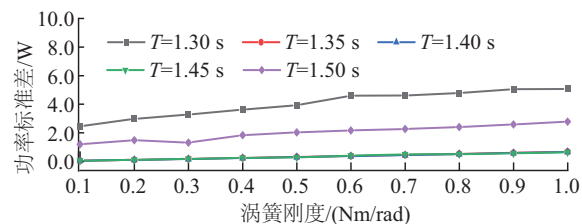
图10 不同涡簧刚度与波周期下飞轮角速度对比

Fig. 10 Comparison of flywheel angular velocity under different spring stiffness and wave periods

如图 11a 所示,在不同波周期下,装置的平均功率随涡簧刚度的提高逐渐提升,达到峰值之后逐渐下降;在 1.30~1.45 s 的波周期范围内,装置平均功率在较大涡簧刚度时达到峰值,涡簧的缓冲作用较弱,摆体运动更易通过涡簧驱动飞轮旋转,涡簧存储与传递的能量有限。本研究采用试验模型,受装置设计的限制,实际所采用的涡簧材料刚度通常较小,当涡簧刚度为 0.1~1.0 Nm/rad 时,涡簧的缓冲作用明显,在 1.35~1.45 s 的波周期范围内,PTO 与装置的共振效果较好,装置获能较为稳定,在波周期为 1.35 s 时,装置的平均输出功率较高,能稳定保持在 10.87 W;在波周期为 1.30、1.50 s 的情况下,随着涡簧刚度的增大,飞轮对摆体不规则运动的响应更加明显,飞轮转速提升,装置平均功率小幅提升。如图 11b 所示,在波周期为 1.30、1.50 s 时,装置功率标准差整体较大,随着涡簧刚度的减小,涡簧缓冲作用增强,功率标准差明显降低,装置的获能更加稳定;在 1.35~1.45 s 的波周期范围内,摆体与飞轮稳定旋转,装置功率标准差整体较小,且变化曲线趋于一致。



a. 平均功率



b. 功率标准差

图11 不同波周期下涡簧刚度对装置获能的影响

Fig. 11 Impact of spring stiffness on energy acquisition of WEC at different wave periods

3.3 波要素与飞轮转动惯量对装置获能的影响

本节选取波高 16 cm,研究不同波周期下,不同飞轮转动惯量的涡簧-飞轮式 PTO 对装置获能的影响,飞轮转动惯量取 0.1~1.0 kg·m²。如图 12 所示,波周期为 1.35、1.40、1.45 s 时,PTO 响应稳定,飞轮角速度 ω 变化周期与波周期一致;波周期为 1.30 s 时,摆体进行不稳定振荡旋转运动,飞轮进行不规则旋转,平均角速度较小。随着飞轮转动惯量的增加,飞轮惯性作用增强,对摆体旋转的抵抗能力得到提升,使飞轮角速度振幅较小,从而显著提高了装置稳定性。

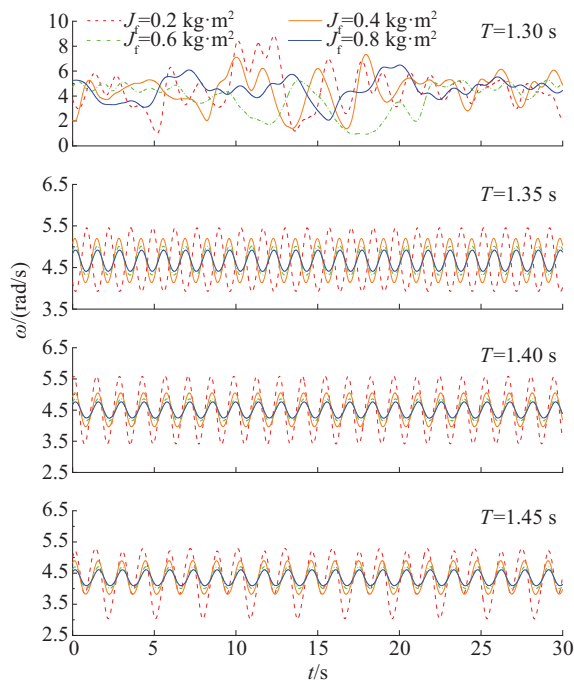


图 12 不同飞轮转动惯量与波周期下飞轮角速度对比

Fig. 12 Comparison of flywheel angular velocity under different flywheel moment of inertia and wave periods

