

规则波作用下起重船吊重动力学仿真

王学林 尤心一 胡于进
华中科技大学,武汉,430074

摘要:在考虑吊重空间摆动和船体运动的耦合以及流体动力学效应、波浪力、锚索的非线性恢复力等条件下,建立了锚泊起重船动力学模型。分析了起重船在规则波作用下吊重的摆动特征,当外部波浪频率趋近于吊重特征频率时,吊重会发生大的晃动。比较了船舶在理想简谐运动条件下与在规则波条件下吊重的摆动特征。分析结果表明:作用在船体上的非线性载荷对船舶和吊重的运动影响比较明显。

关键词:起重船;规则波;多体动力学;数值仿真

中图分类号:TH113.1 **文章编号:**1004—132X(2010)09—1077—06

Cargo Pendulation Analysis of Moored Crane Ship under Regular Waves

Wang Xuelin You Xinyi Hu Yujin

Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074

Abstract: An eight—degree—of—freedom time domain mathematical model was used to simulate moored crane ship dynamics numerically. This model considered large—amplitude load swing of the hull, hydrodynamic memory effects, nonlinear drag forces acting on the hull, wave forces, and non-linear restoring force characteristics of a mooring system. The dynamics of a crane ship was investigated for two different external excitations: the idealized case of purely harmonics pitching motion of the ship and force acting on the hull due to incoming regular waves. The results indicate that the large resonant oscillations may occur if the wave frequency approaches one of the system’s eigenfrequencies. The load swing angle range is obviously affected by nonlinearity of the restoring force of the mooring system.

Key words: crane ship, regular wave, multibody dynamics, numerical simulation

0 引言

起重船又称浮吊,它是海洋施工作业中常用的工程船舶。在海上作业时,起重船由于受海浪作用而发生运动,船舶运动又激励起重吊臂,使悬吊重物发生摆动。建立波浪环境下起重船及吊重

系统动态响应计算模型,分析吊重的运动轨迹,对于起重船的高效和安全作业具有重要意义^[1]。

在对起重船的非线性动力学研究中,有两类常用模型。第一类模型是将船体对吊重的作用直接简化为吊头上缆索吊点处的简谐激励,这种模型实际上是将吊重作为一个空间摆^[2-4],研究表明,即使是吊点的平面运动,在一定条件下也会使

收稿日期:2009—07—15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50675077)

[14] 孙冬野,秦大同. 汽车离合器局部恒转速起步自动控制研究[J]. 机械工程学报,2003,39(11):108-112.

[15] 周美兰,王旭东,周永勤. 无级变速汽车动力传动系统控制策略研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,2009,41(3):217-220.

[16] Schutte J F, Reinbolt J A, Fregly B J, et al. Parallel Global Optimization with the Particle Swarm Optimization Algorithm[J]. International Journal of Numerical Methods in Engineering (S0029-5981), 2004, 61(13): 2296-2315.

[17] Dimopoulos G G. Mixed—variable Engineering Optimization Based on Evolutionary and Social

Metaphors[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2007, 196(4/6): 803-817.

(编辑 王艳丽)

作者简介:吴晓刚,男,1981年生。哈尔滨理工大学电气与电子工程学院讲师、博士。主要研究方向为汽车电子驱动控制。发表论文20余篇。**王旭东**,男,1958年生。哈尔滨理工大学汽车电子驱动控制与系统集成教育部工程研究中心主任,电气与电子工程学院教授、博士研究生导师。**余腾伟**,女,1981年生。哈尔滨理工大学电气与电子工程学院讲师、博士研究生。**张宇**,女,1984年生。哈尔滨理工大学电气与电子工程学院硕士研究生。

吊重产生空间摆动,甚至发生混沌运动^[3]。第二类模型是将船舶运动和吊重摆动耦合分析,建立多体动力学模型^[5-7]。Schellin 等^[6]主要研究波浪作用下船体的动力学计算问题,文献[7]建立了八自由度模型起重船动力学模型,但此模型没有考虑非线性锚泊力作用。李跃等^[8]仅针对起重船横摇,用三自由度方程计算了吊重的摆振轨迹。

