

海洋环境作用下深海海底钻机收放系统 建模与运动响应分析

李兰香, 金永平*, 刘德顺, 万步炎

(湖南科技大学 海洋矿产资源探采装备与安全技术国家地方联合工程实验室, 湖南 湘潭 411201)

摘要: 深海海底钻机收放系统在风、浪等海洋环境的扰动下会引起海底钻机摆动, 通过建立收放系统的动力学模型, 分析收放系统在规则波浪下不同波高、浪向角和风速对海底钻机摆角以及相对位移的影响。研究表明: 在波高、浪向角以及风速的影响下, 深海海底钻机入水前后的摆动角度与相对位移变化均存在明显差异; 随着波高与风速的增大, 钻机的面内摆角变化幅度较小; 随着浪向角的增大, 钻机的摆动角度和相对位移逐渐增大。得到的结论可用于海底钻机收放系统摆动的预测和控制, 为技术人员提供参考。

关键词: 深海海底钻机; 动力学; 钻机摆动; 运动响应

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1672-9102(2024)02-0055-08

Modelling and Motion Response Analysis of Seafloor Drill Launch and Recovery System Under the Action of Marine Environment

LI Lanxiang, JIN Yongping, LIU Deshun, WAN Buyan

(National-Local Joint Engineering Laboratory of Marine Mineral Resources Exploration Equipment and Safety Technology, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: Based on the launch and recovery system of seafloor drill will cause the seafloor drill to swing under the disturbance of the marine environment such as wind and waves. By establishing the dynamic model of the launch and recovery system, the different wave heights, wave direction angles and wind speeds of the launch and recovery system under regular waves are analyzed. Influence on the swing angle and relative displacement of the seafloor drill. The research results show that under the influence of wave height, wave direction angle and wind speed, there are obvious differences in the swing angle and relative displacement of the deep-sea submarine drilling rig before and after entering the water. With the increase of wave height and wind speed, the in-plane swing of the seafloor drill. The angular variation range is small, the variation range of the out-of-plane swing angle increases accordingly, and the relative displacement also increases continuously; with the increase of the wave direction angle, the swing angle and relative displacement of the seafloor drill gradually increase. The obtained conclusions can be used for the prediction and control of the swing of the launch and recovery system of the seafloor drill, and provide reference for the technical staff.

Keywords: seafloor drill; dynamic; drill swing; motion response

深海钻机是研究海底地质构造、海洋资源勘探与开采以及完成海洋建设任务等海底作业不可缺少的技术装备^[1-3]。在海洋载荷的作用下, 海底钻机收放系统中的作业母船会产生大幅度晃动, 给海底钻机系统的作业带来一定危险, 同时还会降低海底钻机开采与勘测的精度, 从而造成安全问题^[4-5]。当海

底钻机系统处于恶劣的海洋环境下,整个收放系统在海洋环境扰动作用下的动态响应状态将会发生恶化.

海洋作业工具船在海上作业过程中,船舶受到海洋环境的扰动作用而发生的运动与收放物体的运动进行耦合作用,从而使收放物体的动力学问题变得复杂.对此,相关学者对海上收放作业系统进行了大量的研究:POSIADAL等^[6]通过对起重船吊物系统的研究,得到吊物绳索的运动对吊物摆动角度的影响;WITZ^[7]将船舶的运动与吊物的摆动进行耦合分析,得到吊物负载的相关参数对吊物系统动力学影响的结果;王学林等^[8]在规则波浪下对起重船吊重的动力学进行分析并得到仿真结果,其结果表明在船舶上的非线性载荷对船舶和吊重的运动都有着明显影响;毛焱飞等^[9]在不规则波浪的作用下,分析双船浮吊系统的动力响应,分别研究波高、波向等影响因素对吊物摆角与吊索张力的影响;金永平等^[10]提出一种随机不规则波浪激励下收放系统动力学随机数值仿真方法,对不同水深和海况条件下的海底钻机的摆动状况、升沉运动以及脐带缆张力等问题进行研究与仿真分析.

因此,基于深海海底钻机收放系统在海洋环境作用下的动态特性,分析海底钻机在海洋环境扰动下的摆动特性,对海底钻机收放系统的海上作业具有指导意义.

1 海底钻机收放系统动力学模型

1.1 海底钻机收放系统描述

海底钻机收放系统主要包括作业母船、铠装脐带缆以及海底钻机等部分,本文收放系统动力学建模过程中忽略铠装脐带缆的弹性变形对整个收放系统的影响.

海底钻机收放系统^[4]如图1所示,建立5个坐标系,分别为大地坐标系 $O_0-\xi\eta\zeta$,船舶平动坐标系 $O_0-x_0y_0z_0$ 和随船连体坐标系 $O-xyz$,作业母船的收放架上的A点与B点建立的局部坐标系 $O_A-x_Ay_Az_A$ 和 $O_B-x_By_Bz_B$,其中A点到随船连体坐标系 $O-xyz$ 原点的距离为 L_{OA} ,收放架的倾斜角为 α , l 为滑轮吊点B至深海海底钻机顶点的脐带缆长度,A点到收放架顶端B点的距离为 L_{AB} ,海底钻机的重心G相对于大地坐标系 $O_0-\xi\eta\zeta$ 中 $O_0-\eta\zeta$ 平面和 $O_0-\xi\zeta$ 平面的摆动角分别为 γ (面内角)和 δ (面外角).

