液压泵控式波浪能转换器的半物理试验系统仿真研究

刘常海[1,2,4*] 高瑞恒[1] 彭立志[3] 胡 敏[1] 曾亿山[1]
1.合肥工业大学机械工程学院,合肥,230009
2.安徽省小小科技股份有限公司,宣城,245300
3.江铃汽车股份有限公司产品研发总院,南昌,330052
4.特种泵阀及流控系统教育部重点实验室,兰州,730050

摘要:以点吸收浮子型液压泵控式波浪能转换器为例,考虑浮子与波浪间的水动力,采用液压位置伺服系统复现波浪作用下浮子的运动,建立液压位置伺服系统数学模型和半物理试验系统仿真模型,研究不同波况下半物理试验系统的动态特性、稳态精度和电能输出特性。研究结果表明,随着波高的增大,浮子运动幅值、液压位置伺服系统跟踪位移误差、发电机转速和输出电压幅值均单调增大,而波浪诱导下浮子期望位移与实际位移之间的相对误差先增大后趋于稳定;随着波浪角频率的增大,浮子期望位移单调减小,而速度、位移误差、发电机转速和负载电压幅值均先增大后减小,浮子位移相对误差逐步增大。

关键词:液压系统;泵控系统;波浪能转换器;半物理试验;仿真模型
中图分类号:TH137;TK79
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.11.003 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Simulation Study on Semi-physical Test System of Wave Energy Converters for Hydraulic Pump-controlled System

LIU Changhai[1,2,4*] GAO Ruiheng[1] PENG Lizhi[3] HU Min[1] ZENG Yishan[1]
1.School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei, 230009
2.Anhui XiaoXiao Science and Technology Co.,Ltd., Xuancheng, Anhui,245300
3.Product Research and Development Institute, Jiangling Motors Co., Ltd., Nanchang, 330052
4.Key Laboratory of Advanced Pumps, Valves and Fluid Control System, Ministry of Education, Lanzhou, 730050

Abstract: Taking the point-absorbing float hydraulic pump-controlled wave energy converter as an example and considering the hydrodynamic interaction between the floating body and the waves, a hydraulic position servo system was adopted to reproduce the motion of the float under the action of waves, and the mathematical model of the hydraulic position servo system and the simulation model of the semi-physical test system were established. The dynamic characteristics, steady-state accuracy and electrical energy output characteristics of the semi-physical test system were studied under different wave conditions. The results show that with the increase of wave height, the expected motion amplitude of the float, the tracking displacement error of the hydraulic position servo system, the generator speed and the output voltage amplitude all increase monotonously, while the relative error between the wave-induced desired displacement of float and its actual displacement first increases and then tends to be stable. With the increase of wave angular frequency, the expected displacement of the float decreases monotonously, whereas the velocity, displacement error, generator speed and load voltage amplitude all first increase and then decrease, and the relative error of the displacement of the float increases gradually.

Key words: hydraulic system; pump-controlled system; wave energy converter; semi-physical test; simulation model

0 引言

波浪能作为绿色可再生能源,受到各沿海国家的广泛关注[1]。近几十年来,国内外基于多种技术完成了各类波浪能转换器的设计、开发与测试[2],为波浪能工程化应用打下基础。

波浪能转换器服役于复杂多变的海洋环境,对可靠性与稳定性要求较高[3],开展海试前的性能评估测试十分必要。现有试验手段主要包括实海况试验、水池试验以及波浪模拟试验[4-7]。实海况试验海上布放成本高、周期长、风险大,装置故障难以实时监测与快速调试;水池试验借助造波

收稿日期:2025-03-05 **修回日期**:2026-10-09
基金项目:安徽省自然科学基金(2408085ME129);航空科学基金(202400070P4001);国家自然科学基金(52005144);特种泵阀及流控系统教育部重点实验室课题(JZBF2024002)

设备开展缩尺模型测试，但浮子需满足弗劳德相似准则、液压系统需满足雷诺相似准则，多准则难以同时兼顾，缩尺模型无法完全还原原型真实工作特性。受试验条件制约，室内波浪模拟测试因便捷、成本低而得到较多应用。例如：杨绍辉等[8]采用变频器驱动液压缸往复运动，模拟规则波与不规则波的能量输入；陈启卷等[9]研制共振波力发电装置波浪运动模拟器，利用比例调速阀调控流量驱动活塞缸复现不同周期波浪功率输入下的捕能缸活塞杆位移，并设置换向阀换向时间模拟捕能缸间断运动。林勇刚等[10]针对摆式波浪能转换器，采用双液压泵为驱动缸供压来复现波浪驱动力；RAJ等[11]通过变频器调节电机转速以改变气缸活塞速度，并模拟不同波况下气流驱动汽轮机做功；梁雨婷等[12]利用齿轮减速-曲柄连杆机构驱动液压缸，开展水介质波浪能发电装置试验；方子帆等[4]搭建振荡扑翼波能装置试验平台，依靠变频减速电机驱动凸轮模拟不同等级波浪激励；陈坤鑫等[13]搭建3 kW液压式波浪能转换器试验台，采用发动机驱动模拟液压缸输入，在无水条件下探究负载、蓄能体积及控制策略对液压自治系统的影响；GENG等[14]采用液压位置伺服系统，以正弦位移信号等效波浪信号，通过阀控缸驱动波浪能转换器发电。

