

【引用格式】吴哲, 谢建国. 水下航行器液压式坐底支撑机构研究[J]. 数字海洋与水下攻防, 2024, 7 (5): 488-493.

# 水下航行器液压式坐底支撑机构研究

吴 哲, 谢建国

(中国船舶集团有限公司第七一五研究所, 浙江 杭州 310023)

**摘要** 针对水下无人航行器着陆坐底的需求, 优化提出一种液压支撑杆式坐底辅助机构, 进行了详细的技术设计并形成原理样机。经测试, 该样机可耐 2.5 Mpa 水压, 具备 1.8 cm/s 的支撑杆伸缩速率、高于 10° 的横倾调节能力与良好的位置保持能力, 在 25 kg 压载下经 24 h 支撑杆仅发生 0.5 mm 的位置变化。而后, 将该样机配装于已有航行器进行了海试, 验证了支撑功能。研究成果为水下坐底技术提供了新思路。

**关键词** 水下航行器; 坐底支撑; 液压

中图分类号 TP242 : TH122 文献标识码 A 文章编号 2096-5753(2024)05-0488-06

DOI 10.19838/j.issn.2096-5753.2024.05.004

## Research on Hydraulic Bottom-sitting Support Mechanism of Underwater Vehicles

WU Zhe, XIE Jianguo

(The 715 Research Institute of CSSC, Hangzhou 310023, China)

**Abstract** In order to meet the requirements of underwater unmanned vehicle (UUV) landing, a hydraulic support rod type bottom auxiliary mechanism is optimized and proposed. A detailed technical design is carried out, and the principle prototype is developed. The test results show that the prototype can withstand water pressure of 2.5 Mpa with support rod expansion rate of 1.8 cm/s. Its roll adjustment ability is bigger than 10° and it has good position keeping ability. Under a ballast of 25 kg, the position change of the support rod is only 0.5 mm after 24 h. The prototype is equipped on an existing UUV for sea trial, and the support function is demonstrated. The research results provide a new idea for underwater bottom-sitting technology.

**Key words** UUV; bottom-sitting support mechanism; hydraulic

## 0 引言

水下无人航行器 (UUV) 受携带能源的限制, 无法在水下长期作业, 例如著名的 Bluefin-21 航行器, 在 3 kn 巡航速度下最大续航时间仅 25 h<sup>[1]</sup>。为此, 海底观测网或监视网中一般会布置 UUV 专用的充电接驳站来延长续航时间<sup>[2-4]</sup>, 但缺点是成本较高。针对这一情况, 着陆坐底的概念被提出, 即

对于没有长期机动要求的定点观测任务, 采用 UUV 着陆坐底的方法, 关闭动力系统以减少功耗。

美国海军研究生院是这一概念的最早提出者, 在 1992 年研制了型号为 NPS 的航行器进行了海试试验, 该航行器主体为方形, 可直接降落于海底<sup>[5]</sup>。此外, 日本东京大学、美国亚特兰大大学通过在 UUV 下部加装框架来满足坐底要求, 并进行了样机研制与测试<sup>[6-7]</sup>。

国内对 UUV 坐底策略也有一些研究。天津大学与中国国家海洋技术中心联合研发了一款 AUV-VBS, 在主体两侧挂载了 2 个压载水舱作为落座的基座<sup>[8-11]</sup>。西北工业大学从辅助装置出发, 不改变航行器回转体外形, 提出了 UUV 坐底的 2 种方法, 一种为 UUV 释放带有锚链的重物块, 一种是 UUV 两侧伸出液压支撑腿, 并进行了仿真分析与初步的技术设计<sup>[12-15]</sup>。

可以看出, UUV 坐底策略可以分为外形改变或辅助装置 2 种手段。相对于改变整体的总体设计, 辅助装置可以适用于多种类型航行器, 应用范围更广, 但目前国内尚无相关实物样机研究工作。本文在前人的研究基础<sup>[16]</sup>之上, 优化提出一种液压式坐底支撑机构, 充分考虑可实现性, 具有较好的集成度与共形特性, 并制作了原理样机适装于现有的 324 mm 口径航行器, 进行了相关测试。

