

基于电-液混合控制波浪补偿装置的起吊系统仿真研究

严允, 朱迎谷, 罗凌波

(上海中车艾森迪海洋装备有限公司, 上海 201306)

摘要: 设计了一种用于有缆水下机器人起吊系统的波浪补偿装置, 其将传统的绞车转轴和绞盘固定连接的方式改成通过若干液压马达和电机将绞车转轴力矩传输到绞盘的方式, 通过调节电机和液压马达输出力矩实现波浪补偿控制, 不仅结构简单、操作方便, 而且不增加甲板安装面积。通过合理建模假设和数学推导, 建立了该起吊系统的简化数学模型。仿真结果表明, 该数学模型能够准确描述起吊系统在规则波浪情况下的运动过程, 且对应的波浪补偿装置能够在一定范围内减弱作用在吊装线缆的张紧力变化的剧烈程度, 从而削弱了波浪对水下机器人运动的影响。

关键词: 波浪补偿; 布放回收系统; 电-液混合控制; 数学建模

中图分类号: U664.2

文献标识码: A

文章编号: 2096-5427(2018)03-0006-05

doi:10.13889/j.issn.2096-5427.2018.03.002

Simulation Research of the Lifting System Based on Electro-hydraulic Hybrid Controlled Heave Compensation Device

YAN Yun, ZHU Yinggu, LUO Lingbo

(CRRC SMD Shanghai Ltd., Shanghai 201306, China)

Abstract: It developed an innovative heave compensation system (HCS) for remotely control vehicles (ROV), which changes the traditional fixed mechanical joint between shaft of drum and winches into a movable mechanical connection through many gears driven by electrical motors or hydraulic motors. By regulating the torques of these motors, the HCS can reduce the shocking force on cable caused by waves. The HCS has the following advantages including simple structure, easy operation, and suitability for limited mounting area. Based on reasonable modeling assumptions and mathematical deductions, a reduced mathematic model for the HCS was built. Simulation results of the mathematic model demonstrate that the model can illustrate the movements of HCS accurately, and the HCS can reduce the changing severity of pull forces acting on umbilical, which can relieve shocking forces caused by waves.

Keywords: heave compensation; launch and recover system (LARS); electro-hydraulic hybrid control; mathematical modeling

0 引言

海洋装备在一定海况条件(通常为3级或4级海况)下必须具备正常工作的能力, 因此在设计过程中必须考虑其对海况的适应能力^[1]。由于波浪本身具有随机性, 对设备的影响具有较强的非线性、不确定性和破坏性, 设计时若未细致考虑波浪的潜在影响, 在后续使用过程中很可能出现贵重设备的损坏或者丢失现象, 因此对

波浪作用进行补偿一直以来都是海洋装备研制的重点和难点内容^[2]。为此, 本文设计了一种新型波浪补偿装置, 并建立数学模型以仿真其在规则波浪情况下的响应特性, 为后续波浪补偿控制算法设计与优化以及海洋装备的耐波性设计及受力验证奠定基础。

1 波浪补偿装置简介

传统的布放回收系统通过驱动系统带动绞盘旋转, 从而实现重物的布放和回收(图1), 其波浪补偿作用由控制器调节驱动系统输出力矩, 或者在重物 and 绞车之间增加额外的作业机构来实现。

收稿日期: 2018-03-07

作者简介: 严允(1977-), 男, 高级工程师, 主要从事机械液压系统设计、水下机器人总体设计和产品研究开发工作。

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0304104)