上述研究的波浪模拟试验为实验室条件下波浪能转换器的评估测试提供了重要参考，但多数研究未考虑波浪-浮子耦合水动力效应，波浪模拟系统仅复现近似运动或激励力，与真实海况下的浮子运动偏差显著。刘常海等[15]面向筏型液压阀控式波浪能转换器，计入筏体-波浪水动力作用，设计液压驱动系统实现筏体运动的实时复现。相比于阀控系统，液压泵控系统依靠变排量调节流量与压力，传动效率高，在波浪能转换领域具备良好应用潜力[16]。本文针对点吸收浮子型液压泵控式波浪能转换器，考虑浮子-波浪水动力耦合，采用液压位置伺服系统复现浮子受波浪激励的运动，驱动装置完成波浪能捕获与转换；建立液压位置伺服系统数学模型及半物理系统仿真模型，探究不同波况下试验系统的动态响应、稳态精度与电能输出特性。

1　液压泵控式波浪能转换器

图1为液压泵控式波浪能转换器的工作原理图。该转换器由捕获波浪能的机械浮子和实现能量转换的液压提能（power take-off，PTO）系统组成。液压PTO系统的主要元器件包括液压缸、液压变压器、蓄能器、变量液压马达、发电机。波浪作用下，浮子垂荡运动$x(t)$带动液压缸活塞杆往复运动，输出高压油液，将波浪能转换为机械能再转换为液压能。液压缸两腔的双向流量先经捕能端液压变压器1整流与调节，转换为输出端的单向流动；高压蓄能器对油液进行蓄能与稳压。通过调节液压变压器2的变压比可控制流入液压马达3的流量，同时调节液压马达3的排量以稳定马达两端压力，从而实现发电机4恒频输出。低压蓄能器和补油回路用于维持系统背压和补充管路损失。旁油路用于限制捕能端最高压力，剧烈波况时过高压力下多余高压油液经单向阀溢流进入旁油路，经旁油路蓄能器的调节后，驱动液压马达5带动发电机6发电，避免捕能端能量的浪费同时可保护装置。由于整个PTO系统采用泵控变排量方式进行压力和流量调节，其转换效率比液压阀控式PTO系统的转换效率高[16-17]。

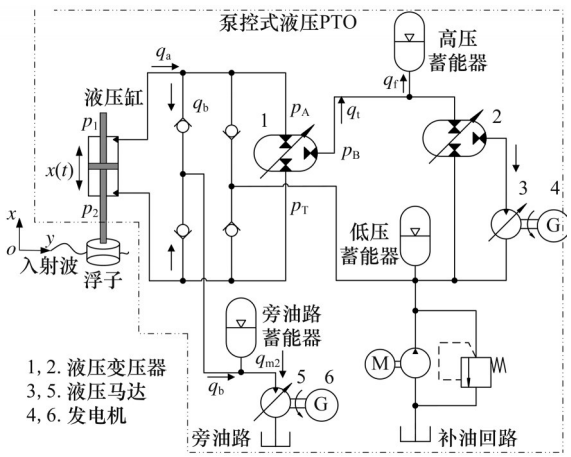


图1　液压泵控式波浪能转换器

Fig.1　Wave energy converter based on hydraulic pump-controlled system

2　浮子运动模型

以点吸收式机械浮子为载体，仅考虑浮子的垂荡运动，浮子的时域运动方程为[18]

$$(M+A_{\mathrm{add}}(\infty))\ddot{x}(t)+\int_0^t K(t-\tau)*\dot{x}(\tau)\mathrm{d}\tau+\rho g A_{\mathrm{w}}x(t)=f_{\mathrm{e}}(t)+f_{\mathrm{pto}}(t) \tag{1}$$

其中，第一项为浮子惯性力，$A_{\mathrm{add}}(\infty)$为波浪角频率ω趋于无穷大时的附加质量，M为浮子质量；第二项为辐射力，$K(t-\tau)$为辐射力延迟函数，表示自由水面的记忆效应，τ为历史时刻（即积分哑变量），该项中存在的卷积项导致计算速度慢，常用状态空间方程替代[18]；第三项为静水恢复力，ρ为水密度，g为重力加速度，A_{w}为水线面面积；第四项$f_{\mathrm{e}}(t)$为波浪激励力；第五项$f_{\mathrm{pto}}(t)$为液压PTO

力；采用平面坐标系，原点处为静水面。浮子垂荡位移记为$x(t)$，向上为正方向；y轴正向取为入射波传播方向。

规则波作用下浮子所受到的一阶波浪激励力可表示为

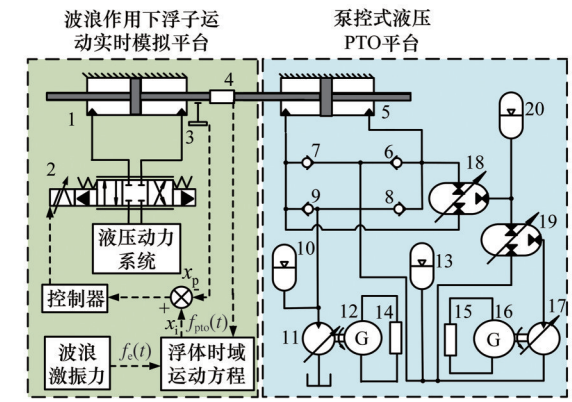
$$f_e(t)=a_w\left|f_{RAO}(j\omega)\right|\cos(-\omega t+\sigma) \tag{2}$$