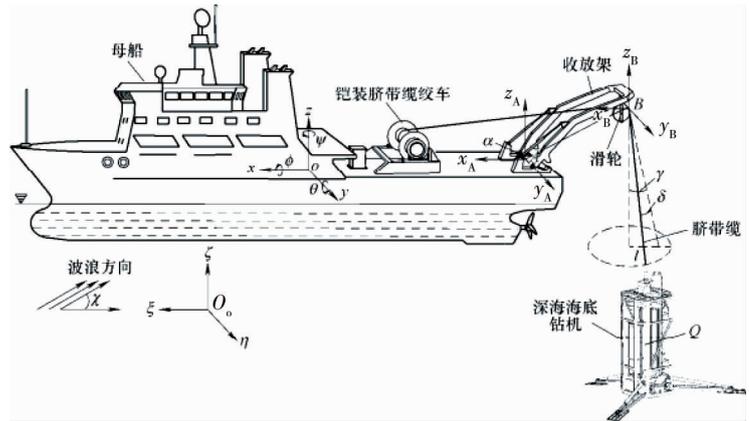


图1 深海海底钻机收放系统

1.2 母船运动方程

根据文献[11]可知,母船在海洋环境中的升沉、横摇和纵摇运动的微分方程可表示为

$$\begin{cases} (m_{\text{ship}} + \Delta m_{zz}) \ddot{z} + A_{1z} \dot{z} + A_{2z} z + A_{3z} \ddot{\theta} + A_{4z} \dot{\theta} + A_{5z} \theta = F_z; \\ (J_{\varphi\varphi} + \Delta J_{\varphi\varphi}) \ddot{\varphi} + B_{1\varphi} \dot{\varphi} + B_{2\varphi} |\dot{\varphi}| \dot{\varphi} + B_{3\varphi} \varphi + B_{4\varphi} \varphi^3 + B_{5\varphi} \varphi^5 = M_{\varphi}; \\ (J_{\theta\theta} + \Delta J_{\theta\theta}) \ddot{\theta} + C_{1\theta} \dot{\theta} + C_{2\theta} |\dot{\theta}| \dot{\theta} + C_{3\theta} \theta + C_{4\theta} \theta^3 + C_{5\theta} \theta^5 = M_{\theta}. \end{cases} \quad (1)$$

式中: θ 为船舶纵摇角; φ 为船舶横摇角; m_{ship} 为船舶的质量; Δm_{zz} 为船舶做升沉运动时的附加质量; $A_{1z} \sim A_{5z}$ 为船舶做升沉运动时的流体动力系数; F_z 为船舶受海洋环境作用下产生的升沉干扰力; $J_{\varphi\varphi}$ 为船舶横摇运动的惯性矩; $\Delta J_{\varphi\varphi}$ 为船舶横摇运动的附加惯性矩; $B_{1\varphi}$ 为船舶横摇运动的线性阻尼力矩系数; $B_{2\varphi}$ 为船舶横摇运动的非线性阻尼力矩系数; $B_{3\varphi} \sim B_{5\varphi}$ 为船舶横摇运动的恢复力矩系数; M_{φ} 为船舶受海洋环境作用产生横摇干扰力矩; $J_{\theta\theta}$ 为船舶纵摇运动的惯性矩; $\Delta J_{\theta\theta}$ 为船舶纵摇运动的附加惯性矩; $C_{1\theta} \sim C_{5\theta}$ 为船舶纵摇运动的流体动力系数; M_{θ} 为船舶受海洋环境作用产生纵摇干扰力矩.其中, F_z , M_{φ} 和 M_{θ} 需要单独计算,其他变量可以根据文献[12-13]的公式求得.本文在对作业母船分析时,增加海风对母船的扰动影响.由于海风对船舶的扰动主要是作用在 $O_0-\xi\eta$ 平面内,因此,在本文中只研究稳流海风对船舶

的横荡力矩和纵荡力矩,所以式(1)中的干扰力矩需要叠加.规则波浪的干扰力和干扰力矩可以根据文献[12-13]求得,海风的干扰力矩^[14]为

$$\begin{cases} M_{\text{风}\varphi} = \frac{1}{2}\rho_a B V_a^2 C_X(\mu_{\text{wd}}) A_T; \\ M_{\text{风}\theta} = \frac{1}{2}\rho_a L V_a^2 C_Y(\mu_{\text{wd}}) A_L. \end{cases} \quad (2)$$

式中: $M_{\text{风}\varphi}$ 为海风的横摇干扰力矩; $M_{\text{风}\theta}$ 为海风的横摇干扰力矩; ρ_a 为空气密度; B 为接触宽度; V_a 为风速; μ_{wd} 为船舶遭遇的风向角; A_T 为船舶水线上部结构横截面积; L 为接触长度; A_L 为船舶水线上部结构纵截面积; $C_X(\mu_{\text{wd}})$, $C_Y(\mu_{\text{wd}})$ 分别为海风纵荡力系数、海风横荡力系数.在实际计算中,上述数值可以根据文献[15]求得.