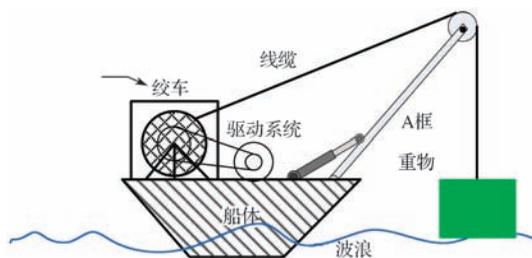
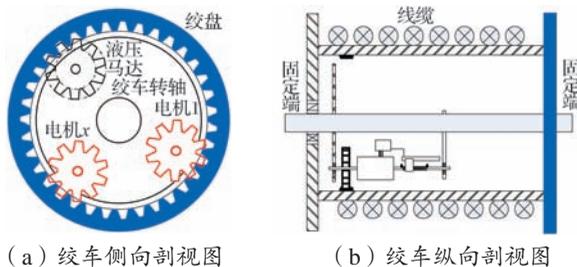


图1 传统布放回收系统组成

Fig.1 Components of a general launch and recovery system (LARS)

本文所设计的波浪补偿器安装在绞车内部，将传统的布放回收系统中绞车与驱动系统之间的刚性连接改成齿轮连接（图2），对应的波浪补偿控制则通过调节电机和液压马达输出力矩实现，设备结构简单、操作方便且不增加甲板占用面积^[3-4]。



(a) 绞车侧向剖视图

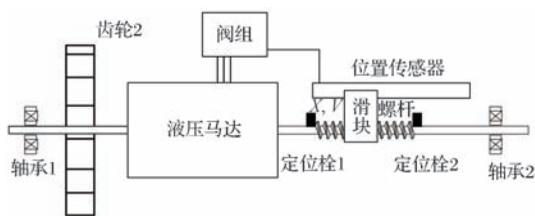
(b) 绞车纵向剖视图

图2 绞车内部传动机械结构

Fig.2 Mechanical structure inside of the drum

图2为波浪补偿装置绞车内部传动机械结构，其中绞车转轴和其内部各电机、马达驱动的齿轮转轴采用固定连接方式，因此无法产生相对运动。图1所示的驱动系统其输出力矩先通过绞车转轴传递给各齿轮转轴，再通过齿轮传递给绞盘。当驱动所有齿轮的电机和液压马达无力矩输出时，齿轮相对于自身转轴可自由旋转，驱动系统无法带动绞盘旋转，因此最终作用在绞盘上的力矩不仅与驱动系统输出力矩有关，而且还与各液压马达和电机输出力矩有关。可通过调节各液压马达和电机输出力矩来控制作用在绞盘上的力矩，从而实现整个布放回收系统的波浪补偿功能。

为限制绞盘和绞车转轴的相对运动范围，本文设计如图3所示的液压马达和齿轮之间的传动结构。当绞盘和绞车转轴之间在重物和驱动系统作用下产生相对旋转运动时，齿轮2会随之产生旋转，并通过螺杆带动滑块在定位栓1和定位栓2之间左右滑动；当齿轮2在定位栓1或者定位栓2的作用下不能按照原方向继续旋转时，绞盘和绞车恢复一个方向上的刚性连接。定位栓限制了波浪补偿装置作用范围，即便液压马达和电机因为故障不能输出力矩，或者不能输出足够大的力矩，绞盘和绞车转轴之间的相对旋转也会因为定位栓的存在而限制在有限范围之内，因此提高了整个系统的可靠性。



X——滑块与定位栓1之间的距离；V——滑块运动速度，以从左向右方向移动为正

图3 液压马达工作原理示意

Fig.3 Principle diagram of the hydraulic motor driving system

液压马达通过阀组单元实现恒定力矩输出（图4）。在液压马达驱动下，当绞盘所需力矩小于所有液压马达恒定输出力矩之和时，在定位栓1（图3）的作用下，滑块始终保持静止；当所需力矩大于所有液压马达固定输出力矩之和时，绞盘和转轴会产生相对转动，滑块在液压马达转动作用下向右移动。此时电机根据滑块移动位置和移动速度来输出力矩，降低滑块移动速度并减少移动距离。绞盘所需力矩若超过电机和液压马达所能提供力矩总和，滑块最终会向右移动至定位栓2处而保持相对静止。