式中：a_w为波幅（即波高H的一半）；$f_{RAO}(j\omega)$为波浪角频率为ω时的波浪激振力复数幅值；σ为对应的相位角。

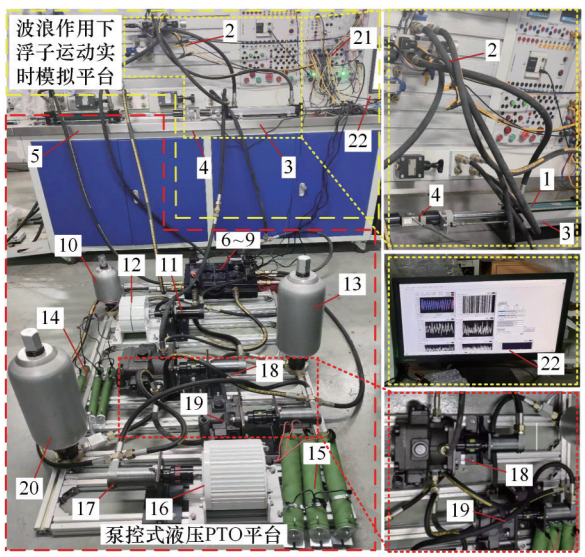
3 半物理试验系统设计

3.1 半物理试验系统组成与原理

图2a、图2b分别为半物理试验系统原理图及实物图。该半物理试验系统由复现波浪作用下浮子运动的模拟系统和液压PTO系统组成。如图2a所示，波浪作用下浮子运动的实时模拟系统是一个由伺服阀控制液压缸的阀控缸液压位置控制系统（本文称之为液压驱动系统）。浮子运动方程由式(1)给出，波浪激励力由实际海浪数据计算得出，与力传感器测出的液压PTO力一同输入至运动方程式(1)中。由计算机实时解算得到浮子期望位移x_i，将其与位移传感器测出的实际位移x_p比较后的偏差信号输入控制器处理后作用于电液伺服阀，从而控制其阀芯运动，调整进入液压缸的流量，使浮子的实际位移（即图中驱动液压缸位移）实时跟踪其期望位移变化。驱动液压缸与液压PTO系统中的捕能液压缸活塞杆固联，驱动捕能液压缸上下往复运动以复现实际波况下浮子的垂荡运动。



(a)原理图



(b)实物图

1. 驱动液压缸　2. 电液伺服阀　3. 位移传感器
4. 拉压力传感器　5. 捕能液压缸　6～9. 单向阀
10. 旁油路蓄能器　11，17. 液压马达　12，16. 永磁发电机
13. 低压蓄能器　14，15. 三相电阻　18. 液压变压器2
19. 液压变压器1　20. 高压蓄能器　21. 数据采集模块
22. 上位机

图2 半物理试验系统

Fig.2 Schematic diagram of the semi-physical test system

3.2 液压PTO系统参数

本文以文献[18]中淹深、半径和高度分别为2 m、4 m和4 m的圆柱浮子为原型，在波高为0.4 m、波浪角频率为0.3～2.0 rad/s范围的波况下研究半物理试验系统的性能，设计图1所示的泵控式液压PTO系统。根据海况进行发电系统设计，PTO系统主要参数如表1所示。

表1 液压PTO系统参数

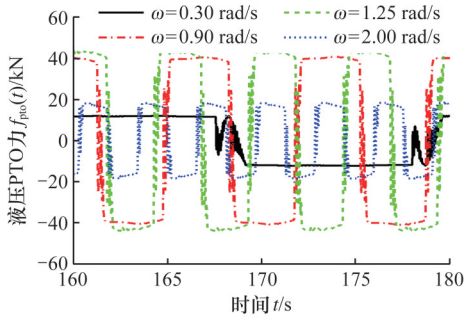
Tab.1 Parameters of the hydraulic PTO system

参数	数值
液压缸活塞面积/m^2	3.24×10^{-3}
活塞杆和活塞面积比	0.49
高压蓄能器预充气压力/kPa	3
高压蓄能器容积/m^3	6×10^{-2}
低压蓄能器预充气压力/kPa	1.5
低压蓄能器容积/m^3	6×10^{-2}
旁路蓄能器预充气压力/kPa	3
旁路蓄能器容积/m^3	2×10^{-2}
液压变压器1等效泵排量/(m^3·rad^{-1})	6.3×10^{-5}
液压变压器1等效马达排量/(m^3·rad^{-1})	6.3×10^{-5}
液压变压器2等效泵排量/(m^3·rad^{-1})	6.3×10^{-6}
液压变压器2等效马达排量/(m^3·rad^{-1})	6.3×10^{-5}
液压马达排量/(m^3·rad^{-1})	6.3×10^{-5}
三相永磁同步发电机极对数	6
三相永磁同步发电机额定转速/(r·min^{-1})	750

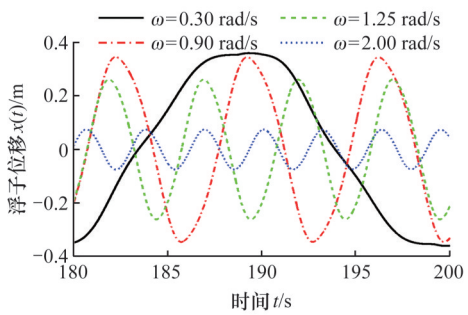
图3a和图3b给出了波浪角频率ω分别为0.30、0.90、1.25、2.00 rad/s时液压PTO系统中的PTO作用力和浮子位移。其中，最大液压PTO力为43.7 kN，浮子位移幅值为0.36 m。图3c给出了有义波高0.4 m、谱峰周期6 s的JONSWAP谱生成的不规则波浪作用下的浮子响应。

