DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201705068

海上起重作业交互式视景仿真与数值模拟

许秀军¹,王立权¹,房晓明²,李 震¹

(1.哈尔滨工程大学 机电工程学院,哈尔滨 150001; 2.海洋石油工程股份有限公司 海洋工程技术中心,天津 300451)

摘 要:为建立准确的海上起重作业视景仿真系统,以"海洋石油 201"起重船为研究对象,构建综合考虑海情海况、船舶动力 定位系统、起重船压载系统等影响下的起重作业数学模型.综合应用虚拟现实技术、多通道数据交互技术、数值模拟技术以及 半物理仿真技术,构建交互式三维动态虚拟场景.采用布利斯近似积分法对起重作业数学模型进行实时求解,在保证求解精 度的基础上,实现了视景仿真系统的实时数据交互.仿真系统重点对起重作业过程中的船舶位移、船舶姿态角、吊物系统摆角 和受力以及起重船受到的反作用力等参数的动态响应过程进行了仿真模拟,得到起重作业过程中船舶和吊物系统的运动规 律.将仿真系统结果与海试数据进行对比,仿真系统偏差保持在 10%以内,起重作业数学模型准确度满足仿真系统需求.视景 仿真结果表明:仿真系统在保证精度的前提下,可以对海上起重作业的施工项目进行工程预演,能有效地降低海上起重作业 风险,提高工程作业的安全性.

Interactive visual simulation of offshore hoisting operation and numerical modelling

XU Xiujun¹, WANG Liquan¹, FANG Xiaoming², LI Zhen¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Offshore Engineering Technology Center, Offshore Oil Engineering Co. Ltd., Tianjin 300451, China)

Abstract: To establish an accurate visual simulation system for offshore hoisting operations, the "Offshore Oil 201" crane ship was regarded as the research object, a mathematical model for hoisting operations was established with comprehensive considering the influence of sea conditions, the dynamic positioning system of the ship and the ballasting system of the crane ship. An interactive three-dimensional dynamic virtual scene was constructed by the comprehensive application of virtual reality technology, multi-channel data interaction technology, numerical solution technology and semi-physical simulation technology. The Bliss approximate integration was used to solve the mathematical model of the hoisting operation and the real-time data interaction of the visual simulation system was realized on the basis of guaranteeing the accuracy of the solution. The dynamic response of the ship displacements, the ship attitude angles, the swing angles and forces of the hoisting system and the reaction force of the crane ship were emphatically analyzed in the simulation system. The movement law of the ship and the hoisting system were obtained. The simulation system results were compared with the sea trial and the deviation of the simulation system was kept within 10%. The accuracy of the mathematical model of the hoisting operation is sufficient for the simulation system, and the simulation system can carry on the engineering rehearsal of the offshore hoisting operations with ensuring the system accuracy, which can effectively improve the safety of the offshore engineering operations.

Keywords: crane ship; multi-channel mathematical model; hoisting system; numerical simulation; interactive Visual simulation

海上起重工程船^[1~3]是深海资源开发的重要装 备之一,承担着海上平台起吊、安装以及货物卸载等 多项任务.海上起重作业过程中,受到风载荷、波浪

- 基金项目:国家科技重大专项(Z12SJENA0014)
- 作者简介:许秀军(1988—),男,博士研究生;
- 王立权(1957—),男,教授,博士生导师 通信作者:王立权,wangliquan@hrbeu.edu.cn

载荷以及动力定位系统、压载系统^[4]等多种条件的 影响,操作失误会影响被吊物安装作业精度,甚至导 致作业失败,造成无法挽回的巨大损失.由于起重 作业的外部环境复杂多变,很难得到实时准确的吊 物系统响应模型,海上起重作业的运动响应一直是 起重行业关注研究的重点.对海上起重作业过程进 行准确的计算和仿真模拟,得到起重船和吊物系统 的运动规律,尽可能降低实际的施工风险^[5-6],对实

收稿日期: 2017-05-13

际的海上工程作业具有重大意义.