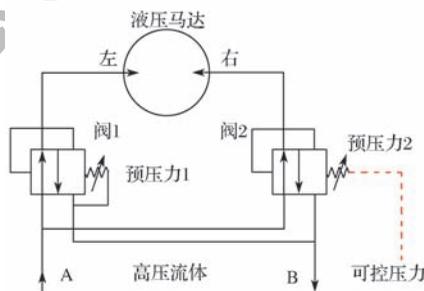


图4 液压阀组结构

Fig.4 Structure of the hydraulic valve set

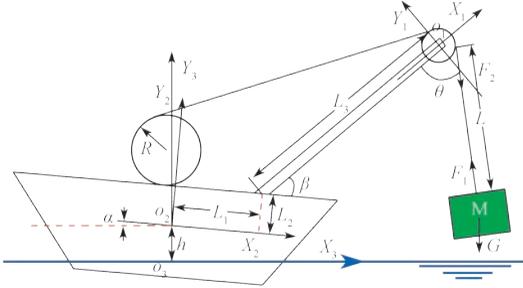
总之，该波浪补偿系统将传统的绞车转轴和绞盘固定连接的方式改成通过若干液压马达和电机将绞车转轴力矩传输到绞盘的方式。在波浪较小时，液压马达能够将转轴力矩传送到绞盘上；但当波浪较大时，线缆动态载荷变化比较剧烈，因此有可能造成某时刻线缆作用在绞盘上的力矩超过了液压马达输出能力，此时可通过控制电机力矩输出来实现波浪补偿。

2 数学建模

为验证该波浪补偿装置效果，建立基于该波浪补偿装置起吊系统的数学模型，包括起吊系统动力学模型、海浪和母船运动模型、线缆模型、绞盘机构模型及液压马达模型^[5]。

为搭建系统动力学模型，建立了支架、船体和地面3种坐标系（图5），其中支架坐标系（ $O_1 X_1 Y_1$ ）以滑轮中心位置为原点， X_1 轴指向布放回收系统横截面内与起吊框架平行向外， Y_1 轴指向布放回收系统横截面内与起吊框架垂直向上；船体坐标系（ $O_2 X_2 Y_2$ ）以船

体重心为原点, O_2 取绞盘正下方的船体上任意一点, X_2 轴指向为布放回收系统横截面内与甲板平行重物方向, Y_2 轴指向为布放回收系统横截面内与甲板垂直向上方向; 地面坐标系 ($O_3 X_3 Y_3$) 以海平面某一点为原点, O_3 为绞盘正下方海平面位置, X_3 轴指向为布放回收系统横截面内与海平面平行向右, Y_3 轴指向为布放回收系统横截面内与海平面垂直向上。



α — X_3 顺时针旋转至 X_2 夹角; θ —线缆与支架的夹角; β —支架与 X_2 轴的夹角; L —重物和滑轮之间的线缆长度; L_1 —支架安装点距离 Y_2 轴的横向距离; L_2 —支架安装点距离 X_2 轴的纵向距离; L_3 —支架长度; R —绞盘半径; h — O_2 至 O_3 的纵向距离; G —重物重力; M —重物质量; F_1 —线缆给重物的拉力; F_2 —线缆在滑轮处的拉力

图5 起吊系统受力分析简图

Fig.5 Force analyses for the launch and recover system (LARS)

2.1 起吊系统动力学建模

重物的空间位置在支架坐标系 ($O_1 X_1 Y_1$) 的表达式如下:

$$\begin{cases} x_1 = -\cos\theta \times L \\ y_1 = -\sin\theta \times L \end{cases} \quad (1)$$

将起吊物空间位置从支架坐标系转换至船体坐标系, 则

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_3 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

将起吊物空间位置从船体坐标系转换至地面坐标系, 有

$$\begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} \quad (3)$$

通过式 (1)、式 (2) 和式 (3) 推导, 可得如下形式的重物运动方程:

$$\begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\cos\theta \cdot L \\ -\sin\theta \cdot L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\beta \cdot L_3 + L_1 \\ \sin\beta \cdot L_3 + L_2 \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} \quad (4)$$