锚泊起重船不仅受波浪载荷作用,还受非线性锚泊载荷作用,这使得船舶运动更加复杂。本文运用船舶和吊重耦合的多体动力学模型,计算锚泊起重船及吊重的动态特性,研究规则波对起重船及起重作业的定位和就位的影响,比较船舶在规则波作用下和做简谐运动两种情况下吊重的运动轨迹,用数值计算结果说明建立多因素作用下的起重船动力学模型对准确预测吊重摆动的必要性。

1 运动方程

设 O 为船体中心, A 为吊点, P 为吊重重心,建立如图 1 所示的坐标系。其中, $O_0x_0y_0z_0$ 为固定在地表的惯性坐标系, O_0 取在初始时刻的船体中心, x_0 轴指向船首, y_0 轴指向左舷方向, z_0 轴垂直甲板向上。该坐标系用来描述船体在坐标轴方向上的位移。 $Oxyz$ 为随船坐标系, 记 φ, θ, ψ 分别为该坐标系下船体绕 x, y, z 坐标轴的转角。初始时刻 $Oxyz$ 与 $O_0x_0y_0z_0$ 坐标系重合。在随船坐标系下, 记船舶重心坐标为 (x_G, y_G, z_G) , 吊点坐标为 (x_A, y_A, z_A) 。吊重摆动用面内角 α 和面外角 β 描述。

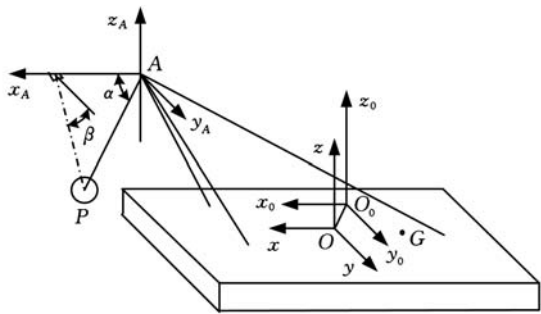


图 1 起重船坐标系定义

根据坐标关系, 可以得出吊点 A 在 $O_0x_0y_0z_0$ 坐标系中的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{O_0A} \\ y_{O_0A} \\ z_{O_0A} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x'_A \\ y'_A \\ z'_A \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} x'_A \\ y'_A \\ z'_A \end{bmatrix} = \mathbf{T}_0 \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_0 = \begin{bmatrix} 1 & -\psi & \theta \\ \psi & 1 & -\varphi \\ -\theta & \varphi & 1 \end{bmatrix}$$

式中, \mathbf{T}_0 为随船坐标系与惯性坐标系的转换矩阵。

设 l 为吊索长度, 吊重 P 在 $O_0x_0y_0z_0$ 坐标系中坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{O_0P} \\ y_{O_0P} \\ z_{O_0P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{O_0A} \\ y_{O_0A} \\ z_{O_0A} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l \cos \alpha \\ l \sin \alpha \cos \beta \\ -l \sin \alpha \sin \beta \end{bmatrix} \quad (2)$$

起重船有纵荡、横荡、垂荡、横摇、纵摇和首摇 6 个自由度, 记为 $\mathbf{u} = (u_x, u_y, u_z, \varphi, \theta, \psi)^T$, $\dot{\mathbf{u}} = \frac{d\mathbf{u}}{dt}$

为速度, $\ddot{\mathbf{u}} = \frac{d^2\mathbf{u}}{dt^2}$ 为加速度, 则船体运动方程为^[9]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{F} \quad (3)$$

式中, \mathbf{F} 为作用在船体上的外载荷向量; \mathbf{M} 为船舶的广义质量矩阵。

假定船舶纵向对称, 则 \mathbf{M} 为

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_G & 0 \\ 0 & m & 0 & -mz_G & 0 & mx_G \\ 0 & 0 & m & 0 & -mx_G & 0 \\ 0 & -mz_G & 0 & I_4 & 0 & -I_{46} \\ mz_G & 0 & -mx_G & 0 & I_5 & 0 \\ 0 & mx_G & 0 & -I_{46} & 0 & I_6 \end{bmatrix}$$