如图 13a 所示,不同波周期下,飞轮转动惯量小于 $0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时,装置平均功率随飞轮转动惯量的增大产生小幅提升,随着飞轮惯性效应的提升,摆体运动难以改变飞轮运动姿态,涡簧储能增加,装置功率达到峰值后逐渐下降;飞轮转动惯量大于 $0.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时,飞轮惯性效应明显,装置平均功率下降一定程度后保持稳定。波周期为 1.35 s 时,装置平均功率较高,保持在 10.88 W 。如图 13b 所示,不同波周期下,飞轮转动惯量小于 $0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时,装置功率标准差较大;飞轮转动惯量大于 $0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时,飞轮惯性效应明显,装置获能较稳定,装

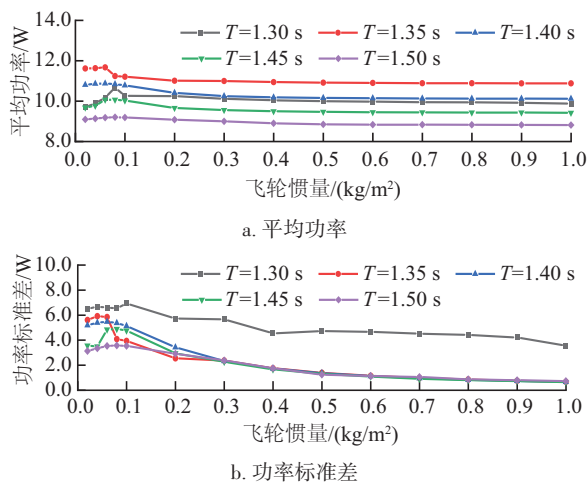


图 13 不同波周期下飞轮惯量对装置获能的影响

Fig. 13 Impact of flywheel moment of inertia on energy acquisition of WEC at different wave periods

置功率标准差随飞轮转动惯量的增加而减小,PTO 对功率的稳定作用显著增强。波周期为 1.3 s 时,装置功率标准差整体较大;在 $1.35\sim 1.50 \text{ s}$ 的波周期范围内,靠近装置共振周期,飞轮进行规律性纯旋转运动且转速输出较为稳定,飞轮转动惯量大于 $0.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时,装置功率标准差的变化曲线趋于一致,此时装置获能非常稳定。

4 结 论

本文介绍一种基于涡簧-飞轮式 PTO 的水平参数摆式 WEC,通过双体物模试验和 PTO 物模试验对全过程耦合数值模型进行了验证。通过数值模拟分析了涡簧-飞轮式 PTO 对水平摆式 WEC 的获能影响,分析了不同波要素下涡簧刚度、飞轮转动惯量对获能的影响:

- 1) 在相同波浪响应条件下,涡簧-飞轮式 PTO 有助于提高装置获能效果,同时增大波能装置的发电带宽。
- 2) 靠近装置共振周期,飞轮保持周期性纯旋转,获能较好;远离装置共振周期,飞轮产生不规则旋转,输出功率产生明显波动,不利于获能。
- 3) 靠近装置共振周期时,随着涡簧刚度的减小和飞轮转动惯量的增大,装置功率标准差降低,利于稳定获能。
- 4) 建立了波浪激励与涡簧-飞轮作用下摆体运动方程,分析了摆式 WEC 中 PTO 耦合作用,未来可结合全过程耦合物理模型试验进行验证与进一步优化。

[参考文献]

- [1] 刘艳娇,彭爱武,黄铭冶.海洋波浪能发电装置PTO系统研究进展[J].太阳能学报,2023,44(12):381-392.
LIU Y J, PENG A W, HUANG M Y. Research progress of PTO system for wave energy converter [J]. Acta energiae solaris sinica, 2023, 44(12): 381-392.
- [2] RETZLER C. Measurements of the slow drift dynamics of a model Pelamis wave energy converter [J]. Renewable energy, 2006, 31(2): 257-269.
- [3] FALCÃO A F O, HENRIQUES J C C. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: a review [J]. Renewable energy, 2016, 85: 1391-1424.
- [4] WEINSTEIN A, FREDRIKSON G, PARKS M J, et al. AquaBuOY - the offshore wave energy converter numerical modeling and optimization [C]//Oceans'04 MTS/IEEE Techno-Ocean '04. Kobe, Japan, 2005: 1854-1859.
- [5] NARAYAN S, DEO A, RAJ A, et al. Design, fabrication and testing of a novel wave energy converter [C]//ASME 2021 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Virtual, Online, 2022.
- [6] SIRIGU S A, FOGLIETTA L, GIORGI G, et al. Techno-economic optimisation for a wave energy converter via genetic algorithm [J]. Journal of marine science and