由于船舶的运动,会引起海底钻机与脐带缆相对运动,但由于选取的各个坐标系不同,整个收放系统的动力学方程要进行转换.因此根据建立的收放系统坐标系以及各个坐标系的转换,可以确定收放架顶点 B 的坐标位置为

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \sin \varphi & \sin \theta \cos \varphi & x \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & y \\ -\sin \theta & \sin \varphi \cos \theta & \cos \theta \cos \varphi & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -L_{\text{OA}} - L_{\text{AB}} \sin \alpha \\ 0 \\ L_{\text{AB}} \cos \alpha \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x - L_{\text{OA}} \cos \theta + L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta \cos \varphi \\ y - L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \varphi \\ z + L_{\text{OA}} \sin \theta - L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta + L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta \cos \varphi \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

深海海底钻机的重心 G 点坐标位置为

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \\ 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l \sin \gamma \cos \delta \\ l \sin \delta \\ -l \cos \gamma \cos \delta \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x - L_{\text{OA}} \cos \theta + L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta \cos \varphi - l \sin \gamma \cos \delta \\ y - L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \varphi + l \sin \delta \\ z + L_{\text{OA}} \sin \theta - L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta + L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta \cos \varphi - l \cos \gamma \cos \delta \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

假定收放架的变幅夹角 α 为定值,根据运动学规律,将收放架 B 点坐标与深海钻机的重心坐标在 x, y, z 方向上对时间求导可以得到收放架 B 点和深海钻机重心 G 点的加速度分别为

$$\begin{cases} \ddot{x}_B = \ddot{x} + \ddot{\theta} L_{\text{OA}} \sin \theta + \dot{\theta}^2 L_{\text{OA}} \cos \theta - \ddot{\theta} L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta - \dot{\theta}^2 L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + \\ \quad L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta (\ddot{\theta} \cos \varphi - 2\dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi) - L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta [\ddot{\varphi} \sin \varphi + (\dot{\theta}^2 + \dot{\varphi}^2) \cos \varphi]; \\ \ddot{y}_B = \ddot{y} + L_{\text{AB}} \sin \alpha (\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi); \\ \ddot{z}_B = \ddot{z} + \ddot{\theta} L_{\text{OA}} \cos \theta - \dot{\theta}^2 L_{\text{OA}} \sin \theta - \ddot{\theta} L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + \dot{\theta}^2 L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta + \\ \quad L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta (2\dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi - \ddot{\theta} \cos \varphi) + L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta [(\dot{\varphi}^2 - \dot{\theta}^2) \cos \varphi - \ddot{\varphi} \sin \varphi]. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_G = \ddot{x} + \ddot{\theta} L_{\text{OA}} \sin \theta + \dot{\theta}^2 L_{\text{OA}} \cos \theta - \ddot{\theta} L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta - \dot{\theta}^2 L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + \\ \quad L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta (\ddot{\theta} \cos \varphi - 2\dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi) - L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta [\ddot{\varphi} \sin \varphi + (\dot{\theta}^2 + \dot{\varphi}^2) \cos \varphi] + \\ \quad \sin \gamma \cos \delta [l(\dot{\gamma}^2 + \dot{\delta}^2) - \ddot{l}] - \cos \gamma \cos \delta (2\dot{l}\dot{\gamma} + l\ddot{\gamma}) + 2l\dot{\gamma}\dot{\delta} \cos \gamma \sin \delta + \sin \gamma \sin \delta (2\dot{l}\dot{\delta} + l\ddot{\delta}); \\ \ddot{y}_G = \ddot{y} + L_{\text{AB}} \sin \alpha (\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) + \sin \delta (\ddot{l} - \dot{l}^2) + \cos \delta (2\dot{l}\dot{\delta} + l\ddot{\delta}); \\ \ddot{z}_G = \ddot{z} + \ddot{\theta} L_{\text{OA}} \cos \theta - \dot{\theta}^2 L_{\text{OA}} \sin \theta - \ddot{\theta} L_{\text{AB}} \cos \alpha \cos \theta + \dot{\theta}^2 L_{\text{AB}} \cos \alpha \sin \theta + \\ \quad L_{\text{AB}} \sin \alpha \sin \theta (2\dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi - \ddot{\theta} \cos \varphi) + L_{\text{AB}} \sin \alpha \cos \theta [(\dot{\varphi}^2 - \dot{\theta}^2) \cos \varphi - \ddot{\varphi} \sin \varphi] - \\ \quad \cos \gamma \cos \delta [\ddot{l} - l(\dot{\gamma}^2 + \dot{\delta}^2)] - 2l\dot{\gamma}\dot{\delta} \sin \gamma \sin \delta + \sin \gamma \cos \delta (2\dot{l}\dot{\gamma} + l\ddot{\gamma}) + \cos \gamma \sin \delta (2\dot{l}\dot{\delta} + l\ddot{\delta}). \end{cases} \quad (6)$$

海底钻机到达海底一定深度时,根据牛顿第二定律建立钻机的运动方程:

$$\begin{cases} m_{\text{dill}} \ddot{x}_G = T \sin \gamma \cos \delta; \\ m_{\text{dill}} \ddot{y}_G = T \sin \delta; \\ m_{\text{dill}} \ddot{z}_G = T \cos \gamma \cos \delta - m_{\text{dill}} g. \end{cases} \quad (7)$$

式中: m_{dill} 为钻机的重量; T 为缆绳张力.根据钻机的重心坐标位移,将钻机的运动方程改写成以 γ, δ 作为未知数的2个自由度微分方程组,即:

$$\begin{cases} \ddot{\gamma} \cos \delta - 2\dot{\gamma} \dot{\delta} \sin \delta + \frac{g}{l} \sin \gamma + \frac{\ddot{x}_G}{l} \cos \gamma - \frac{\ddot{z}_G}{l} \sin \gamma + 2 \frac{\dot{\gamma} \dot{l}}{l} = 0; \\ \ddot{\delta} + \dot{\gamma}^2 \sin \delta \cos \delta + \frac{g}{l} \cos \gamma \sin \delta - \frac{\ddot{x}_G}{l} \sin \gamma \sin \delta - \frac{\ddot{y}_G}{l} \cos \delta; \\ -\frac{\ddot{z}_G}{l} \cos \gamma \sin \delta + 2 \frac{\dot{\delta} \dot{l}}{l} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

2 收放系统的响应分析

2.1 波高对海底钻机动力响应的影响

在收放系统作业过程中,分别选取3种波高分别为0.31,0.88,2.10 m,对海底钻机系统入水前、入水100 m以及入水1 000 m的情况进行研究.波浪的浪向角选取 15° ,下放速度为0.5 m/s,将船体视为静止,不考虑海风干扰作用,分析海底钻机在不同海况下,其各个阶段的摆动响应.图2~图5分别为海底钻机在3种波高下,面内摆角、面外摆角以及相对位移的变化情况.