Masoud 等^[7]考虑了海况对起重作业的影响,分 析了吊物系统摇摆幅度的影响因素.王立权等^[8]研 究了深水起重作业的动力学响应特性;Trabka^[9]利 用三维球原理模型建立了吊物系统的摆动模型. Trabiat 和 Bockstedte 等^[10~11]研究了海上起重作业 的控制方法和策略.所有这些研究,大多都是对于 起重作业过程中吊物系统数学模型的研究,没有综 合考虑实际起重作业过程中船舶动力定位系统、压 载系统、起重船实时操纵、海况等条件与吊物系统之 间的相互影响关系.

本文以"海洋石油 201"船的起重作业过程实时 仿真为目标,基于深水起重船特点及其工作环境实 测数据,建立了一套海上起重作业的视景仿真系统. 基于 C++编程实现了仿真系统的软件开发与数据 通讯,利用视景仿真平台 Quest-3D 搭建了三维虚 拟场景的驱动,通过起重操纵与三维动态视景相结 合实现了身临其境的沉浸感.

1 起重作业视景仿真系统介绍

1.1 海上起重作业介绍

起重船结构如图1所示.



图1 起重船结构



海上起重系统主要由起重船船体、吊物系统、舱 室系统以及目标安装平台构成.舱室系统包括船体 的动力定位系统、压载系统以及各种控制和监控系 统都设置在舱室系统区域.

海上起重作业的目标安装平台(被吊物)多为 大型海上采油平台,用于浅海和深海的石油开采工 作,质量多达几千吨.目标安装平台由起重船吊起 后,安装到预先放置于海面的导管架上.导管架是 承载目标安装平台的空间桁架,导管架由钢桩和张 力筋腱预先固定在海床上.

1.2 仿真系统总体功能

"海洋石油 201" 深水起重仿真系统主要由船体 运动仿真系统、调载系统、起重控制仿真系统、视景 系统、教练员系统、辅助系统 6 个系统组成,系统结 构如图 2 所示.



图 2 201 船视景仿真系统

Fig.2 The visual simulation system

起重控制系统提供仿真系统的软件操作界面, 该界面可以进行参数输入输出以及数据监测,吊物 系统数学模型的解算在该部分实现.调载系统根据 船体和吊机状态,通过压载水仓的调整来抵消船体 的倾覆力和倾覆力矩.船体运动仿真系统,主要用 于控制船体的位置和姿态.教练员系统拥有仿真系 统最高权限,可设置参数发布指令.船体运动仿真 系统、调载系统、起重控制仿真系统、视景系统接收 到训练要求后,受训人员开始操纵各类控制台,设备 操纵信号通过通过数据采集,输入到各控制系统计 算模型中.视景系统接收各起重船和吊物系统的位 置和姿态数据实时更新图像显示.

2 起重作业数学模型建立

2.1 起重船运动数学模型

海上起重过程中受到水动力、锚泊力、风干扰力 以及海浪的干扰力等各种因素^[12]的影响,起重船和 吊物系统的位置和姿态^[13]实时改变.图3所示为世 界坐标系和随船坐标系.



图 3 世界坐标系和随船坐标系

Fig.3 World coordinate and ship's coordinate system

选在空间固定不动的惯性坐标系为世界坐标 系,世界坐标系下船舶位置和姿态表示为: $\gamma = [x, y, z, \xi, \eta, \zeta]^{T};$ 世界坐标系下速度和角速度: $\kappa = [u, v, w, p, q, r]^{T};$ 随船坐标系下的力和力矩: $\tau = [X, Y, Z, K, M, N]^{T}$. 那么船舶运动数学模型 可表达为

将式(1)根据刚体动力学动量和动量矩定理^[14] 展开,那么船体在随船坐标系中六自由度运动普遍 形式为:

$$\begin{cases} m(u + qw - rv) = X + X_{wind} + X_{wave} + X_{T}, \\ m(v + ru - pw) = Y_{H} + Y_{wind} + Y_{wave} + Y_{T}, \\ m(w + pv - qu) = Z_{H} + Z_{wave} + Z_{T}, \\ I_{x}p + (I_{z} - I_{y})qr = K_{H} + K_{wave}, \\ I_{y}q + (I_{x} - I_{z})rp = M_{H} + M_{wind} + M_{wave}, \\ I_{z}r + (I_{y} - I_{x})pq = N_{H} + N_{wind} + N_{wave} + N_{T}. \end{cases}$$

$$(2)$$

式中:m、 I_x 、 I_y 、 I_z 分别为船舶的质量和转动惯量,X、 Y、Z、K、M、N 表示船舶受到的合力和合力矩,式(2) 中下标 H、T、wind、wave 表示船体受到的水动力、锚 泊力、风载荷和波浪载荷.