- engineering, 2020, 8(7): 482.
- [7] BOREN B C, LOMONACO P, BATTEN B A, et al. Design, development, and testing of a scaled vertical axis pendulum wave energy converter[J]. IEEE transactions on sustainable energy, 2017, 8(1): 155-163.
- [8] AMIRYAR M E, PULLEN K R. A review of flywheel energy storage system technologies and their applications [J]. Applied sciences, 2017, 7(3): 286.
- [9] TIAN Y Y, WANG X J, JI G X. Application of mechanical energy storage in micro-fluid turbine design [J]. Applied mechanics and materials, 2014, 472: 374-378.
- [10] 孙伟, 芮延年, 赵云文. 基于遗传算法小型风力发电机机械储能机构涡卷弹簧优化设计[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(7): 1192-1195.
- SUN W, RUI Y N, ZHAO Y W. The optimization design of spiral springs of mechanical energy storage of the wind power generator based on genetic algorithm [J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2012, 31(7): 1192-1195.
- [11] GRAVES J, KUANG Y, ZHU M L. Pendulum energy harvester with torsion spring mechanical energy storage regulator [J]. Sensors and actuators A: physical, 2022, 339: 113505.
- [12] 史宏达, 李向南, 赵晨羽, 等. 偏心摆式波能发电装置的设计与水动力性能研究[J]. 太阳能学报, 2020, 41(4): 296-301.
- SHI H D, LI X N, ZHAO C Y, et al. Hydrodynamic study on eccentric pendulum wave energy converter [J]. Acta energiae solaris sinica, 2020, 41(4): 296-301.
- [13] 曹飞飞, 赵致磊, 江小强, 等. 水平偏心摆波能装置运动获能特性研究[J]. 太阳能学报, 2024, 45(1): 382-388.
- CAO F F, ZHAO Z L, JIANG X Q, et al. Research on response and power production of horizontal eccentric pendulum wave energy converter [J]. Acta energiae solaris sinica, 2024, 45(1): 382-388.
- [14] YANG W X, WANG Y Q, LI Y K, et al. Integrated flywheel and spiral spring triboelectric nanogenerator for improving energy harvesting of intermittent excitations/triggering[J]. Nano energy, 2019, 66: 104104.
- [15] JIANG X Q, CAO F F, SHI H D, et al. Optimization of pendulum-based wave energy converter through mathematical approximation [J]. Applied energy, 2025, 378: 124754.
- [16] JIANG X Q, SHI H D, CAO F F, et al. System analysis and experimental investigation of a pendulum-based wave energy converter [J]. Ocean engineering, 2023, 277: 114300.

STUDY OF ENERGY ACQUISITION OF HORIZONTAL PENDULUM WAVE ENERGY CONVERTER BASED ON SPIRAL SPRING-FLYWHEEL PTO SYSTEM

Cao Feifei¹⁻³, Xu Yingzhou¹, Jiang Xiaoqiang¹, Zhang Shuo¹, Zhang Chongwei⁴, Shi Hongda¹⁻³

(1. College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China;

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Ocean Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China;

3. Qingdao Municipal Key Laboratory of Ocean Renewable Energy, Ocean University of China, Qingdao 266100, China;

4. State Key Laboratory of Coastal and Offshore Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116000, China)

Abstract: Taking a horizontal pendulum wave energy converter (WEC) based on a spiral spring-flywheel power take-off (PTO) system as research object, considering the spring stiffness and flywheel moment of inertia as variables, a fully coupled numerical model of the WEC is constructed to investigate energy acquisition under multiple degrees of freedom through model test and numerical simulation. The research shows that installing a spiral spring-flywheel PTO can enhance the stability of energy acquisition and increase the power generation bandwidth of the WEC. Under regular wave conditions, the standard deviation of power is positively correlated with the spring stiffness and negatively correlated with the flywheel moment of inertia, with this phenomenon being more pronounced near the resonance period.

Keywords: wave energy conversion; pendulums; springs; flywheels; energy acquisition; stability