3.3 液压驱动系统设计

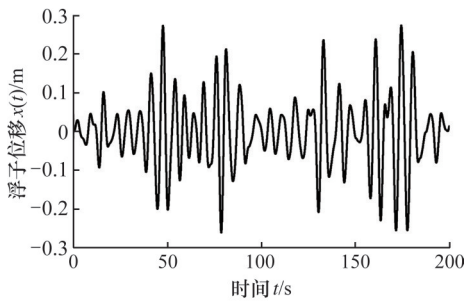
由图4所示的浮子运动频谱曲线可以看出浮子运动的主频率在0.5 Hz以下，并根据分析可以



(a)液压PTO力动态响应



(b)浮子位移动态响应



(c)不规则波下浮子动态响应

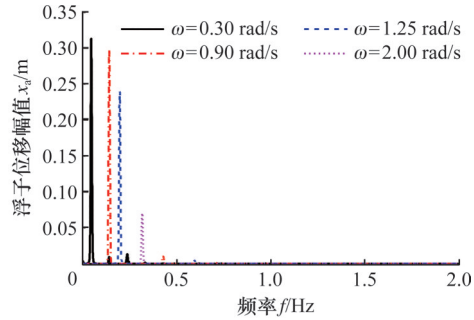
图3　各波况下浮子动态响应

Fig.3　Float dynamic response under each wave condition

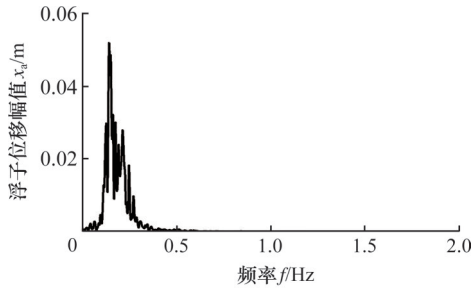
确定液压驱动的系统动态指标“双三”指标(即幅值相对误差不大于±3%、相位滞后不大于3°)下对应的最大频率为0.5 Hz,“双十”指标(幅值相对误差不大于±10%,相位滞后不大于10°)下对应的最大频率为2 Hz,并以此设计液压驱动系统。

根据图3和图4得出的模拟波况下浮子的动态响应和性能要求,开展半物理仿真试验系统的设计,液压驱动系统的双出杆双作用液压缸选取优瑞纳斯型号为UGS21D90/63-800的液压缸,电液伺服阀的型号为力士乐4WSE2ED10-5X75B13ET210,溢流阀的开启压力为21 MPa。液压驱动系统其余参数如表2所示。

经仿真分析,控制系统自身结构参数难以满足图4所示的系统指标要求,工程实践中高性能的电液伺服系统通常需要添加校正装置。PID控制对系统误差进行补偿时具有调节方便、稳定可靠的优点。为满足液压驱动系统的动态性能指标和稳态精度,本文引入PID-滞后校正控制,如图5所示。



(a)规则波作用下



(b)不规则波作用下

图4　浮子运动频谱分析

Fig.4　Spectrum analysis of float motion

表2　液压驱动系统参数

Tab.2　Parameters of hydraulic driving system

参数	数值
液压缸活塞面积 A_p/m²	3.24×10^{-3}
负载等效质量 m/kg	150
液压缸容积 V_t/m³	2.59×10^{-3}
系统供油压力 p_s/MPa	21
液压油弹性模量 β_e/MPa	700
总流量-压力系数 K_{ce}/(m³·s⁻¹·Pa⁻¹)	2.056×10^{-12}
液压固有角频率 ω_h/(rad·s⁻¹)	275.1
液压阻尼比 ζ_h	0.2
伺服阀固有角频率 ω_{sv}/(rad·s⁻¹)	628.3
伺服阀阻尼比 ζ_{sv}	0.7
伺服阀流量增益 K_{sv}/(m³·s⁻¹·A⁻¹)	1.02×10^{-2}

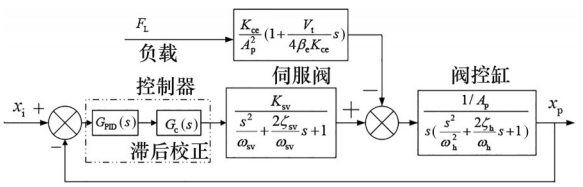


图5　液压驱动系统控制框图

Fig.5　Control block diagram of hydraulic driving system

其中,PID控制器表示为

$$G_{PID}(s)=K_P+K_I\frac{1}{s}+K_Ds \tag{3}$$

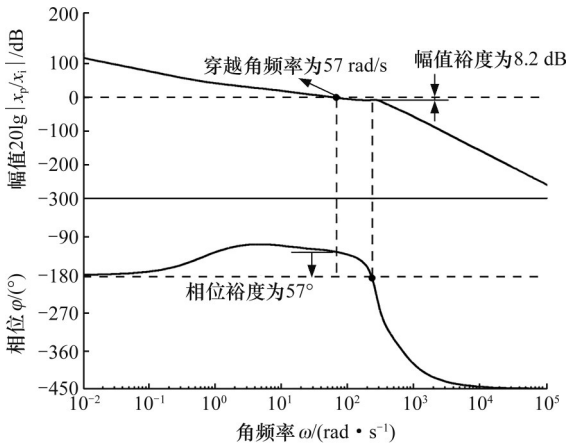
式中:K_P、K_I、K_D分别为比例系数、积分系数和微分系数;s为拉普拉斯算子。