式中, m 为船舶质量; I_4, I_5, I_6 分别为船体对 x, y, z 轴的惯性矩; I_{46} 为惯性积。

吊重相对于吊点的位置由 α 和 β 描述, 根据牛顿第二定律, 吊重的运动方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} m_P \ddot{x}_{O_0P} &= -T \cos \alpha \\ m_P \ddot{y}_{O_0P} &= -T \sin \alpha \cos \beta \\ m_P \ddot{z}_{O_0P} &= T \sin \alpha \sin \beta - m_P g \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中, T 为吊索的张力; m_P 为吊重质量。

将式(2)对时间求导, 可得出吊重速度和加速度与角度 α, β 和吊索长度 l 随时间变化的关系。

根据式(4), 吊索的张力表达式为

$$T = m_P g \sin \alpha \sin \beta + m_P \ddot{z}_{O_0A} \sin \alpha \sin \beta - m_P \ddot{y}_{O_0A} \sin \alpha \cos \beta - m_P \ddot{x}_{O_0A} \cos \alpha + m_P l \dot{\beta}^2 \sin^2 \alpha + m_P l \ddot{\alpha}^2 - m_P \ddot{l}$$

吊索的张力 T 对船体的作用在坐标轴方向各分量为

$$\mathbf{f} = (T_x, T_y, T_z, y'_A T_z - z'_A T_y, z'_A T_x - x'_A T_z, x'_A T_y - y'_A T_x)^T \quad (5)$$

这里 T_x 、 T_y 和 T_z 为 T 在地面坐标系下的分量。

从式(5)可以看出,起重船系统的广义位移向量 $\mathbf{v} = (u_x, u_y, u_z, \varphi, \theta, \psi, \alpha, \beta)^\top$ 。式(3)和式(4)为起重船基本动力学方程,式中没有包含吊重系统阻尼力的影响,而是直接把阻尼项加入到了动力学方程中^[10]。

2 外部载荷

船体所受的外部载荷主要有:① 流体静力;② 流体黏滞曳力;③ 锚泊系统恢复力;④ 波浪激励力;⑤ 辐射流体动力。本文采用的计算公式如下:

(1) 流体静力载荷向量^[11]可表示为

$$\mathbf{f}_b = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -(m+m_p)g - \rho g A_w z \\ -(m+m_p)g h_x \varphi \\ -(m+m_p)g h_m \theta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

式中, ρ 为水的密度; g 为重力加速度; h_m 、 h_x 分别为纵横稳心高度; A_w 为水线面面积。

(2) 流体黏滞曳力向量^[6, 11]可表示为

$$\mathbf{f}_d = (X_V, Y_V, 0, 0, 0, N_V)^\top \quad (7)$$

$$X_V = -\frac{1}{2}\rho B d C_{Dx} |\dot{x}| \dot{x}$$

$$Y_V = \begin{cases} -\frac{1}{2}\rho L d C_{Dy} (\dot{y}^2 + \frac{L^2}{12}\dot{\psi}^2) \text{sgn}\dot{y} & \dot{y}^2 \geq \frac{L^2}{4}\dot{\psi}^2 \\ -\frac{1}{2}\rho L d C_{Dy} (\frac{L}{2}\dot{\psi} + \frac{2\dot{y}^2}{3L\dot{\psi}}) \dot{y} \text{sgn}\dot{\psi} & \dot{y}^2 < \frac{L^2}{4}\dot{\psi}^2 \end{cases}$$

$$N_V = \begin{cases} -\frac{1}{12}\rho L^3 d C_{Dy} \dot{\psi} \text{sgn}\dot{\psi} & \dot{y}^2 \geq \frac{L^2}{4}\dot{\psi}^2 \\ -\frac{1}{8}\rho L^2 d C_{Dy} (\dot{y}^2 + \frac{L^2}{8}\dot{\psi}^2 - \frac{2\dot{y}^4}{3L^2\dot{\psi}^2}) \text{sgn}\dot{\psi} & \dot{y}^2 < \frac{L^2}{4}\dot{\psi}^2 \end{cases}$$