## 1 总体方案

水下无人航行器为实现最佳的水动力性能及提升自身搭载能力, 主平行中体部分常设计为圆柱形<sup>[17]</sup>, 但圆柱截面使得航行器在坐底时会遇到稳定驻留的困难, 必须额外增加横向支撑设备。本文提出一种液压支撑杆式辅助机构, 通过在圆柱体两侧伸出支撑杆, 对横向进行固定, 且在支撑杆末端安装支撑板以增大接触面积。支撑板在支撑杆收拢后与航行器外表面共形以减少流阻。图 1 为安装前后 2 套支撑机构的方案。

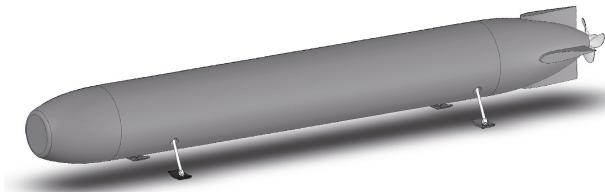


图 1 支撑方案  
Fig. 1 Support scheme

## 2 设计要求

为实现航行器水下坐底功能, 同时考虑实际所需的快速扩展、长期驻留、地形适应特性, 对设计的支撑机构提出以下基本要求。

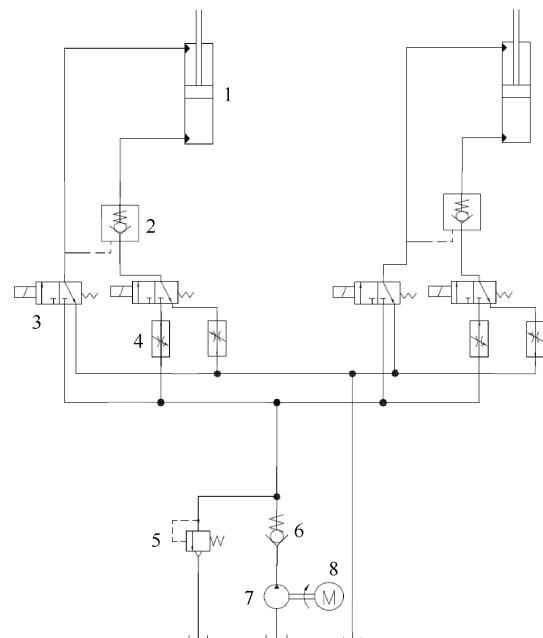
- 1) 支撑腿伸缩速度: 不低于 1.5 cm/s;
- 2) 支撑保持能力: 在水下支撑 24 h 后, 支撑件向内缩回尺寸不超过 2 mm;
- 3) 横倾调节能力: 允许海底倾斜角度>10°;
- 4) 工作压力: >2 MPa。

此外, 为结合已有的 324 mm 口径航行器样机进行后续的湖海试坐底测试, 目前支撑机构以 324 mm 口径为外形约束条件。

## 3 舱内液压模块设计

### 3.1 总体设计

根据地形适应功能需求, 需要对航行器两侧的 2 个液压缸进行独立的恒速运行控制, 为此设计了上述液压原理图, 见图 2。图中, 使用电磁阀控制油缸的伸出和缩回, 进出口的调速阀都连通液压缸大腔, 保证了伸出和缩回速度基本恒定。此外, 使用液控单向阀减小了系统的泄漏量, 保证了系统的支撑保持能力。