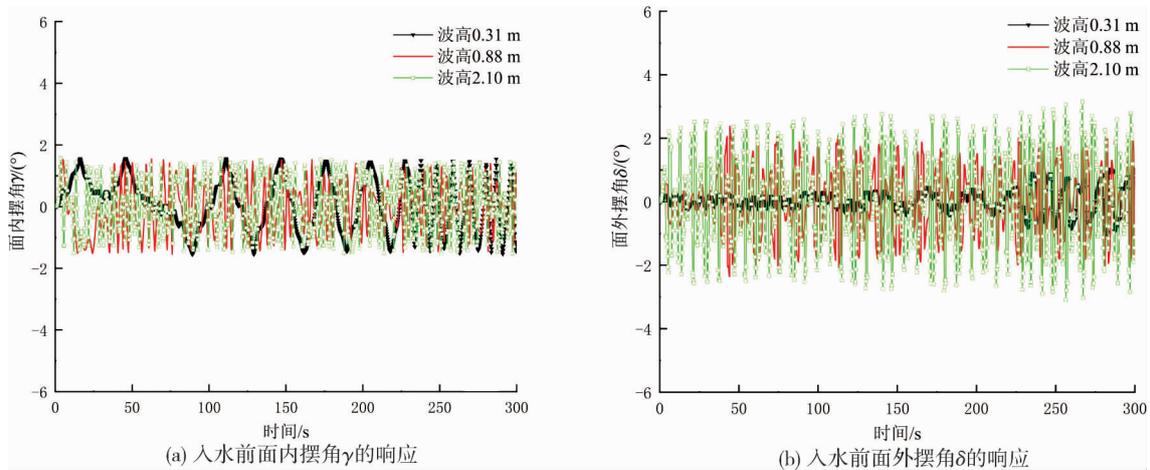


图2 入水前的响应

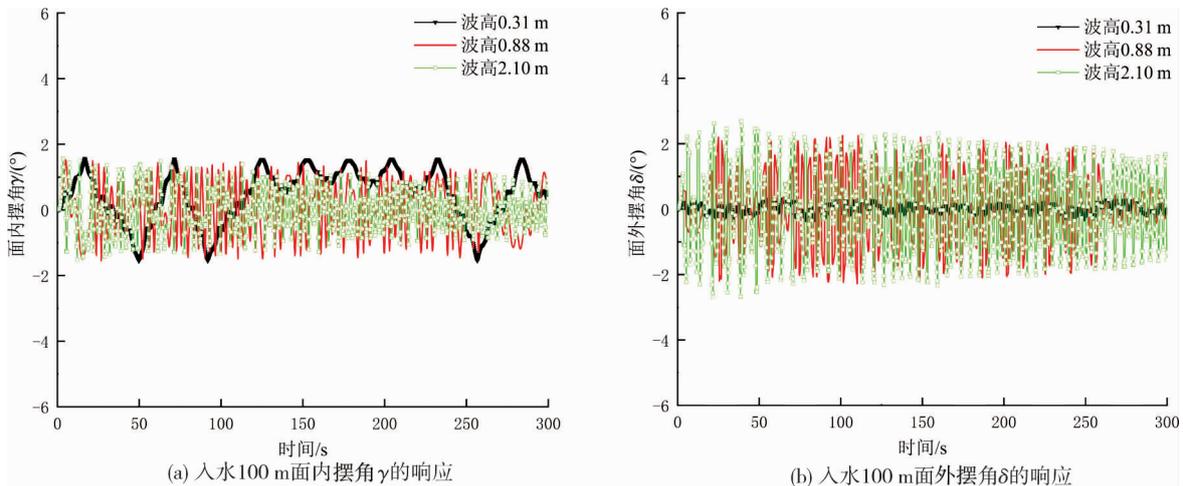


图3 入水100 m的响应

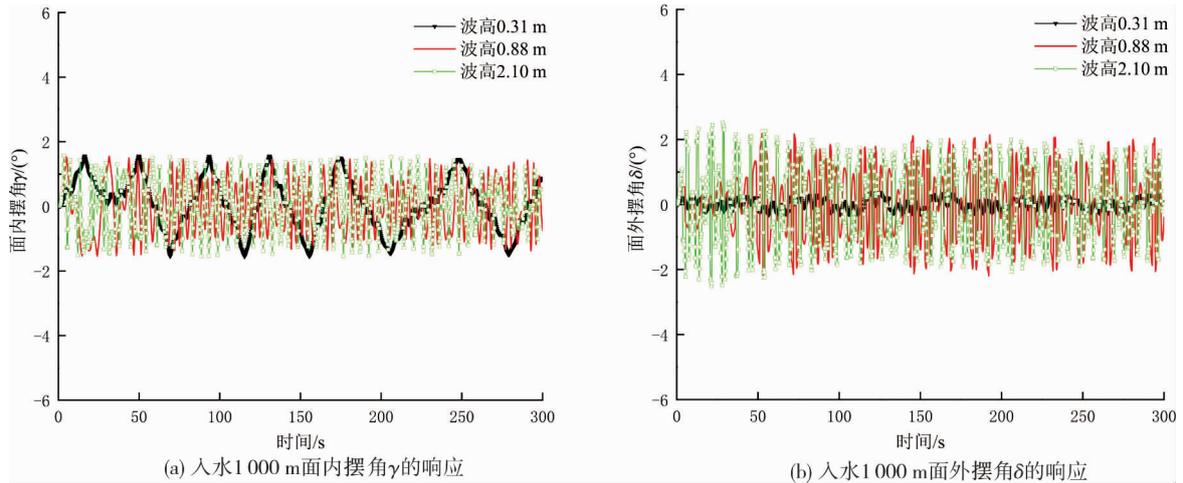


图 4 入水 1 000 m 的响应

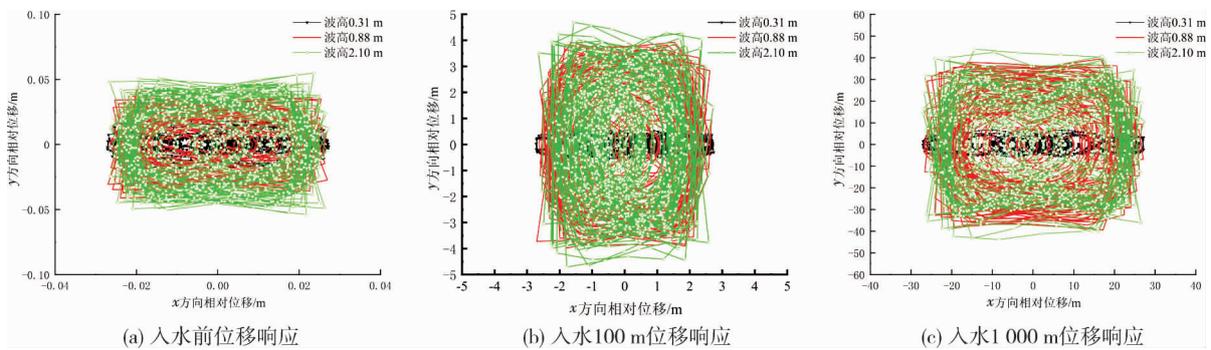


图 5 入水位移响应

由图 2~图 5 可知:在不考虑海风及洋流的干扰作用下,船舶主要做纵摇和升沉运动,因此在不同波高下,钻机的面内摆角大小变化基本相同,但变化频率不同;随着波高的增大,钻机的面外摆角逐渐增大,变化频率也逐渐加快,同时钻机的相对位移也随之增大;随着入水深度的增加,其 y 方向的相对位移大于 x 方向的位移,钻机运动轨迹趋向于矩形。

2.2 浪向角对海底钻机系统的动力响应的影响

其他参数不变,浪向角选取 15° 、 75° 和 135° ,分析海底钻机在 3 个阶段的响应变化.图 6~图 9 分别为海底钻机在 3 种浪向角下面内摆角、面外摆角以及相对位移变化情况。

3 个浪向角主要代表 3 个波浪类型,分别为顺浪、横浪和斜浪.由图 6~图 9 可知:海底钻机的面内摆角变化幅度不大,面外摆角的变化幅度较大;横浪和斜浪作用下,面内摆角和面外摆角变化幅度比较大,顺浪作用下变化幅度相对比较小;钻机的相对位移比较小,钻机的运动轨迹接近椭圆。