式中, C_{Dx} 、 C_{Dy} 分别为船在 x 方向、 y 方向运动时的拖曳系数; B 、 d 分别为船体型宽和吃水深度; L 为船舶水线间长度。

(3) 锚泊系统的非线性恢复力通过三阶多项式来模拟:

$$\mathbf{f}_m = \begin{pmatrix} -C_{1x}x - C_{2x}x^2 \text{sgn}(x) - C_{3x}x^3 \\ -C_{1y}y - C_{2y}y^2 \text{sgn}(y) - C_{3y}y^3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -C_{1\psi}\psi - C_{2\psi}\psi^2 \text{sgn}(\psi) - C_{3\psi}\psi^3 \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中, C_{1x} 、 C_{1y} 、 $C_{1\psi}$ 、 C_{2x} 、 C_{2y} 、 $C_{2\psi}$ 、 C_{3x} 、 C_{3y} 、 $C_{3\psi}$ 分别为锚索在不同方向上的一次、二次和三次恢复力系数。

(4) 波浪激励力向量。假设在规则波作用下,且规则波为微幅谐振波,波浪激励力向量可以

表示为时间和频率的正弦函数,那么在附体坐标系下,规则波中某一点 (x, y, z) 上的动压力为

$$\Delta p(x, y, z) = -\rho g a e^{-kz} \cos(kx \cos \varphi - ky \sin \varphi - \omega_e t)$$

式中, a 为波幅; k 为波数; ω_e 为遭遇频率。

根据Froude-Krylov假设,作用在船舶上的波浪力和力矩为

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_w &= (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z)^\top = \\ &(\iiint_V \frac{\partial \Delta p}{\partial x} dV, \iiint_V \frac{\partial \Delta p}{\partial y} dV, \iiint_V \frac{\partial \Delta p}{\partial z} dV, \\ &\iiint_V (\frac{\partial \Delta p}{\partial y} z - \frac{\partial \Delta p}{\partial z} y) dV, \iiint_V (\frac{\partial \Delta p}{\partial z} x - \frac{\partial \Delta p}{\partial x} z) dV, \\ &\iiint_V (\frac{\partial \Delta p}{\partial x} y - \frac{\partial \Delta p}{\partial y} x) dV)^\top \end{aligned} \quad (9)$$

对于本文计算的起重船,其船体为方驳型,将其简化为箱型船后,波浪力的计算方法如下^[12]:

$$F_x = 2\rho g a \frac{\sin[(kB/2)\sin\phi]}{(kB/2)\sin\phi} e^{-kd} B d \sin[(kL/2)\cos\phi] \sin\omega_e t$$

$$F_y = -2\rho g a \frac{\sin[(kL/2)\cos\phi]}{(kB/2)\cos\phi} e^{-kd} L d \sin[(kB/2)\sin\phi] \sin\omega_e t$$

$$F_z = \rho g a k \frac{\sin[(kB/2)\sin\phi]}{(kB/2)\sin\phi} e^{-kd} B d L \frac{\sin[(kL/2)\cos\phi]}{(kL/2)\cos\phi} \cos\omega_e t$$

$$M_x = \rho g a \frac{\sin[(kB/2)\sin\phi]}{(kB/2)\sin\phi} e^{-kd} \cdot$$

$$\sin\phi \frac{d^2 \sin[(kL/2)\cos\phi]}{\cos\phi} \sin\omega_e t$$

$$M_y = \rho g a \frac{\sin[(kB/2)\sin\phi]}{(kB/2)\sin\phi} e^{-kd} d \cdot$$

$$\frac{2\sin[(kL/2)\cos\phi] - kL\cos\phi\cos[(kL/2)\cos\phi]}{k^2 \cos^2\phi} \sin\omega_e t$$

$$M_z = \rho g a \frac{\sin[(kB/2)\sin\phi]}{(kB/2)\sin\phi} e^{-kd} d \sin\phi \cdot$$

$$\frac{2\sin[(kL/2)\cos\phi] - kL\cos\phi\cos[(kL/2)\cos\phi]}{k^2 \cos^2\phi} \cos\omega_e t$$

式中, ϕ 为遭遇浪角。

(5) 流体动力载荷向量(主要考虑辐射流体动力)的表达式为^[9]

$$\mathbf{f}_h = -\mathbf{M}_a \ddot{\mathbf{u}} - \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{u}} \quad (10)$$