1-液压缸; 2-液控单向阀; 3-电磁换向阀; 4-调速阀; 5-溢流阀;  
6-单向阀; 7-微型液压泵; 8-直流伺服电机。

### 图 2 液压原理图

Fig. 2 Hydraulic principle diagram

### 3.2 油缸设计

考虑内部空间、重量、最大支撑力等因素, 设

计油缸内径为 20 mm、行程为 145 mm。油缸始末两端安装接近开关，在全伸出和全缩回时，可以提供位置信号，防止超行程发生的干涉。

在航行器内部，2 个油缸呈 50°安装夹角，以保证油缸的横倾调节能力。在一缸完全伸出时，可通过调节另一缸的行程调节机构 10°的倾斜角度，且离地最大距离仍有 34.75 mm 余量，如图 3 所示。油缸的密封通过与壳体内部凸起端面的端面密封实现。

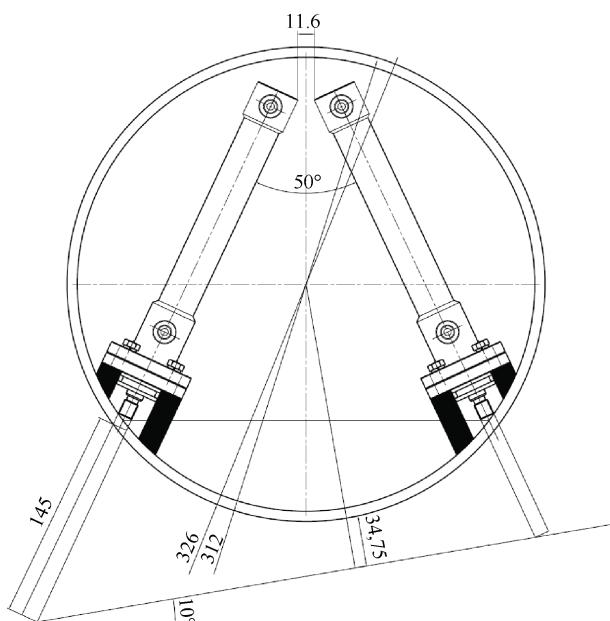


图 3 油缸布置示意  
Fig. 3 Cylinder layout diagram

### 3.3 关键阀件设计

根据液压原理图，整个液压系统阀组涉及调速阀、液控单向阀、溢流阀、电磁阀、普通单向阀和阀块，以下对设计指标强相关的调速阀、液控单向阀、溢流阀设计进行详细描述。

#### 1) 调速阀。

根据速度要求(取余量按 2 cm/s)和油缸内径，计算单缸流量：

$$v = 2 \text{ cm/s} = 120 \text{ cm/min}$$

$$A = \pi r^2, r = 1 \text{ cm}$$

$$q = v * A = 120 * \pi * 1^2 / 1000 = 0.377 \text{ L/min}$$

式中： $v$  为油缸伸缩速度； $A$  为油缸内腔截面面积； $r$  为油缸内腔半径； $q$  为流量。最终算得流量为 0.377 L/min，据此选择了符合要求的调速阀，调节

流量为 0.1 gpm，即 0.378 L/min  $\pm$  10%。

#### 2) 液控单向阀。

参照支撑保持能力要求，液压缸在 24 h 内缩回尺寸不超过 2 mm。油缸内径为 1 cm，2 mm 对应的泄漏油量为 0.628 mL，根据此流量选择了液控单向阀，压力值最大泄漏量为 0.005 mL/h，即 24 h 最大泄漏量为 0.12 mL。

#### 3) 溢流阀。

根据水压 2 MPa 以及支撑工况下的油缸受力情况，拟定溢流阀工作在 3.6 MPa，据此选择了溢流阀，可调节 0.17~5.5 MPa 的压力。

### 3.4 驱动设计

液压模块的驱动部分由泵与电机构成。当双缸同时伸出时，所需流量最大，达到 0.754 L/min，初定容积效率为 0.95，则：

$$q_t = q / \eta_v = 0.754 / 0.95 = 0.794 \text{ L/min}$$

式中： $q_t$  为实际流量，L/min； $q$  为理论流量，L/min； $\eta_v$  为容积效率。据此进行了泵的选型，所选泵排量  $V$  为 0.4 mL/r，其无负载时最大转速为 2 000 r/min，最大流量为 0.8 L/min。