假设支架角度 β 保持不变, 在重物的重力作用下, 线缆能够始终与重力方向保持一致, 即 $\theta=90^\circ-\beta+\alpha$ 始

终成立, 则式 (4) 可以改写为

$$\begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \cdot C + \begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: $C = \begin{bmatrix} \cos\beta \cdot L_3 + L_1 \\ \sin\beta \cdot L_3 + L_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{bmatrix}$, 其中 $c_1 = \sin\beta \cdot L_3 + L_1$, $c_2 = \sin\beta \cdot L_3 + L_2$ 。

对式 (5) 两端同时求二阶导数, 则有

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\ddot{L} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\sin\alpha & \cos\alpha \\ -\cos\alpha & -\sin\alpha \end{bmatrix} \cdot C \cdot \ddot{\alpha} + \begin{bmatrix} -\cos\alpha & -\sin\alpha \\ \sin\alpha & -\cos\alpha \end{bmatrix} \cdot C \cdot \dot{\alpha}^2 + \begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{h} \end{bmatrix} \quad (6)$$

由于本文研究的目的仅在于验证波浪补偿装置的效果, 即仅需要考虑波浪运动对线缆受力的影响, 因此只需要建立重物在 X_3 坐标轴方向上的动力学方程, 所以式 (6) 可以进一步表达为

$$\ddot{y}_3 = (-\ddot{L} - (\cos\alpha \cdot c_1 + \sin\alpha \cdot c_2) \cdot \ddot{\alpha} + (\sin\alpha \cdot c_1 - \cos\alpha \cdot c_2) \cdot \dot{\alpha}^2 + \ddot{h}) M \quad (7)$$

通过分析重物在起吊过程中的受力情况 (图5) 可知, 重物不仅承受到自身重力, 而且还承受线缆拉力及由自身运动产生的阻力 (包括空气阻力)。根据上述建模假设可知, 线缆能够始终保持和重物重力方向一致, 因此可以近似认为线缆拉力和重力方向在同一条直线上且作用方向相反, 则建立如下动力学方程:

$$\ddot{L} = [-(\cos\alpha \cdot c_1 + \sin\alpha \cdot c_2) \cdot \ddot{\alpha} + (\sin\alpha \cdot c_1 - \cos\alpha \cdot c_2) \cdot \dot{\alpha}^2 + \ddot{h}] M - F_1 - K \cdot \dot{L} + M \cdot g \quad (8)$$

式中: K —线缆伸缩过程产生的阻尼系数。

2.2 海浪和母船运动模型

通常而言, 在母船船身设计之初就已经充分考虑了其自身的稳定性问题, 因此当母船在波浪漂浮或者航行时, 母船运动 (升沉运动和横摇运动) 可近似认为仅仅受到波浪面形状的影响, 不需要考虑船体从一个状态进入下一个状态的动态振动过程, 只需要建立波浪的表面波模型就可以直接推导出母船的升沉位置和横向滚动姿态。为此本文建立如下规则波高度模型, 以模拟母船在波浪下的运动过程^[6-8]:

$$H_{\text{wave}} = A \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T} + 2\pi \frac{x_3}{\lambda} + \alpha_0\right) \quad (9)$$

式中: H_{wave} —波浪在某一时间点、某一位置的波浪高度; A —波浪强度, m; T —波浪的时间周期, s; λ —波长, m; α_0 —初始弧度值。

对式 (9) 的方程两端求时间的二阶导数, 可得

$$\frac{d^2 H_{\text{wave}}}{dt^2} = -\left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 \cdot A \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T} + 2\pi \frac{x_3}{\lambda} + \alpha_0\right) \quad (10)$$

对式(9)在 x_3 轴方向进行求导, 可以得到波浪在某一点的斜率信息:

$$k = \frac{dH_{\text{wave}}}{dx} = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot A \cdot \cos\left(2\pi \frac{t}{T} + 2\pi \frac{x_3}{\lambda} + \alpha_0\right) \quad (11)$$