滞后校正环节表示为

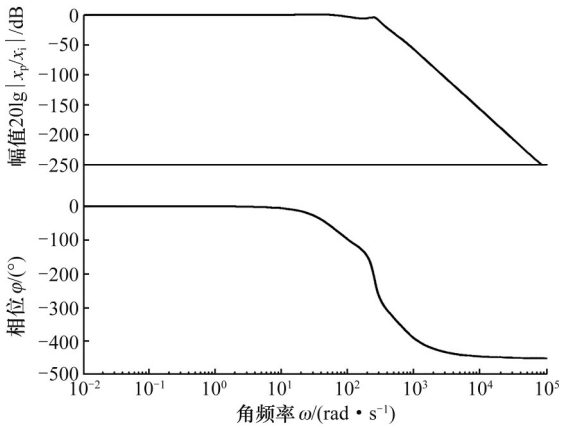
$$G_c(s)=\frac{Ts+1}{\beta Ts+1} \tag{4}$$

式中:T为时间常数;β为滞后超前比。

经调试PID控制器的参数分别取K_P=3122、K_I=2054、K_D=84，滞后校正环节中取T=1/120、β=8。图6a和图6b分别为液压驱动系统的开环和闭环伯德图。加入PID-滞后校正后，系统开环幅值裕度和相位裕度分别为8.2 dB和57°，穿越角频率为57 rad/s。由闭环伯德图可知，系统的频宽为99.6 rad/s，系统的“双三”指标下对应的最大角频率为5.03 rad/s，系统的“双十”指标下对应的最大角频率为14.3 rad/s，满足图4所示的系统各波况下的动态响应要求。



(a)开环



(b)闭环

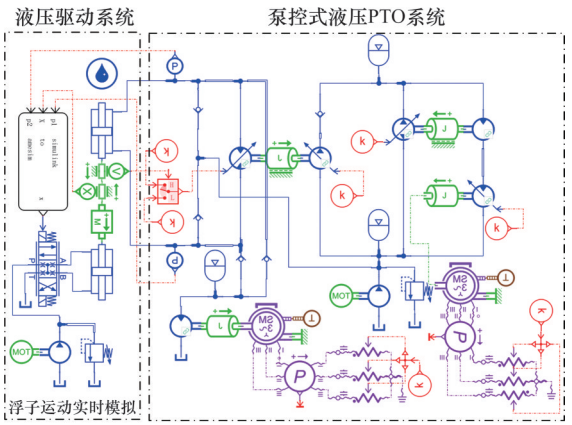
图6 液压驱动系统伯德图

Fig.6 Bird diagram of hydraulic driving system

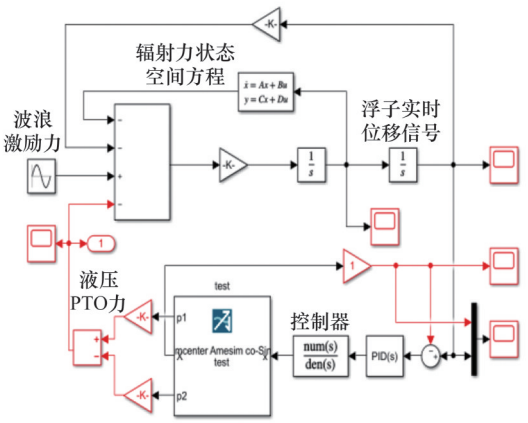
4 系统仿真与特性分析

4.1 仿真模型

利用AMESim仿真软件搭建复现波浪作用下浮子运动的仿真模型和液压泵控式波浪能转换器仿真模型，在MATLAB/Simulink中搭建波浪作用下浮子位移信号实时计算模型，对系统进行仿真和可行性分析。所搭建的仿真模型如图7所示，仿真元器件参数按表1和表2设定，主输出回路永磁同步发电机采用阻值为14.8 Ω的三相星型负载。



(a)液压驱动系统与PTO系统



(b)浮子水动力模型

图7 半物理试验系统联合仿真模型

Fig.7 Co-simulation model of semi-physical test system

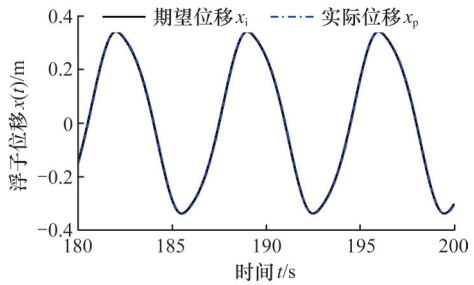
4.2 规则波下特性分析

4.2.1 跟踪性能

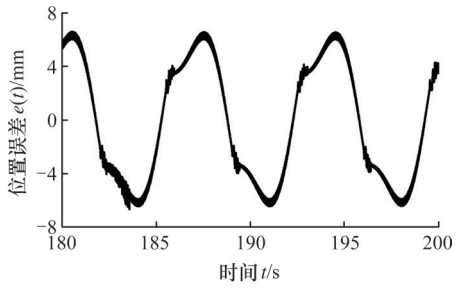
以设计波况中浮子运动幅值最大时的波况（波高0.4 m、波浪角频率0.9 rad/s）为例，对试验系统中液压驱动系统的跟踪性能进行分析。利用波浪计算模型计算输出浮子实时位移信号，液压驱动系统调节伺服阀的开度从而使伺服阀控制液压缸能够迅速且准确地跟踪浮子的实时位移信号，驱动捕能液压缸往复运动以实现能量转换。浮子期望的位移幅值为0.343 m，浮子实际位移的跟踪结果如图8a所示，液压驱动系统能够迅速准确地跟踪实时波浪作用下的浮子位移信号，进而推动PTO系统做功发电。液压驱动系统跟踪位移误差如图8b所示，定义跟踪位移误差与波浪诱导下浮子期望位移之比为相对误差。随着浮子位移的不断往复变化，位移误差同样随之变化，误差幅值为0.0071 m，相对误差维持在2%左右。通过上述分析可知，该液压驱动系统具有较好的跟踪性能，能够符合性能要求。