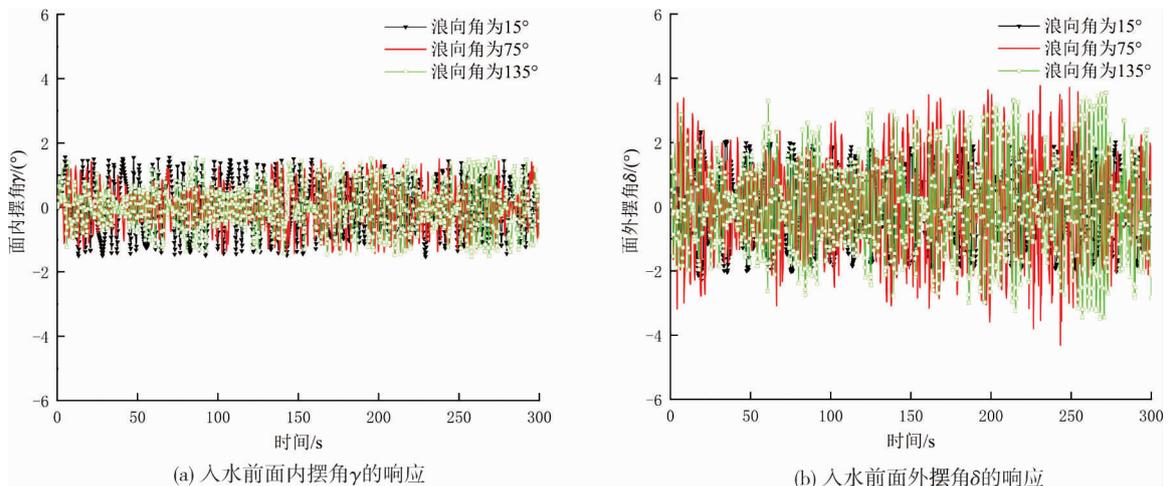


图 6 入水前的响应

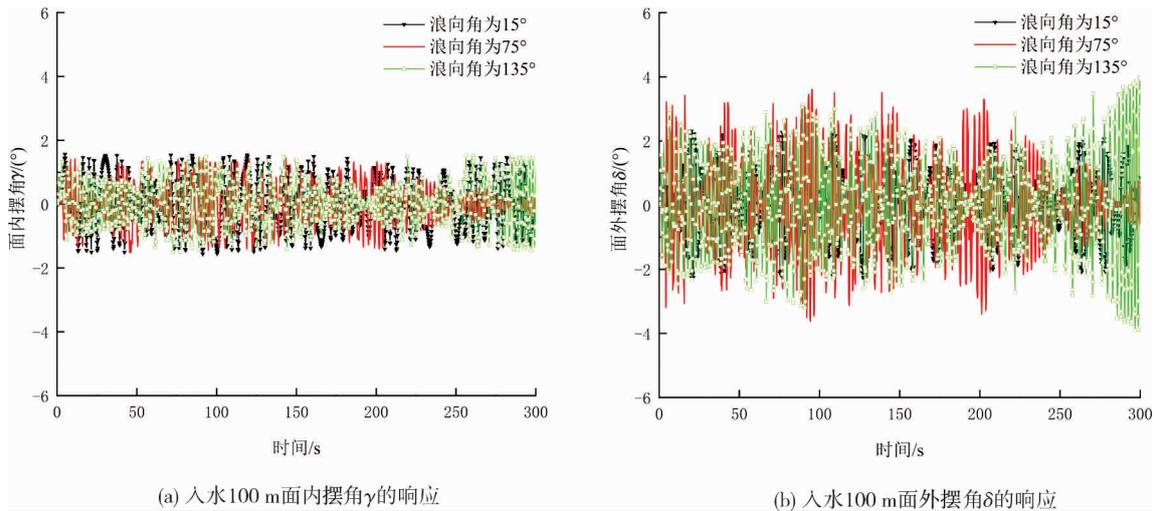


图7 入水100 m 的响应

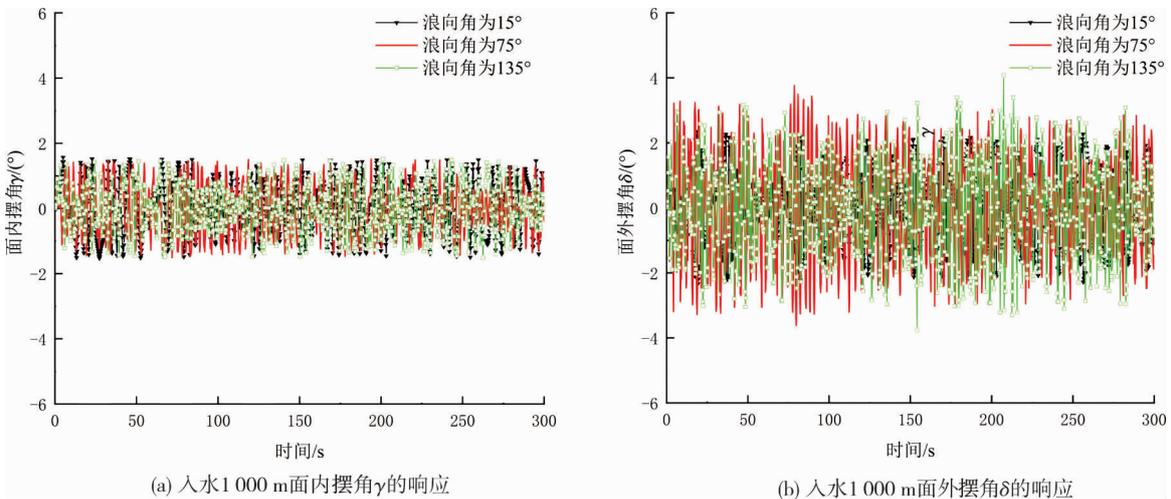


图8 入水1000 m 的响应

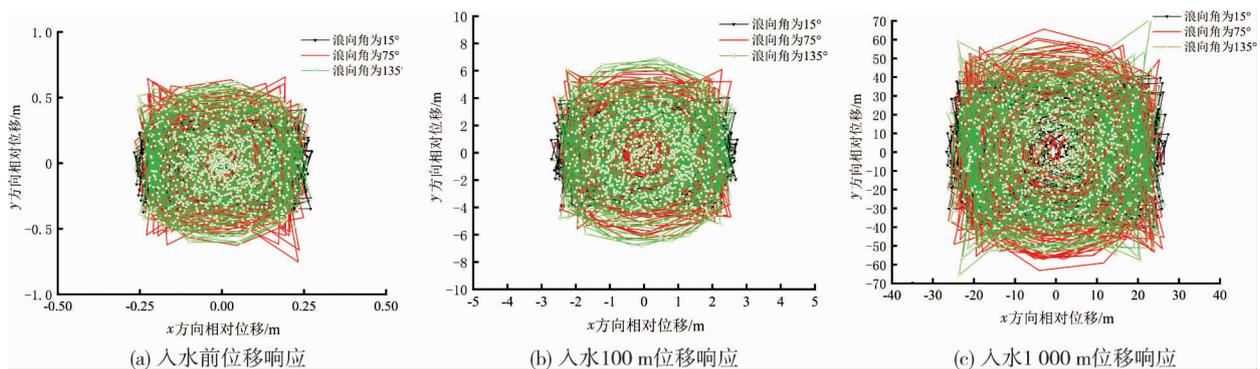


图9 入水位移响应

2.3 海风风速对海底钻机系统动力响应的影响

上述只考虑波浪情况,由于海洋环境的复杂性,增加海风风速对海底钻机系统的影响分析.选取3种海况对应的风速分别为4.4,6.7,9.4 m/s,对海底钻机系统的入水前、入水100 m以及入水1000 m的情况进行研究.其他参数不变,风向角选取15°.图10~图13分别为海底钻机在3种海况下面内摆角、面外摆角以及相对位移变化情况.