式中: k ——波浪在某点的斜度, $k=\tan\alpha$ 。

通常情况下, λ 越长, 对应的斜度 k 就越小。可以近似认为 $k=\alpha$, 则有

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\alpha}{dt} &= -\frac{2\pi}{\lambda} \cdot \frac{2\pi}{T} \cdot A \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T} + 2\pi \frac{x_3}{\lambda} + \alpha_0\right) \\ \frac{d^2\alpha}{dt^2} &= -\frac{2\pi}{\lambda} \left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 \cdot A \cdot \cos\left(2\pi \frac{t}{T} + 2\pi \frac{x_3}{\lambda} + \alpha_0\right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

2.3 线缆模型

考虑线缆质量和挠性对系统的影响, 建立如下模型^[9]:

(1) 如果 $L > L_s$, 其中 L_s 表示线缆在松弛状态的长度, 即线缆被张紧时, 有

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= K' \cdot (L - L_s) + D' \cdot (\dot{L} - v_1) \\ F_2 &= m' \cdot L \cdot (g - a) + F_1 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: K' ——钢丝绳单位长度刚度系数; D' ——线缆被张紧后的阻尼系数; v_1 ——线缆回收速度; a ——线缆回收加速度; m' ——滑轮和重物之间线缆质量。

(2) 如果 $L \leq L_s$, 即线缆处于松弛状态时, 则

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= 0 \\ F_2 &= m' \cdot L \cdot (g - a) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

2.4 绞盘机构建模

绞盘的作用是将减速机的旋转运动转换为钢丝绳的直线运动, 忽略支架上定滑轮对绞盘的影响, 则线缆直接作用在绞盘上, 因此可以建立如下绞盘数学模型:

$$\left. \begin{aligned} \frac{(F_2 - K \cdot v_2) \cdot D}{2} - T_i &= J\ddot{\theta} \\ v_2 &= D \cdot \dot{\theta} / 2 \\ x &= D \cdot \theta / 2 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: D ——钢丝绳所在绞盘外圆的直径; T_i ——绞盘输出转矩; J ——绞盘转动惯量; θ ——绞盘角位移; K ——绞盘转动阻尼系数; x ——线缆布放长度; v_2 ——线缆布放速度。

2.5 液压马达模型

液压马达将储存在高压油液中的能量转换成机械能输出, 其对应的模型^[11, 9]如下:

$$\left. \begin{aligned} T_h &= \frac{\Delta p \cdot \eta_{MM} \cdot V_{ml}}{2\pi} \\ n &= \frac{\eta_{MV} \cdot 1000 \cdot Q}{V_{ml}} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: Δp ——液压马达两端压力差, MPa; T_h ——液压马达力矩输出, N·m; η_{MM} ——液压马达机械效率; V_{ml} ——液压马达排量, mL/r; Q ——流过液压马达的流量, L/min; η_{MV} ——马达容积效率。

在建模过程中, 由于液压马达用于提供一个相对恒定的输出力矩, 所以忽略了液压管路、液压阀运动过程对液压马达输出力矩的影响。通常情况下, 相对于起吊系统, 电机的响应速度更快, 且电机属于自稳定系统, 其无需通过外部控制就能够使之保持稳定的转速和转矩输出, 因此起吊系统建模过程中通常忽略电机动态过程对系统动态过程的影响, 从而简化了建模过程。

3 模型仿真及结果分析

为验证该波浪补偿系统的有效性, 根据上述建模结果, 搭建了基于 Simulink 的仿真模型, 并利用 Matlab 模糊逻辑工具箱 (Fuzzy Logic) 设计模糊控制器, 对电机采用 Mamdani 模糊控制算法。表 1 为对应模糊控制器设计规则。