根据泵的排量与工作负载进一步选择电机。已知输入电压为 24 V，泵的排量为 0.4 mL/min，输入转速  $n$  为 2 000 r/min，初定工作负载为 3.6 MPa，机械效率为 0.85，可推出电机的输出转矩为 0.27 N·m。根据以上数据选择电机型号，其额定输出转速为 2 100 r/min，转矩为 0.27 N·m，符合使用要求。

### 3.5 油箱设计

由于设备运行时可能存在大角度翻转的工况，油箱设计为闭式油箱。同时，考虑到油缸伸出和缩回会产生一定的油液差，油箱内部的油液体积将发生变化，因此油箱设计为加压油箱。其设计方案为在油箱内部放置一定数量的空心耐油橡胶球，在油缸全部伸出时，此时油箱内部油液体积最小，橡胶球处于不压缩状态；当油缸全部缩回时，油箱内部油液增加，橡胶球受压收缩。这种体积补偿形式原理简单，具有较高的可靠性，应用广泛。

通过计算，可得油缸全伸出和全缩回油液差为

32.8 mL, 设计放入 4 个空心橡胶球, 壁厚为 2 mm, 直径为 50 mm, 因此未压缩状态时, 空心球内部空气总体积  $V_1$  为 203.8 cm<sup>3</sup>, 由气体状态方程得:

$$P_1 V_1^\tau = P_2 V_2^\tau; \quad V_2 = V_1 - 32.8 \text{ mL}$$

式中: 绝热过程  $\tau$  为 1.3;  $P_1=0.1 \text{ MPa}$ 。计算得:  $P_2=0.126 \text{ MPa}$ 。

因此, 油箱内部油压最高为 0.126 MPa, 据此对其进行仿真校核。油箱盖材料为 7075 铝合金, 油箱体材料为 1.5 mm 不锈钢, 油液压力为 0.15 MPa 的仿真结果如图 4。油箱最大变形位置为最底部中心处, 不影响设备的密封等情况, 且实际压力未到 0.15 MPa, 实际最大变形不会超过 0.1 mm, 符合使用要求。

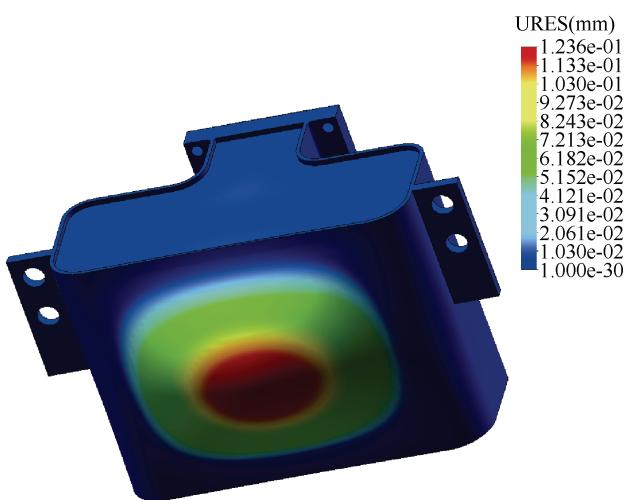


图 4 油箱变形仿真

Fig. 4 Tank deformation simulation

### 3.6 总布置设计

完成所有元器件设计选型后, 在舱内进行了如下总布置, 见图 5。全结构布置紧凑, 双油缸安装于两侧, 中部为油箱、阀组、电机、泵等设备, 整体包络于直径 312 mm 的圆形区域, 宽度方向不超过 100 mm, 适合连同外部舱段壳体作为功能段模块化安装于干舱设计的回转体航行器。由于模块的控制原理简单, 在航行器总体设计时可在主控预留相关信号接口直接进行控制, 避免额外设计次级控制板。进一步地, 可根据航行器内部的姿态传感器对航行器横倾角进行伺服控制。