船体水动力包括惯性类水动力和黏性类水动 力,不考虑相互之间的影响,可以将水动力分成两大 组:一组为水平面水动力,另一组为升沉与横摇、纵 摇水动力.

1)水平面运动的水动力包含纵向水动力 X_H、横向水动力 Y_H 和艏摇水动力 N_H:

$$\begin{cases} X_{\rm H} = -\lambda_{11}\dot{u} + \lambda_{22}vr + X_{\rm N}, \\ Y_{\rm H} = -\lambda_{22}\dot{v} - \lambda_{11}ur + Y_{\rm N}, \\ N_{\rm H} = -\lambda_{6}\dot{r} + N_{\rm N}. \end{cases}$$
(3)

式中: $-\lambda_{11}\dot{u}$ 、 $-\lambda_{22}\dot{v}$ 、 $-\lambda_{33}\dot{w}$ 、 $-\lambda_{44}\dot{p}$ 、 $-\lambda_{55}\dot{q}$ 、 $-\lambda_{66}\dot{r}$ 为惯性类水动, $\lambda_{11} \sim \lambda_{66}$ 为船体的附加质量和附加质量系数.

黏性流体水动力为[15]:

$$\begin{cases} X_{\rm N} = X_{uu}u^2 + X_{vv}v^2 + X_{vr}vr + X_{rr}r^2, \\ Y_{\rm N} = Y_{v}v + Y_{r}r + Y_{v|v|}v | v | + Y_{v|r|}v | r | + Y_{r|r|}r | r |, \\ N_{\rm N} = N_{v}v + N_{r}r + N_{r|r|}r | r | + N_{vvr}v^2r + N_{vrr}vr^2. \end{cases}$$

$$\tag{4}$$

式(4)中黏性水动力系数由经验公式[16]计算:

$$X_{uu} = -\frac{1}{2}\rho SC_{t}, \qquad (5)$$

$$X_{vv} = \frac{1}{2}\rho L d \left[0.4 \, \frac{B}{L} - 0.006 \, \frac{L}{d} \right], \tag{6}$$

$$X_{vr} = (1.11C_{\rm b} - 0.07) \lambda_{22} - \lambda_{22}, \qquad (7)$$

$$X_{rr} = \frac{1}{2}\rho L^{3}d \left(0.000 \ 3 \ \frac{L}{d} \right), \tag{8}$$

$$Y_{v} = -\frac{1}{2}\rho L dV \left(\frac{\pi}{2}(2d/L) + 1.4C_{b}\frac{B}{L}\right) \cdot \left(1 + 0.67\frac{d_{a} - d_{f}}{d}\right), \qquad (9)$$

$$Y_{r} = -\frac{\pi}{8}\rho L dV \left(\frac{2d}{L}\right) \left(1 + 0.8(d_{z} - d_{f})\right), \quad (10)$$

$$Y_{v|v|} = \frac{1}{2}\rho Ld \left[0.048\ 265\ -\ 6.293(1\ -\ C_{\rm b})\ \frac{d}{B} \right],$$
(11)

$$Y_{v|r|} = \frac{1}{2}\rho L^2 d \left[-0.379 \ 1 + 1.28(1 - C_{\rm b}) \frac{d}{B} \right],$$
(12)

$$Y_{r|r|} = \frac{1}{2}\rho L^3 d \left[0.004 \ 5 - 0.445(1 - C_{\rm b}) \frac{d}{B} \right],$$
(13)

$$N_{v} = \frac{1}{2}\rho L^{2} dV(2d/L) \cdot \left(\frac{1 - 0.27 \left[\frac{\frac{(d_{a} - d_{f})}{d}}{(2d/L) / \left(\frac{\pi}{2}(2d/L) + 14C_{b}\frac{B}{L}\right)}\right]}\right),$$
(14)