式中, \mathbf{M}_a 、 \mathbf{C}_b 分别为流体附加质量矩阵和附加阻尼矩阵。

综合式(3)和式(4),并将式(6)~式(10)所表达的船体载荷向量对应扩展到与系统位移相对应的位置,并分别记为 \mathbf{f}'_b 、 \mathbf{f}'_m 、 \mathbf{f}'_d 、 \mathbf{f}'_w 、 \mathbf{f}'_h 。起重船动力学方程可写为

$$(\mathbf{M}' + \mathbf{M}'_a) \ddot{\mathbf{v}} + \mathbf{K}(\mathbf{v}, \dot{\mathbf{v}}) = \mathbf{f}'_b + \mathbf{f}'_m + \mathbf{f}'_d + \mathbf{f}'_w + \mathbf{f}'_h \quad (11)$$

式中, \mathbf{M}' 为系统质量矩阵; \mathbf{M}'_a 为附加质量矩阵; $\mathbf{K}(\mathbf{v}, \dot{\mathbf{v}})$ 为哥氏力项。

通过对式(11)进行数值求解,可以得出规则波作用下起重船与吊重的动态响应。

3 计算结果

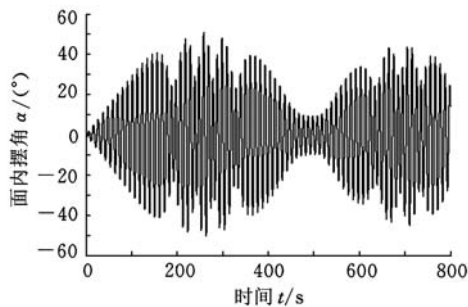
以某350t起重船作为数值仿真对象,该船长

66m, 宽 30.6m, 吃水深度 3.1m, 最大起升高度 65m, 主钩的最大起重量为 350t。

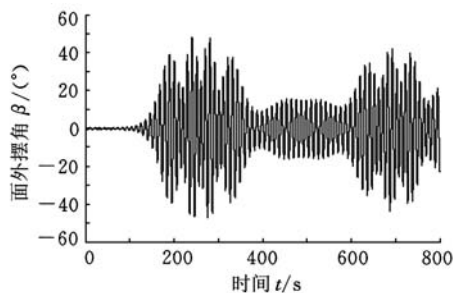
本文计算了船体做简谐运动和在规则波作用下吊重的摆动情况。

3.1 船舶简谐纵荡

针对此情况, 直接在 ADAMS 中建立了包括船体、吊臂、拉板等的结构模型, 计算了船舶做简谐纵荡运动假设下吊重的摆动。取吊索长 27.85m, 则吊重摆的特征频率为 0.5934Hz。设船舶在 x 方向上做简谐纵荡: $u_x = A_0 \sin 0.59t$ 。当船体纵荡幅值 A_0 取不同值时, 通过计算得到了吊重从静止开始时的动态响应, 部分结果列于图 2 和图 3 中。



(a) 面内摆角



(b) 面外摆角

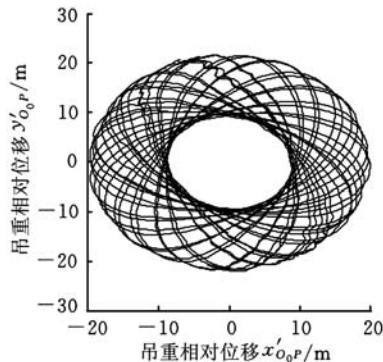
图 2 纵荡幅值为 0.5m 时吊重面内面外摆角

图 2 所示为在上述给定频率下, 船体纵荡幅值为 0.5m 时, 吊重的面内和面外摆角大小曲线。

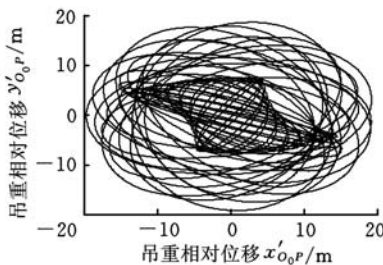
图 3 所示为船体在不同运动幅值下, 船舶从静止开始运动, 在 400~800s 间吊重相对于吊点的位移相图。其中, x'_{O_0P} 和 y'_{O_0P} 分别为吊重相对于吊点的位移分量。

计算发现, 在运动初始阶段, 吊重的运动是不稳定的, 在经过一段时间后运动趋于稳定。在小阻尼条件下, 当船体纵荡幅值为 4m 时, 吊重做同方向椭圆运动。当船体纵荡幅值为 0.5m 和 0.3m 时, 吊重沿顺时针和逆时针交替做椭圆运动。当船体纵荡幅很小时, 吊重又做同方向椭圆运动。