由图10~图13可知:在海风的干扰作用下,风向角为15°时,海风作用于收放系统的纵摇系数是负数,因此海风的纵摇扰动与波浪的纵摇扰动是相反的;随着风速增大,面内摆角的变化频率逐渐增加,其数

值大小基本相同;随着风速增大,面外摆角变化频率相似,其数值逐渐变大;相对位移的变化幅度基本相似,随着风速的增加,相对位移逐渐变大,钻机运动轨迹接近矩形。

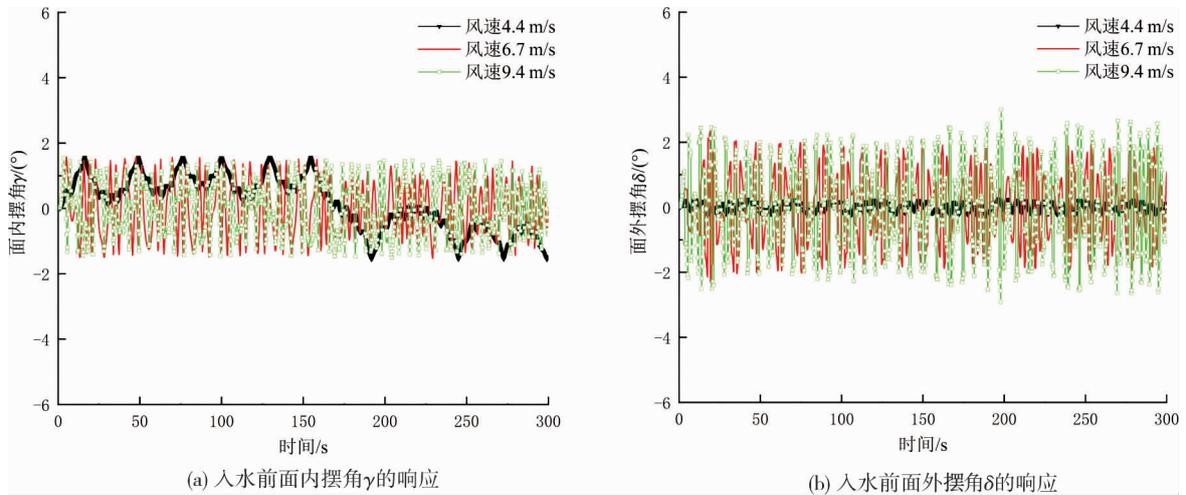


图 10 入水前响应

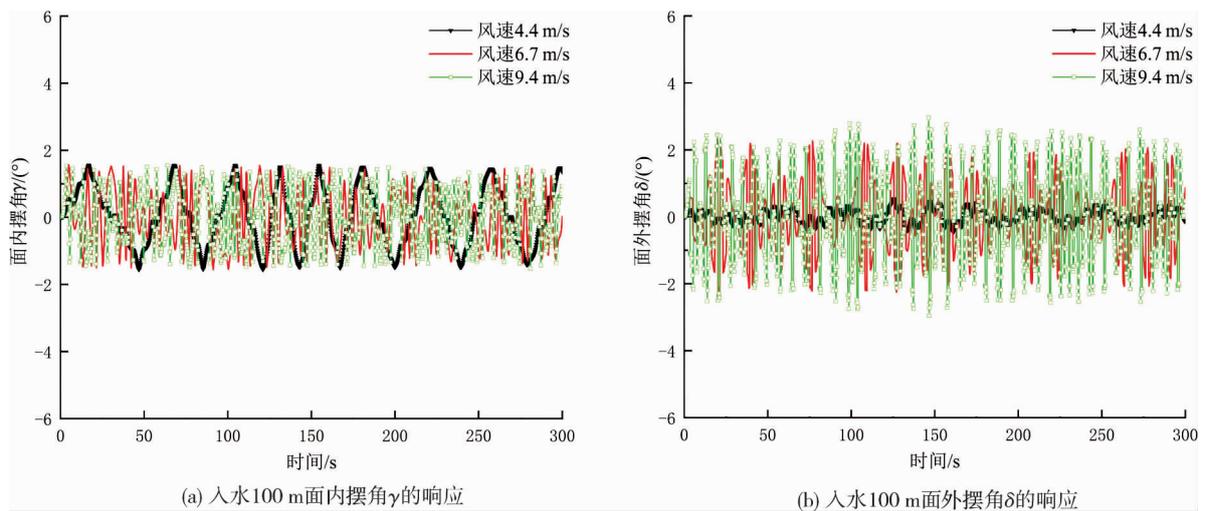


图 11 入水 100 m 响应

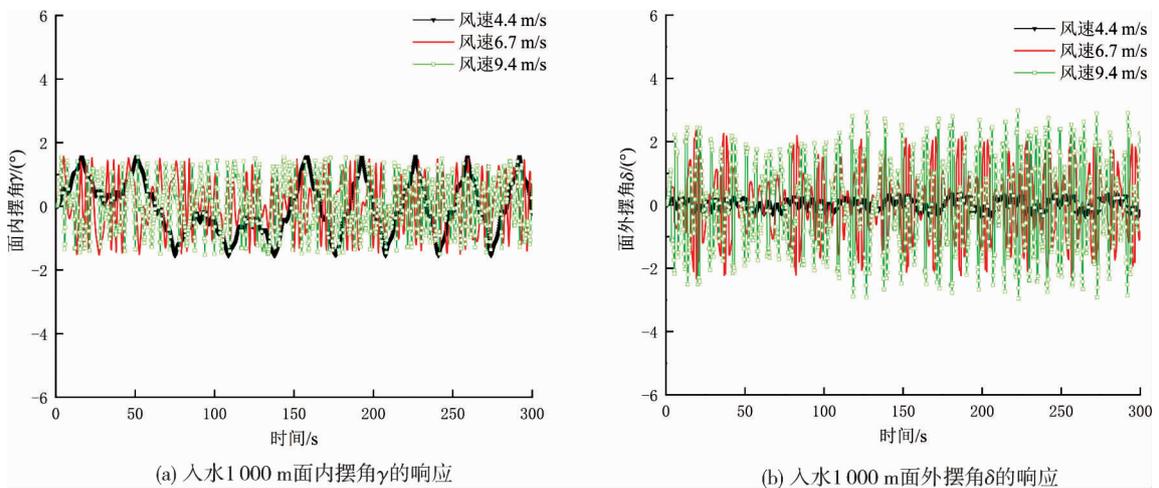


图 12 入水 1 000 m 响应

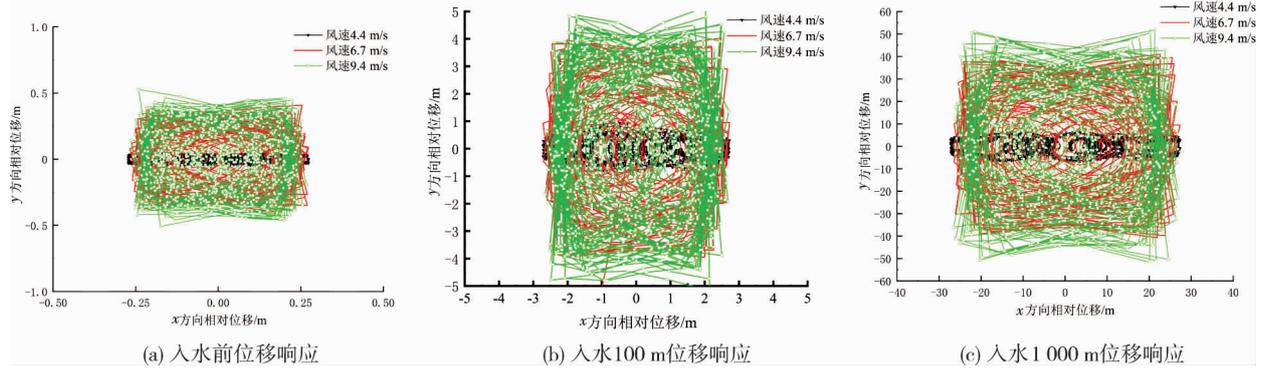


图 13 入水位移响应

3 结论

1) 深海海底钻机在入水前后,波高对摆动角度和钻机的相对位移存在影响,随着波高与风速的增加,摆动角度与相对位移逐渐增大。

2) 随着波浪浪向角的增大,海底钻机的面外摆角数值变化逐渐增大;相对位移变化趋势相似,数值逐渐增大。当作业母船处于顺浪过程中,摆动角度和相对位移的变化幅度最小。因此在实际操作过程中要合理调节作业母船方位,尽量使其处于顺浪状态,减小钻机摆动响应。

参考文献:

- [1] 刘德顺,金永平,万步炎,等.深海矿产资源岩芯探测取样技术与装备发展历程与趋势[J].中国机械工程,2014,25(23):3255-3265.
- [2] CHUNG J S. Deep-ocean mining technology III: developments[C]// international society of offshore and polar engineers ocean mining (& gas hydrates) Symposium. ISOPE Cupertino, California, USA, 2009.
- [3] SHARMA R . Deep-sea mining: economic, technical, technological, and environmental considerations for sustainable development[J]. Marine Technology Society Journal, 2011, 45(5):28-41.
- [4] 金永平,万步炎,刘德顺,等.不同收放速度对海上钻机收放系统影响分析[J].中国机械工程,2015,26(19):2557-2563.