4.2.2 波高的影响

对于波浪能转换器，波浪波高和周期是其发电功率和稳定性的重要影响因素，有必要从不同



(a)浮子位移信号跟踪曲线



(b)浮子位移跟踪误差曲线

图8　液压驱动系统跟踪性能曲线

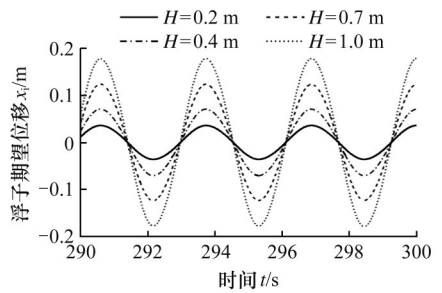
Fig.8　Tracking performance curve of hydraulic driving system

波高和周期全面评估波浪模拟系统的性能。开展波高和波浪角频率对波浪能转换器能量输出特性影响的仿真分析。对波浪角频率ω为2 rad/s，波高H分别为0.2、0.4、0.7、1.0 m时进行仿真分析，如图9所示。

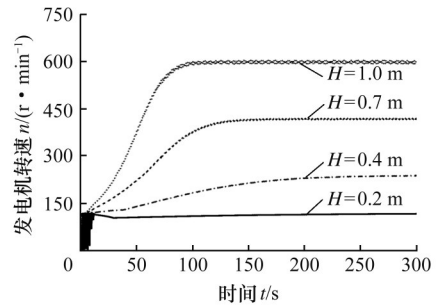
图9a给出了不同波高下浮子期望的位移曲线。由表3可知，波浪角频率为2 rad/s时，随着波高的增大，浮子期望位移幅值单调增大，同时存在一定的位移误差，随波高增大误差也不断增大，相对误差趋于稳定，维持在5.67%左右。图9b和图9c分别给出了不同波高下发电机转速和负载电压的变化曲线。随着波高的增大，发电机转速逐步增大并在一定范围内产生小幅波动，由116.4 r/min上升至598.7 r/min，这主要是由于随着波高的增大，波浪力单调增大，浮子运动幅值不断增大，系统流量单调增大使带动发电机转动的液压马达转速也不断增大。如图9c所示，随着波高的增大，负载电压呈增大趋势，幅值由54 V增大至276 V，同时电压波形由正弦型变为不规则型，频率也随之升高。该过程可对不同波高下波浪能转换器电力输出的设计和控制提供指导。

4.2.3　波浪角频率的影响

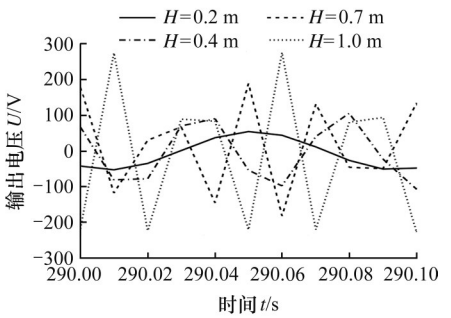
当波高为0.4 m，波浪角频率ω分别为0.5、1.0、1.5、2.0 rad/s时对液压驱动系统的性能和液压PTO系统电力输出特性进行仿真分析，如图10所示。不同波浪角频率下的液压驱动系统性能如表4所示。



(a)浮子期望位移曲线



(b)发电机转速曲线



(c)负载电压曲线

图9　不同波高时试验系统工作状态

Fig.9　Working state of the test system at different wave heights

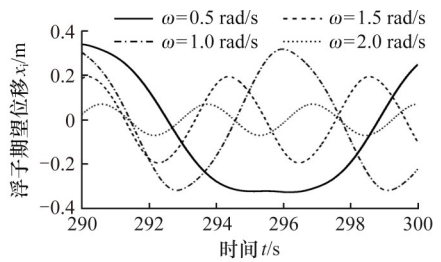
表3　不同波高时液压驱动系统性能

Tab.3　Performance of hydraulic driving system at different wave heights

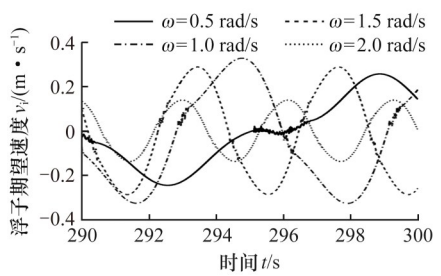
波高/m	期望位移幅值/m	位移误差/mm	相对误差/%
0.2	0.035	1.98	5.66
0.4	0.070	3.96	5.66
0.7	0.123	6.98	5.67
1.0	0.178	10.10	5.67

如图10a、图10b和表4所示，在相同波高下，随着波浪角频率的增大，浮子速度幅值先增大后减小，浮子位移幅值单调减小，而浮子位移幅值的位移误差先增大后减小，最大误差为0.0086 m。随着波浪角频率的增大，浮子位移幅值的相对误差逐步增大，由1.64%提高至5.66%，这主要是由于随着波浪角频率的增大，液压驱动系统存在惯性和滞后性导致误差被放大。