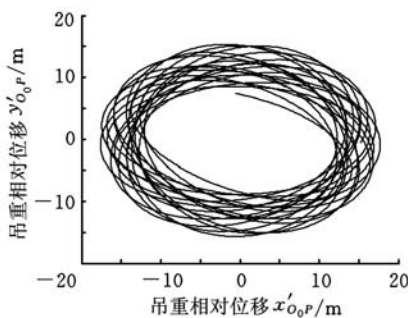
从图 3 给出的几种典型情况的相图可以看出, 当船舶做简谐纵荡运动且运动频率与吊摆的



(a) 纵荡幅值为 2m 时吊重相对于吊点的位移



(b) 纵荡幅值为 0.5m 时吊重相对于吊点的位移



(c) 纵荡幅值为 0.15m 时吊重相对于吊点的位移

图 3 纵荡幅值分别为 2m、0.5m、0.15m 时吊重相对于吊点的位移

固有频率接近时, 吊重的稳定运动轨迹可能出现以下几种情况: ①在做椭圆运动的同时, 其椭圆长轴也同时做旋转运动; ②在顺时针和逆时针方向上交替做椭圆运动; ③做同方向椭圆运动。应该说明的是, 这里只是讨论吊重的稳定运动, 在一定条件下, 吊重的运动也可能出现混沌^[3]。

3.2 规则波作用

根据式(11), 这里分别计算 4 级和 5 级海况下起重船和吊重的运动。其中, 参数 $C_{Dr} = C_{Dy} = 0.2$ 取自文献[1], 附加质量参照文献[13]选取。吊索长度取 27m。4 级和 5 级海况对应的波高和周期分别取为 1.88m、8.8s 和 3.26m、9.7s, 波长分别取 121m 和 147m。

计算得到两种海况下船舶迎浪时的船体位移。在 4 级海况下, 船体纵摇角小于 0.5° , 船体纵荡位移曲线如图 4 所示。5 级海况下, 船体纵摇角小于 1.5° , 船体纵荡位移曲线如图 5 所示。在

横浪条件下,本文计算的起重船在 5 级海况下会大幅摇动,超出了式(2)的使用条件。

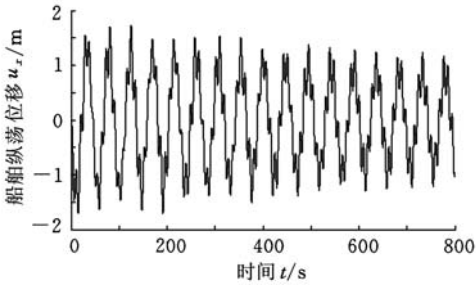


图 4 4 级海况下船舶纵荡位移

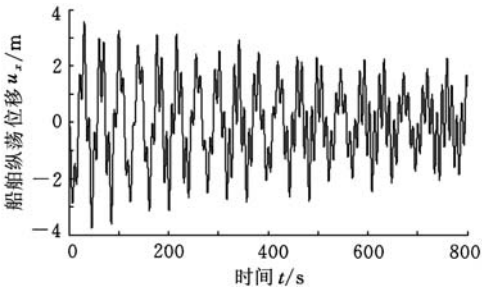


图 5 5 级海况下船舶纵荡位移

图 6 所示为 5 级海况下,船舶迎浪时吊重相对于吊点的运动轨迹在水平面上的投影。

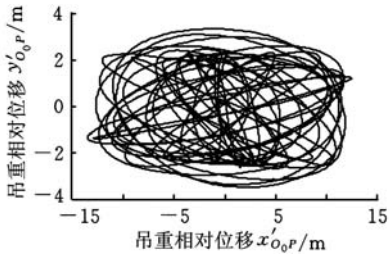


图 6 5 级海况下吊重相对吊点位移

从图 4~图 6 可以看出,在规则波作用下,锚泊起重船舶的运动很复杂。在迎浪条件下,虽然船体的纵摇角度不大,但纵荡位移随着海况变化其运动不再是简谐运动。当波浪频率与吊重摆动的固有频率不完全重合时,吊重也会发生空间上的摆动,但面外摆动幅度相对较小。