表 1 波浪补偿模糊控制算法

Tab.1 Fuzzy rules for the HCS control system

Output	Very Small	Small	Medium	Long	Very Long
Negative Large	NL	NL	NL	NM	NM
Negative Medium	NL	NM	NM	S	S
Small	NM	S	S	S	PM
Positive Medium	S	S	PM	PM	PL
Positive Large	PM	PM	PL	PL	PL

注: NL=Negative Large, NM=Negative Medium, S=Small, PM=Positive Medium, PL=Positive Large。

控制输入为位移传感器的位移信号和位移速度信号 (图 3), 输出是电机输出力矩。将位移量在 [0 3] 之间建立 5 个高斯模糊子集, 分别是 [Very Small, Small, Medium, Long, Very Long]; 将位移速度量在 [-2 2] 之间建立 5 个高斯模糊子集, 分别是 [Negative Large, Negative Medium, Small, Positive Medium, Positive Large]; 将电机输出力在 [-20 000 20 000] 建立 5 个高斯模糊子集。根据输入输出模糊子集建立 25 条模糊规则, 对应的模糊规则设计进行举例说明, 具体如下:

1) IF X is Very Small AND V is Negative Large, THEN the output is NL;

2) IF X is Very Small AND V is Negative Medium, THEN the output is NL;

3) IF X is Very Small AND V is Small, THEN the output is NM;

4) IF X is Very Small AND V is Positive Medium, THEN the output is S;

5) IF X is Very Small AND V is Positive Large, THEN

the output is PM

6) ……

对该波浪补偿装置作用下的起吊系统运动状态进行仿真, 仿真参数如下: 起吊物重量为 3 t, 线缆长度为 20 m, 海浪高度为 5 m, 海浪波长为 50 m, 海浪周期为 10 s, 支架角度为 45° , 支架长度为 15 m, 支架安装点与船体重心距离分为 3 m (纵向) 和 20 m (横向), 绞盘和轴心相对转动产生的最大线缆运动长度为 3 m, 液压马达产生的最大线缆拉力为 40 kN。图 6 示出其仿真结果。

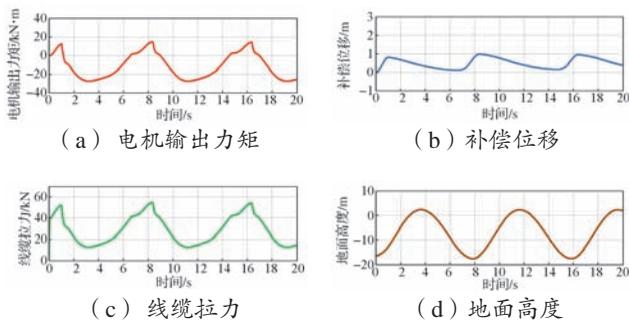


图 6 波浪补偿装置作用下的起吊系统运动状态
Fig.6 Movements of the LARS with heave compensation effects
将液压马达输出力矩设置为 400 kN·m, 此时液压马达能够提供足够的力保证绞盘和绞车转轴不发生相对转动, 仿真结果如图 7 所示。

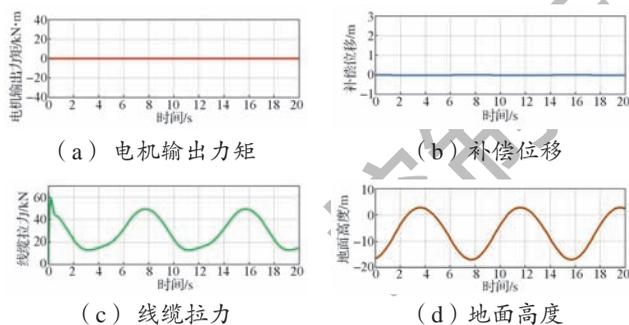


图 7 波浪补偿装置不发生作用下的起吊系统运动状态
Fig.7 Movements of the LARS without heave compensation effects