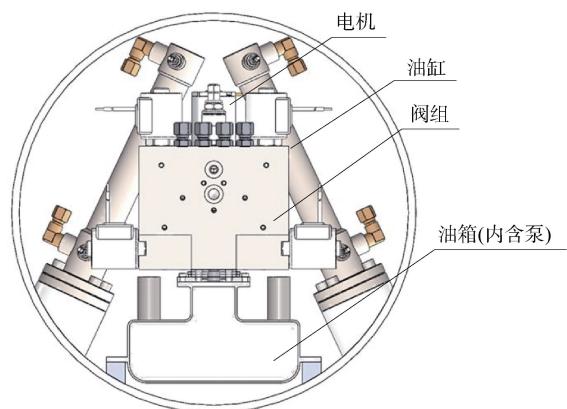


图 5 总布置图

Fig. 5 General layout

### 3.7 总装与性能测试

完成设计后, 进行了各模块的采购与加工, 最终在实验室进行了全装置集成, 主要模块见图 6。对应设计要求, 项目组进行了严格测试。为模拟实际压力条件下的工况, 测试部分数据时在油缸上施加 25 kg 压载, 对应近 2.2 MPa 水压, 结果如下。

- 1) 设备总重: ~5 kg;
- 2) 设备尺寸:  $\varnothing 312 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$ ;
- 3) 油缸最大伸缩速度: 1.8 cm/s;
- 4) 油缸位置保持能力: 24 h 位移不大于 0.5 mm (压载下);
- 5) 平均功率: 91.2 W@24 VDC (压载下);
- 6) 横倾调节: >10°;
- 7) 耐压能力: 通过水压罐 2.5 MPa 测试。

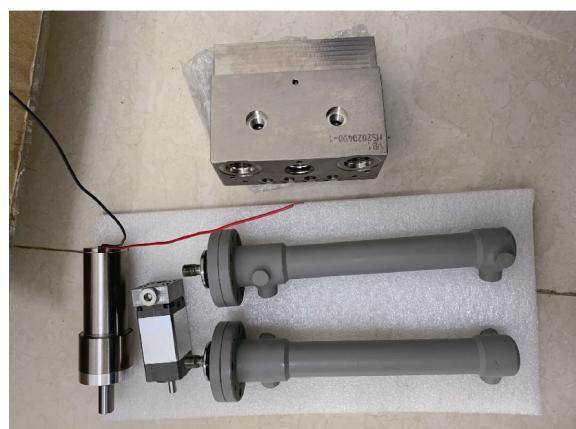


图 6 关键模块

Fig. 6 Key modules

也就是说, 该设备可在 8 s 内完成航行器的 10°

姿态调节, 能耗仅  $0.2 \text{ W}\cdot\text{h}$ , 且能在较长时间内维持当前位姿。在尺寸上, 通过集成设计该设备可适配  $324 \text{ mm}$  口径航行器, 结构轻巧, 长度方向仅占  $100 \text{ mm}$ , 适装性较好。