- [5] NISHI Y. Static analysis of axially moving cables applied for mining nodules on the deep sea floor[J]. Applied Ocean Research, 2012, 34:45-51.
- [6] POSIADALA B, SKALMIERSKI B, TOMSKI L. Vibration of load lifted by a truck crane with consideration of physical properties of rope[J]. Machine Dynamics Problems, 1991,2:85-104.
- [7] WITZ J A . Parametric excitation of crane loads in moderate sea states[J]. Ocean Engineering, 1995, 22(4):411-420.
- [8] 王学林,尤心一,胡于进.规则波作用下起重船吊重动力学仿真[J].中国机械工程,2010,21(9):1077-1082.
- [9] 毛焱飞,朱克强,荆彪,等.双船浮吊系统在不规则波作用下动力响应研究[J].水道港口,2017,38(1):31-37.
- [10] 金永平,万步炎,刘德顺,等.深海海底钻机收放系统动力学随机数值仿真方法研究[J].机械工程学报,2018,54(23):112-120.
- [11] 李积德.船舶耐波性[M].北京:国防工业出版社,1981.
- [12] TASAI F. On the damping force and added mass of ships heaving and pitching[J]. Journal of Zosen Kiokai, 1959(105):47-56.
- [13] FOSSEN T I, SMOGELI Ø N. Nonlinear time-domain strip theory formulation for low-speed manoeuvring and station-keeping[J]. Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin, 2004, 25(4):201-221.
- [14] 王科俊.海洋运动体控制原理[M].2版.哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2007.
- [15] Fossen T I . Marine Control Systems[M]. Trondheim ,Norway:Tapir Trykkeri, 2002.