$$N_{\rm r} = \frac{1}{2} \rho L^3 dV (0.54(2d/L) - (2d/L)^2) \cdot (1 + 0.3(d_{\rm a} - d_{\rm f})/d) , \qquad (15)$$
$$N_{\rm rl\,rl} = \frac{1}{2} \rho L^4 d \left[-0.080 \ 5 + 8.609 \ 2 \left(C_{\rm b} \frac{B}{L} \right)^2 - 36.981 \ 6 \left(C_{\rm b} \frac{B}{L} \right)^3 \right] , \qquad (16)$$

$$N_{vvr} = \frac{1}{2V} \rho L^{3} d \left[-0.423 \ 61 \ -3.519 \ 3C_{\rm b} \frac{B}{L} + 135.466 \ 8 \left(C_{\rm b} \frac{B}{L} \right)^{2} - 686.310 \ 7 \left(C_{\rm b} \frac{B}{L} \right)^{3} \right],$$
(17)

 $N_{vrr} = \frac{1}{2V} \rho L^4 d \left[0.058\ 77 - 0.439\ 58C_{\rm b} \frac{d}{B} \right]. \quad (18)$ 式(5)~(18)中: C₁ 为中横剖面系数,S 为中横剖面面

式(5)~(18)中: C_t 为中傾司面系致, S 为中傾司面面 积, d_a、d_f 为船体的首尾吃水深度, ρ 为海水密度, V 为 船速, d、B 和 L 分别为平均吃水深度、船宽和船舶水 线间长, C_b 为船体方形系数, m 为船体质量.

2) 升沉水动力 Z_H 与横摇水动力 K_H、纵摇水动 力 M_H 表达式为

$$\begin{split} Z_{\rm H} &= -\lambda_{33} \dot{w} - Z_w w - Z_{\dot{q}} \dot{q} - Z_q q - Z_\theta \theta - Z_z z, \\ K_{\rm H} &= -\lambda_{44} \dot{p} - 2L_p p - V_\delta \cdot G_M \cdot \sin \varphi - Y_{\rm H} \cdot z_{\rm H}, \end{split}$$

• 163 •

 $M_{\rm H} = -\lambda_{ss}q - M_q q - M_{\theta}\theta - M_{w}w - M_w w.$ 式中: $-\lambda_{44}p$ 项为横摇惯性力; $-2L_{p}p$ 项为横摇阻 尼力矩, L_p 可由 $L_p = \mu_{\varphi}\sqrt{(I_x + \lambda_{44}) \cdot V_\delta \cdot G_M}$ 估算, 其中, G_M 为船体初稳性高,为船舶重心与稳心之间 的垂直距离, μ_{φ} 为无因次横摇衰减系数, V_δ 为排水 量; $-V_\delta G_M \cdot \sin \varphi$ 项为横摇恢复力矩; $z_{\rm H}$ 项为横向 流体动力 $Y_{\rm H}$ 对横摇的影响系数; $-M_{\theta} = \rho_g \nabla \cdot G_L \theta$ 为船体纵摇恢复力矩, G_L 为船体纵稳性高, 由 $G_L = L^2 (5.55C_w + 1)^3/(3450C_bd)$ 估算; $-Z_z = -\rho_g A_w z$ 为垂向的恢复力, A_w 为水线面面积.

2.2 吊物系统数学模型

2.2.1 起重坐标系

图 4 所示为起重系统坐标系. 坐标系均采用垂 直轴沿垂线向上的右手坐标系^[17].



图4 起重系统坐标系

Fig.4 Coordinate system of the crane ship

空间固定不动的世界坐标系 $O_n X_n Y_n Z_n$;随船移动的随船坐标系 OXYZ;船体坐标系 $O_0 X_0 Y_0 Z_0$;起重 机坐标系 $O_1 X_1 Y_1 Z_1$.为便于分析载荷的摆动运动, 在吊臂尾部端点建立右手直角坐标系 $PX_2 Y_2 Z_2$;为 了研究风载对吊物运动姿态的影响,在载荷中心处 上建立姿态坐标系 $QX_3 Y_3 Z_3$,与被吊物固定在一起. 2.2.2 吊物运动方程

被吊物系统受力分析见图 5. 点 P 和 Q 分别代表吊臂顶端和吊物,L 代表绳长.