比较分析图 6 和图 7 可以看出, 通过引入波浪补偿作用后, 作用在线缆上的最大作用力 (图 6 (c) 和图 7 (c)) 以及起吊物相对地面坐标系的垂直方向振动范围 (图 6 (d) 和图 7 (d)) 有所下降。通过图 6 (b) 和图 6 (d) 可以看出, 当波浪上升时, 波浪补偿系统会有明显的放缆过程; 当波浪下降时, 该波浪补偿系统会有明显的收缆过程。由于本波浪补偿装置的电机控制算法设计过程中没有反馈波浪信息和起吊物运动状态信息, 其波浪补偿效果会受到一定的影响。

4 结语

本文介绍了一种新型波浪补偿装置在起吊系统中的

应用。根据补偿装置各部件工作原理和受力分析, 对起吊系统各部件建立数学模型, 对起吊系统本身建立动力学、运动学模型, 并搭建了 Simulink 仿真模型。为验证该波浪补偿装置的效果, 设计 Mamdani 模糊控制算法, 并对具有该波浪补偿装置的和不具有该波浪补偿装置的起吊系统在相同工况和海况下进行对比仿真。仿真结果表明, 通过该波浪补偿装置能够在一定程度上减少波浪对起吊物运动影响, 降低作用在线缆上的最大张紧力; 同时其数学模型能够较为准确地仿真起吊系统在各种海况下的运动和受力过程。后续将进一步通过调整控制算法, 优化波浪补偿装置的收缆、放缆时序关系和范围, 以进一步提高波浪补偿效果。

参考文献:

- [1] 陈张建. 波浪补偿执行器设计研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2013: 28–37.
- [2] 陈亮, 张城, 张小雅. 大型起重船波浪中的运动响应 [J]. 上海船舶运输科学研究所学报, 2011, 34(2): 99–102.
CHEN L, ZHANG C, ZHANG X Y. The Response of Large Crane Ship to Waves [J]. Journal of Shanghai Ship and Shipping Research Institute, 2011, 34(2): 99–102.
- [3] WOODACRE J K, BAUER R J, RISHAD I. Hydraulic valve-based active-heave compensation using a model-predictive controller with non-linear valve compensations [J]. Ocean Engineering, 2018, 152(1): 47–56.
- [4] WOO N S, HAN S, KIM Y J, et al. Study on the structural stability evaluation of umbilical winch for ROV LARS [J]. Engineering Computations, 2018, 35 (1): 202–210.
- [5] 梁东生, 耿立新, 余建国, 等. 波浪补偿装置的运动学分析与仿真 [J]. 江苏科技大学学报, 2016, 30 (1): 79–83.
LIANG D S, GENG L X, SHE J G, et al. Analysis and Simulation of the Kinematics of Wave Compensation Devices [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2016, 30 (1): 79–83.
- [6] 邓磊, 董文才, 姚朝帮. 迎浪规则波中小水线面双体船纵向运动及波浪载荷非线性特性数值分析 [J]. 船舶力学, 2017, 21 (3): 249–261.
DENG L, DONG W C, YAO C B. Numerical Study on the Nonlinear Characteristics of Longitudinal Motions and Wave Loads for SWATH Ship in Regular Head Waves [J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21 (3): 249–261.
- [7] 孙小帅, 姚朝帮, 叶青. 小水线面双体船波浪中纵向运动性能模拟试验研究 [J]. 国防科技大学学报, 2017, 39 (4): 161–167.
SUN X S, YAO C B, YE Q. Experimental Investigation on the Seakeeping Performance of Small Waterplane area Twin Hull in Head Waves [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2017, 39 (4): 161–167.
- [8] JIN Y P, WAN B Y, LIU D S, et al. Dynamic analysis of launch & recovery system of seafloor drill irregular waves [J]. Ocean Engineering, 2016, 117(3): 321–331.
- [9] WU Y X, LU J H, ZHANG C L. Study on dynamic characteristics of coupled model for deep-water lifting system [J]. Journal of Ocean University of China, 2016, 15(5): 809–814.