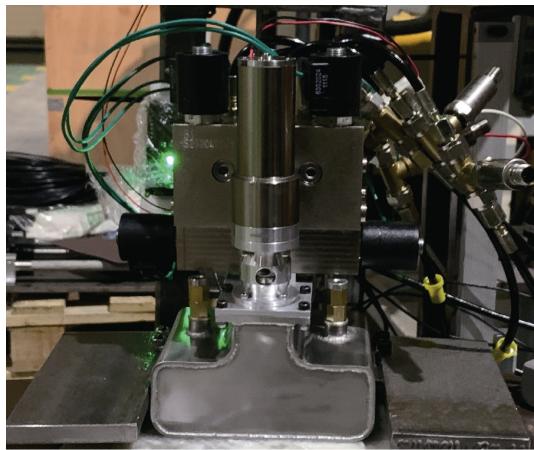


图 7 实物装配图  
Fig. 7 Physical assemble drawing

#### 4 舱外支撑板设计

在完成支撑主体机构设计后, 应进一步考虑环境对坐底的影响。与陆地土质不同, 海床土的强度较低, 液压油缸伸出后, 由于接触面过小容易出现陷入问题, 导致航行器无法正常上浮回收。类似问题在深海坐底式设备上非常普遍<sup>[18]</sup>。为解决该问题, 在油缸末端设计了支撑板结构, 形式如图 8 所示, 以增大接触面积。支撑板本身采用工程塑料减轻重量, 通过转接套与油缸呈单自由度的铰接连接。

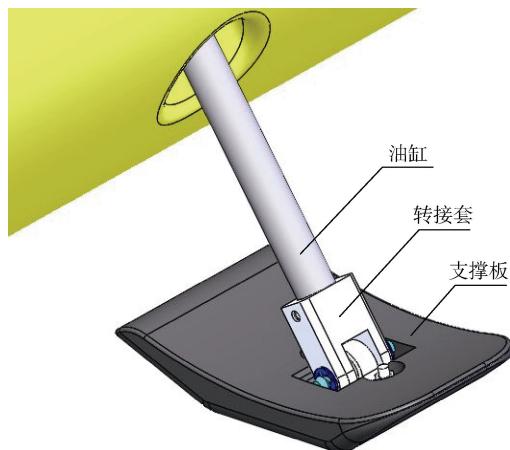


图 8 支撑板装配图  
Fig. 8 Support plate assemble drawing

易知, 该支撑板在油缸支撑状态时, 可通过与海底接触点的受力自行翻转从而贴地支撑, 增大支撑状态的接触面, 防止支撑腿陷入海底泥沙。回收时, 通过与航行器外壳接触点的受力自行翻转从而与航行器共形, 减少对航行器航行性能影响。该结构为全开放式结构, 可有效避免淤泥堆积, 当支撑板收回时淤泥会随支撑板翻转而脱落。支撑板的面积由航行器的净浮力与土强度共同决定。

#### 5 系统海试

在形成样机后, 项目组选择已有的  $324 \text{ mm}$  口径航行器进行适装, 并在三亚近岸海域进行了坐底试验。受支撑机构样机数量限制, 装置仅在航行器首部安装。三亚近岸海域土质呈明显的淤泥软土特征, 若设备直接坐底, 极易沉降而无法上浮。

试验时, 航行器通过浮力调节技术缓慢下落, 坐底一段时间后伸出支撑机构进行稳定, 以对比前后状态。从图 9 和图 10 可以看到, 支撑机构展开后, 航行器的三向姿态明显趋向稳定, 横摇角在  $0^\circ$  附近, 纵摇角在  $2^\circ$  附近 (这与仅在航行器首部安装支撑机构有关), 首摇角在  $2.2^\circ$  附近, 变化幅值基本在  $0.5^\circ$  以内。

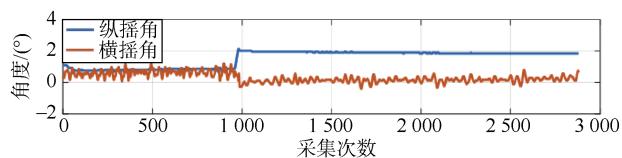


图 9 航行器姿态变化图 ( $f=5 \text{ Hz}$ )  
Fig. 9 UUV attitude change curve ( $f=5 \text{ Hz}$ )

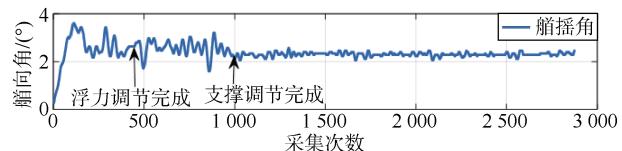


图 10 航行器艏向角变化图 ( $f=5 \text{ Hz}$ )  
Fig. 10 UUV posture change curve ( $f=5 \text{ Hz}$ )