为进一步分析波浪激励频率与吊重摆固有频率相近时吊重的运动,取吊绳长度为 27.85m,波浪频率为 0.59Hz(该频率与吊摆固有频率相近)。分别计算了波高 1.88m 和 3.26m 时船体和吊重的运动。船舶运动和吊重的摆角显示于图 7 和图 8 中。

图 7 为波高 1.88m 时船体纵荡位移,图 8 为对应波高下吊重的摆角。图 9 为吊重相对于吊点的位移相图。

图 10 为波高 3.26m 时船体纵荡位移,图 11 为对应的吊重摆角。

从图 7~图 11 中可以看出,波高不仅影响船

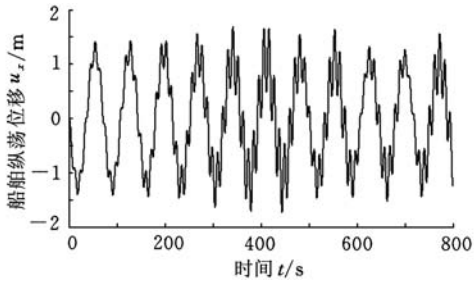
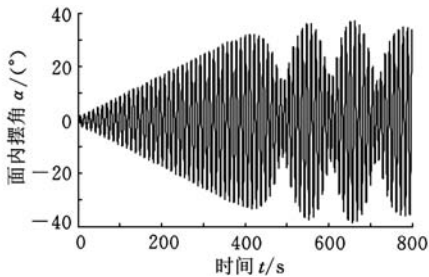
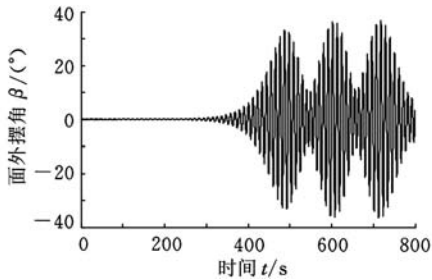


图 7 波高 1.88m 时船体纵荡位移



(a)面内摆角



(b)面外摆角

图 8 波高 1.88m 时吊重面外摆角

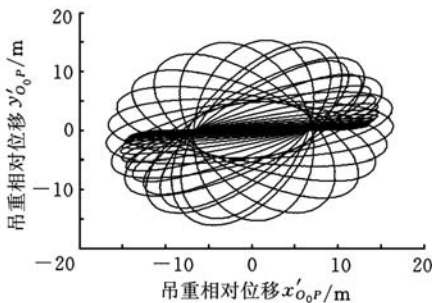


图 9 波高 1.88m 时吊重相对吊点的位移

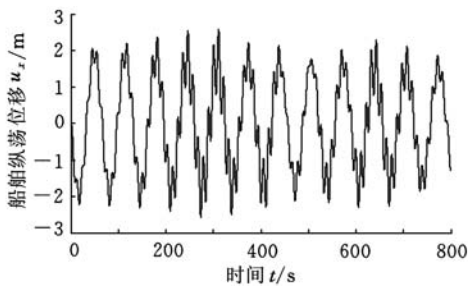


图 10 波高 3.26m 时船体纵荡位移

体的运动,而且对吊重的摆动状态有较大影响。当波高 3.26m 时,由图 11 可见,吊重面内外摆角较大。在波高为 1.88m 时,吊重也将在空间摆动,从图 9 可以看出,在这种情况下,吊重相对于