起重机坐标系原点在世界坐标系系下的坐标为

 $\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{01} & -y_{01} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{01} & 0 & x_{01} \\ 0 & 0 & 1 & y_{01} & -x_{01} & 0 \end{bmatrix} \{ \gamma \}.$ $\exists \mathbf{r} (x_{01}, y_{01}, z_{01}) \text{ $\mathbb{E}_{\mathbb{K}} O_1$ at \mathbb{R}_1 det \mathbb{K}_1 det $\mathbb{$

在船体坐标系中吊臂端点 P 的位置为

$$\begin{bmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 + (\rho \cos \alpha + a) \cos \beta \\ y_1 + (\rho \cos \alpha + a) \sin \beta \\ z_1 + \rho \sin \alpha + b \end{bmatrix}.$$

式中: *ρ* 是起重机吊臂长度, *α* 为起重臂的俯仰角, *β* 为吊臂旋转角.



图 5 被吊物受力分析

Fig.5 Force analysis of hoisting object 在随船坐标系中载荷重心点 Q 的坐标为

 $\begin{bmatrix} x_{Q} \\ y_{Q} \\ z_{Q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{P} + L\sin\theta\cos\varphi \\ y_{P} + L\sin\varphi \\ z_{P} - L\cos\theta\cos\varphi \end{bmatrix}.$

式中: L 为吊索长度, φ 为吊索在 X_2PZ_2 平面内的投影与吊索的夹角, θ 为吊索在 X_2PZ_2 平面内的投影 与 Z_2 轴之间的夹角.

根据受力分析得吊物运动方程为

$$\begin{bmatrix} m\ddot{x}_{Q} \\ m\ddot{y}_{Q} \\ m\ddot{z}_{Q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -T\sin\theta\cos\varphi + F_{w}\cos\alpha_{1}\sin\theta\cos\varphi \\ -T\sin\varphi - F_{w}\sin\alpha_{1}\sin\varphi \\ T\cos\theta\cos\varphi - mg \end{bmatrix}.$$
(19)

式中: *m* 为被吊物质量, *T* 为吊绳张力, *F*_w 为被吊物 所受风载荷力.

考虑吊物摆动运动过程中的阻尼现象^[18],将吊 物运动方程组里加入阻尼项 2ζω_nθ 和 2ζω_nφ. 吊物 摆动角一般在 5°以内,利用正余弦等效原理对吊物 运动方程进行简化处理^[19].根据拉格朗日方程^[20] 得出 2 阶非线性吊物方程:

$$\ddot{\theta} - \left(2\dot{\varphi}\varphi - \frac{2\dot{L}}{L} - 2\zeta\omega_{n}\right)\dot{\theta} + \left(\frac{\ddot{z}_{p}}{L} + \frac{g}{L}\right)\theta - \frac{\ddot{x}_{p}}{L} = 0,$$
$$\ddot{\varphi} - \left(\frac{2\dot{L}}{L} + 2\zeta\omega_{n}\right)\dot{\varphi} + \left(\dot{\theta}^{2} + \frac{\ddot{x}_{p}\theta}{L} + \frac{\ddot{z}_{p}}{L} + \frac{g}{L}\right)\varphi - \frac{\ddot{y}_{p}}{L} = 0.$$
$$\vec{x} + \vec{x} + \vec{x} + \vec{x} + \vec{y} + \vec{y} = 0.$$

式中: ζ 为无因次阻尼比, $\zeta = C/(2\sqrt{JK})$,本又取 $\zeta = 0.03$, C为阻尼系数, J为吊物对吊钩的转动惯量,K为吊物运动恢复力矩系数, ω_n 固有圆频率.