完成坐底试验后, 航行器抛载上浮并同步收回支撑机构, 最终顺利浮出水面, 脱离驻留状态。试验初步证实了在航行器上应用该液压式支撑装置的可行性。

## 6 结束语

围绕航行器可靠坐底问题, 本文提出了一种液压式支撑结构, 给出了详细设计过程并形成样机。通过实验室测试与海上试验, 对其性能与可行性进行了详细验证。

经测试, 该样机重 5 kg, 尺寸仅有  $\varnothing 312\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ , 可适配 324 mm 口径航行器在 200 m 以内进行坐底作业, 有效减小航行器坐底状态的姿态变化, 并助力航行器脱离驻留状态, 同时具有高调节速度、低能耗的优势。该机构的设计过程可为水下航行器坐底技术的工程化提供一定参考。

## 参考文献

- [1] 胡庆玉, 舒国平, 冯朝. 深海 AUV 发展趋势研究[J]. 数字海洋与水下攻防, 2018, 1 (1): 77-80, 89.
- [2] 燕奎臣, 吴利红. AUV 水下对接关键技术研究[J]. 机器人, 2007, 29 (3): 267-273.
- [3] 袁学庆, 刁家宇, 李卫民. AUV 水下对接的发展与应用现状[J]. 舰船科学技术, 2023, 45 (5): 1-8.
- [4] 吴哲, 羊云石, 程烨, 等. 一种 AUV 水下接驳系统的设计与研究[J]. 舰船科学技术, 2018, 40 (9): 130-132.
- [5] HEALEY A J, MARCO D B. Experimental verification of mission planning by autonomous mission execution and data visualization using the NPS AUV II[C]// 1992 Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology. Washington, DC: IEEE, 1992.
- [6] GLEGG S A L, OLIVIERI M P, COULSON P K, et al. A passive sonar system based on an autonomous underwater vehicle[J]. Journal of Oceanic Engineering, 2001, 26 (4): 972-113.
- [7] SANGEKAR M, THORNTON B, NAKATANI T, et al. Autonomous landing experiments with an underwater vehicle for multi-resolution wide area seafloor observation[C]// OCEANS'11 MTS/IEEE Kona. Waikoloa: IEEE, 2011.
- [8] 侯巍. 具有着陆坐底功能的水下自航行器系统控制与试验研究[D]. 天津: 天津大学, 2006.
- [9] 白莹. 可着陆水下自航行器外形设计与优化[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [10] 张宏伟. 可着陆水下自航行器系统设计与动力学行为研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [11] 杜兵. 着陆式 AUV 动力学行为与控制策略研究[D]. 天津: 天津大学, 2012.
- [12] 宋保维, 朱信尧, 曹永辉, 等. UUV 海底停驻策略及其关键技术[J]. 鱼雷技术, 2010, 18 (6): 401-405.
- [13] 朱信尧, 宋保维, 徐刚, 等. 支撑机构驻留水下航行器着陆策略及影响因素[J]. 上海交通大学学报, 2017, 51 (10): 1241-1251.
- [14] 田国强. UUV 坐底策略与位姿控制技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.
- [15] 张斌. 水下驻留航行器锚泊线静力特性分析[J]. 水雷战与舰船防护, 2018, 26 (1): 1-7, 32.
- [16] 宋保维, 成鹏飞, 王鹏, 等. 水下驻留航行器液压式驻留机构设计[J]. 液压气动与密封, 2012, 32 (9): 18-21.
- [17] 马德飞. 水下自航行器外形优化设计与水动力性能分析[D]. 杭州: 中国计量大学, 2016.
- [18] 汤叶青. 深海着陆器入水及坐底过程动力学分析[D]. 杭州: 杭州电子科技大学, 2018.

(责任编辑: 曹晓霖)