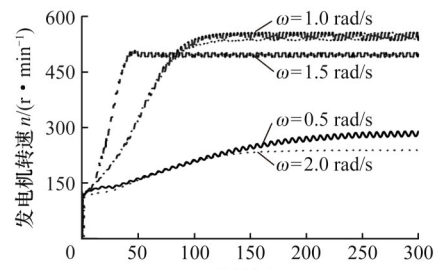
图10c给出了发电机转速随波浪角频率的变化曲线。由图可得，随着波浪角频率的增大，发电机转速先增大后减小，在238.1～545.1 r/min之间



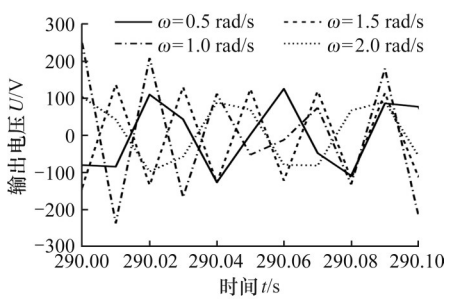
(a)浮子期望位移曲线



(b)浮子期望速度曲线



(c)发电机转速曲线



(d)负载电压曲线

图10 不同波浪角频率时试验系统工作状态

Fig.10 Operating state of the test system at different wave angular frequencies

表4 不同波浪角频率时液压驱动系统性能

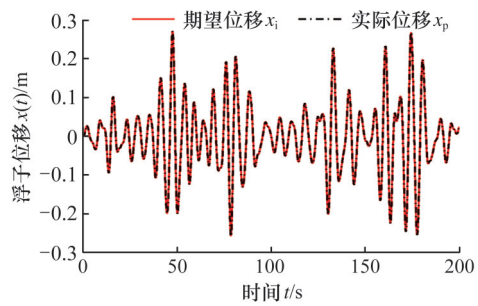
Tab.4 Performance of hydraulic driving system at different wave angular frequencies

角频率/(rad·s^{-1})	期望位移幅值/m	位移误差/mm	相对误差/%
0.5	0.342	5.60	1.64
1.0	0.316	7.70	2.44
1.5	0.194	8.60	4.43
2.0	0.070	3.96	5.66

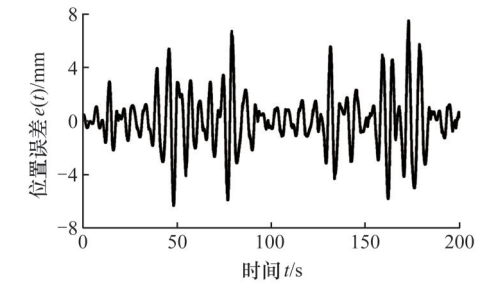
变化;转速经一段时间上升后,维持在一个稳定区间内小幅波动。图10d给出了不同波浪角频率下波浪能捕获系统输出负载电压的变化曲线。由图可得,随着波浪角频率由0.5 rad/s增大至2 rad/s,输出电压幅值先由133.2 V上升至255.2 V后又逐步降低至109.9 V。波浪角频率较低时浮子运动周期较长,液压驱动系统中液压缸运动更为平缓,跟踪复现性能更好。存在一合适的波浪角频率使浮子接近共振状态,浮子运动速度大幅增大,发电机转速和输出电压的波动随之显著加剧。试验系统模拟结果为实际系统的设计应用和性能评估提供了实验依据。

4.3 不规则波下特性分析

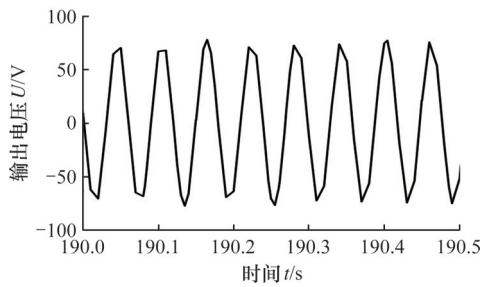
以有义波高0.4 m、谱峰周期6 s的JONSWAP谱生成不规则波浪,驱动仿真模型评估试验台的性能,如图11所示。



(a)浮子位移信号跟踪曲线



(b)浮子位移跟踪误差曲线



(c)输出电压曲线

图11 不规则波浪试验系统模拟性能

Fig.11 Simulation performance of the test system in irregular wave

液压驱动系统的跟踪性能如图11a所示,在不规则波况下液压驱动系统能够快速准确地跟踪浮子期望位移变化,模拟实际波况下装置的动态响应,驱动波浪能转换系统捕能发电,验证了液压驱动系统的性能。跟踪位置误差如图11b所示,误差随着浮子期望位移的增大而增大,最大误差为0.0077 m,其相对误差约为3.02%。图11c为不规则波下波浪能转换器输出电压的动态曲线,

随着波浪的不规则变化，系统输出电压幅值随之变化，整体呈现较为稳定的周期性变化。该仿真结果可为实际不规则波况下波浪能转换器的设计和性能评估提供理论指导。

5　结论

1)提出一种考虑浮子和波浪间水动力的液压泵控式波浪能转换器半物理试验台，采用液压位置伺服系统实时复现波浪作用下浮子的运动。在目标波况段内，采用PID-滞后校正复合控制，液压驱动系统能够满足动态和稳态性能要求，能够很好地抵抗各波况下不同的负载干扰，快速准确地复现浮子实时运动，位置误差满足试验要求，为波浪能转换器的测试提供了便捷廉价的方式，为实际应用提供理论指导。