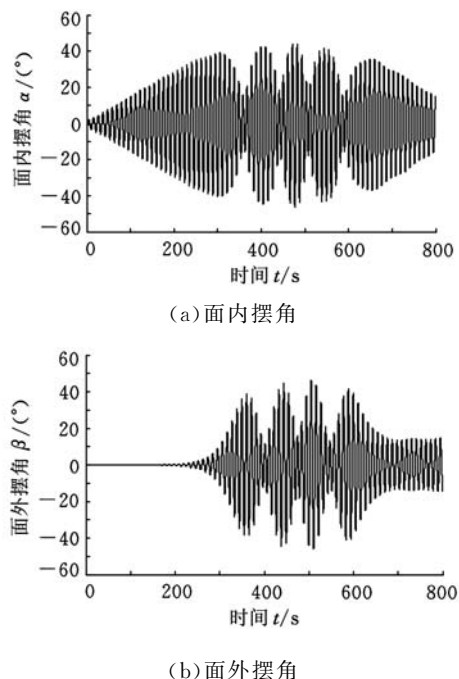


图 11 波高 3.26m 时吊重面内、面外摆角

吊点做顺时针和逆时针交替的椭圆运动。文献[7]也计算了一条起重船在规则波下吊重的摆动,其吊重的最大摆角约为 60° ,本文的计算结果也与此相接近。

从上述仿真计算结果可以看出,即使船舶在平面内做简谐的进退运动,吊重可能是平面运动,也可能是空间运动,这与船体的运动幅值、频率以及吊绳长度等有关。在规则波作用下,因锚索等的非线性载荷作用,锚泊起重船运动是非简谐的,吊重可能是近似平面运动,也可能在空间摆动。当吊重在空间摆动时,做顺时针和逆时针方向交替的椭圆运动。

4 结束语

本文建立了起重船运动与吊重非线性运动相耦合的动力学模型,分析计算了锚泊起重船在规则波条件下,不同波浪激励幅值和频率对起重船及起重作业的定位和就位的影响。结果表明,在船体做简谐运动假设下,依据船体运动的幅值和频率,吊重的摆动有平面运动、单向椭圆运动、交替方向的椭圆运动多种轨迹形态。在规则波条件下,吊重既可能做近似平面运动,也可能做顺时针和逆时针方向交替的椭圆运动。船体的运动与吊重摆角的非线性耦合对吊重的摆动有很大影响。数值计算也表明在对起重船及起重作业的定位和就位问题进行研究的时候应全面考虑多因素作用下起重船的动力学特性。

参考文献:

- [1] Schellin T E, Schiff C, Ostergaard C. An Aid to Operating Decisions Based on Nonlinear Response of a Crane Barge in Waves[J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2001, 123(2): 84-87.
- [2] Henry R J, Masoud Z N, Nayfeh A H, et al. Cargo Pendulation Reduction of Ship-mounted Cranes Via Boom-luff Angle Actuation[J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(8): 1253-1264.
- [3] Chin C, Nayfeh A H, Abdel-Rahman E. Nonlinear Dynamics of a Boom Crane[J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(2): 199-220.
- [4] Chin C M, Nayfeh A H. Dynamics and Control of Ship-mounted Cranes[J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(6): 891-904.
- [5] Ellermann K, Kreuzer E, Markiewicz M. Nonlinear Dynamics in the Motion of a Floating Cranes[J]. Multibody System Dynamics, 2003, 9(4): 377-387.
- [6] Schellin T E, Jiang T, Sharma S D. Crane Ship Response to Wave Groups[J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1999, 113: 211-218.
- [7] Idres M M, Youssef K S, MooK D T, et al. A Nonlinear 8-DOF Coupled Crane-ship Dynamic Model [C]//44th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamic, and Material Conference. Norfolk, 2003: 1-8.
- [8] 李跃,沈庆,陈徐均. 波浪环境中作业起重船悬吊载荷的摆振分析[J]. 建筑机械, 2003(8): 55-57.
- [9] 盛振邦,刘应中. 船舶原理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004.
- [10] 董艳秋,韩光. 起重船吊物系统在波浪中的动力响应[J]. 中国造船, 1993, 34(1): 63-71.
- [11] Jordan M A. On-line Identification and Convergence analysis of Excitation-force and Drag-force Models for Moored Floating Structures[J]. Ocean Engineering, 2006, 33(8/9): 1161-1213.
- [12] 张秀凤,尹勇,金一丞. 规则波中船舶运动六自由度数学模型[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(3): 40-43.
- [13] 王学亮,董艳秋,张艳芳. 大型起重船水动力系数的研究[J]. 中国海上油气工程, 2003, 15(5): 12-15.

(编辑 王艳丽)

作者简介:王学林,男,1963年生。华中科技大学机械科学与工程学院教授。研究方向为结构动力学与优化设计。发表论文 30 余篇。尤心一,男,1984年生。华中科技大学机械科学与工程学院硕士研究生。胡子进,男,1958年生。华中科技大学机械科学与工程学院教授。