2)对不同波况下液压驱动系统的性能和液压PTO系统的电能输出特性的仿真分析表明，随波高的增大，浮子期望位移幅值、位移误差、发电机转速和输出电压幅值均单调增大，而相对误差先增大后趋于稳定值5.6%左右；随波浪角频率增大，浮子位移幅值单调减小，而速度、位移误差、发电机转速和负载电压幅值均先增大后减小。不规则波况下液压驱动系统能快速准确复现浮子运动，并驱动液压PTO系统发电，位置误差的最大值为0.0077 m，相对误差约为3.02%，满足使用要求。

参考文献：

[1] AHAMED R, McKEE K, HOWARD I. Advancements of Wave Energy Converters Based on Power Take off (PTO) Systems: a Review[J]. Ocean Engineering, 2020, 204: 107248.

[2] HASAN MAHEEN M, YANG Yingchen. Wave Energy Converters with Rigid Hull Encapsulation: a Review[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2023, 57: 103273.

[3] NEGRI M, MALAVASI S. Laboratory Testing of a Combined Heaving-surging Wave Energy Converter for the Nearshore Zone[J]. Ocean Engineering, 2022, 244: 110421.

[4] 方子帆，朱畅，王佳佳，等. 振荡扑翼波浪能发电装置系统建模与仿真[J]. 机械工程学报，2022，58(20)：137-149.
FANG Zifan, ZHU Chang, WANG Jiajia, et al. System Modeling and Simulation of Oscillating Flapping-wing Wave Power Generation Device[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(20): 137-149.

[5] 李绍勋，陈卫星. 船用双摆翼式波浪能捕获装置设计与试验[J]. 机械设计与研究，2022，38(5)：29-34.
LI Shaoxun, CHEN Weixing. Design and Experiment of Double-pendulum Wave Energy Converter for Unmanned Surface Vessels[J]. Machine Design & Research, 2022, 38(5): 29-34.

[6] 盛松伟，王坤林，吝红军，等. 100 kW鹰式波浪能发电装置“万山号”实海况试验[J]. 太阳能学报，2019，40(3)：709-714.
SHENG Songwei, WANG Kunlin, LIN Hongjun, et al. Open Sea Tests of 100 kW Wave Energy Convertor Sharp Eagle WANSHAN [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2019, 40(3): 709-714.

[7] 杨绍辉，何宏舟，陈沪，等. 阵列筏式波浪能发电系统设计与试验研究[J]. 机械工程学报，2016，52(11)：57-62.
YANG Shaohui, HE Hongzhou, CHEN Hu, et al. Design and Experiment Research on Array-raft Wave Energy Power Generation System[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(11): 57-62.

[8] 杨绍辉，何宏舟. 多点直驱式波浪能发电系统的恒转速控制研究[J]. 太阳能学报，2014，35(5)：887-893.
YANG Shaohui, HE Hongzhou. Constant Speed Control Research of Multipoint Direct-drive Wave Power Generation System[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2014, 35(5): 887-893.

[9] 陈启卷，李永兴，许志翔，等. 液压传动共振波力发电装置提能系统特性研究[J]. 机械工程学报，2017，53(14)：209-216.
CHEN Qijuan, LI Yongxing, XU Zhixiang, et al. Research on Hydraulic Power Take-off System of Resonant Wave Generation Device[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 209-216.

[10] 林勇刚，许建强，刘宏伟，等. 基于数字液压缸组的波浪能装置压力匹配[J]. 浙江大学学报(工学版)，2019，53(10)：1892-1897.
LIN Yonggang, XU Jianqiang, LIU Hongwei, et al. Pressure Matching of Wave Energy Device Based on Digital Hydraulic Cylinder Group[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(10): 1892-1897.

[11] RAJ R, ANANDANARAYANAN R, RAVIKUMAR S, et al. Wave Energy Harvesting Impulse Turbine Having Ring Type Blade: Experiments with Unsteady Flow[J]. Ocean Engineering, 2021, 236: 109553.

[12] 梁雨婷，车志伟，徐明奇. 水工质波浪能装置液压系统及其监测系统的设计[J]. 太阳能学报，2022，43(4)：493-497.
LIANG Yuting, CHE Zhiwei, XU Mingqi. Design on Water Hydraulic System of Wave Power Device and Its Monitoring System[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(4): 493-497.

[13] 陈坤鑫，盛松伟，姜家强，等. 千瓦级小型液压式波浪能装置能量转换系统研究[J]. 太阳能学报，2022，43(7)：471-476.
CHEN Kunxin, SHENG Songwei, JIANG Jiaqiang, et al. Research on Energy Conversion System of Kilowatt Small Hydraulic Wave Energy Device[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(7): 471-476.

[14] GENG Dazhou, ZHENG Yang, CHEN Qijuan, et al. Novel Hydraulic Mechanism-based Output Power Regulation for the Wave Energy Converter[J]. Applied Ocean Research, 2021, 110: 102587.

[15] 刘常海，胡敏，杨庆俊，等. 波浪能发电半物理仿真试验技术研究[J]. 机械工程学报，2021，57(10)：286-296.
LIU Changhai, HU Min, YANG Qingjun, et al. Hardware-in-the-loop Simulation Technology of Wave Power Generation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(10): 286-296.

[16] 刘常海，费俊凯，赵志学，等. 基于容积调节与蓄能稳压的波浪能转换液压提能系统特性仿真研究[J]. 机械工程学报，2024，60(20)：327-338.

（下转第2724页）