2.2.3 压载响应数学模型

根据吊物系统受力分析(19)得到吊绳张力: $T = m\ddot{z}_{p}\cos\theta\cos\varphi - m\ddot{y}_{p}\sin\varphi - m\ddot{x}_{p}\sin\theta\cos\varphi - m\ddot{L} + mL\dot{\theta}^{2}\cos^{2}\varphi + mL\dot{\varphi}^{2} + mg\cos\theta\cos\varphi + mL\dot{\varphi}^{2}$ $F_{w}(\cos \alpha_{1} \sin \theta \cos \varphi - \sin \alpha_{1} \sin \varphi).$ 根据吊物系统的吊臂尾部端点 P 的受力分析 可推导出吊物系统对船体的作用力和力矩: $\begin{cases}F_{x} = -T \sin \theta \cos \varphi + F_{w} \cos \alpha_{1} \sin \theta \cos \varphi,\\F_{y} = T \sin \varphi + F_{w} \sin \alpha_{1} \sin \varphi,\\F_{z} = -T \cos \theta \cos \varphi,\end{cases}$

压载水箱的水移动量根据式(20) 和压载舱尺 寸得到

 $V = M_{\gamma} / (sg\rho_{w}).$

式中:s为压载舱的中心到船体纵垂面距离,g为重力加速度, ρ_{w} 为海水密度.

3 视景仿真案例分析

3.1 仿真算法

仿真系统在保证算法准确的前提下,计算速度 必须满足实时性^[21]的要求. 吊物系统模型为二阶非 线性偏微分方程组,所以利用高阶微分方程的布利 斯近似积分法^[22]对吊物系统进行迭代求解. 首先给 定方程组的近似初始值 (x_0, y_0) ,取固定步长h > 0, 可以逐步地求出未知函数 $y_v = y(x_v)$ 以及其导数 $y'_v = y'(x_v), y''_v = y''(x_v)$,首先根据给定初值解算出 $v = 1, \dots, 5$ 时的值.

根据泰勒公式近似得到

$$y_{v} = y_{v-1} + h y_{v-1}' + \frac{h^{2}}{2} y_{v-1}'',$$

$$y_{v}' = y_{v-1}' + h y_{v-1}''.$$

当 *v* = 5 时,将方程二阶导数的值按照泰勒公式 来表示,可得到近似解:

$$\begin{split} y_5 &\approx y_0 + 5h y_0^{'} + 25 \frac{h^2}{2!} y_0^{''} + 90 \frac{h^3}{3!} y_0^{''} + \\ &\quad 420 \frac{h^4}{4!} y_0^{(4)} + 1 920 \frac{h^5}{5!} y_0^{(5)} + 8 790 \frac{h^6}{6!} y_0^{(6)}. \\ &\quad \bar{5}$$
程真正的解可由泰勒公式直接给出: $\eta_5 &= y_0 + 5h y_0^{'} + 25 \frac{h^2}{2!} y_0^{''} + 125 \frac{h^3}{3!} y_0^{'''} + \\ &\quad 625 \frac{h^4}{4!} y_0^{(4)} + 3 125 \frac{h^5}{5!} x y_0^{(5)} + 15 625 \frac{h^6}{6!} y_0^{(6)}. \\ &\quad \bar{5}$ 得到真正的值,必须对近似值增加修正: $\delta^* &= \eta_5 - y_5 = 35 \frac{h^3}{3!} y_0^{(3)} + 205 \frac{h^4}{4!} y_0^{(4)} + \\ &\quad \cdots + 6 835 \frac{h^6}{6!} y_0^{(6)}. \end{split}$

为避免高阶导数,用δ替换δ^{*} $\delta = \bar{y}_5 - y_5 = \frac{5}{24} \frac{h^2}{2!} (9 y''_4 + 20 y'_1 - 29 y'_0).$

相应的在 y' 上的修正量为

$$\varepsilon = \bar{y}_5' - y_5' = \frac{h}{24}(11 y_5'' + 5 y_1'' - 16 y_0'').$$

下一步计算是在近似解 y_5 和 y'_5 上添加修正量 $\delta \pi \varepsilon$,然后用 x_5 代替 x_0 ,对微分方程继续迭代求 解.

3.2 仿真案例

3.2.1 仿真案例的作业工况

起重仿真系统是基于"海洋石油 201"起重船的 实际数据建立的. 起重船全长为 204.6 m,最高航速 6.2 m/s,采用 DP3 动力定位系统,最大起吊能力为 4 000 t.

起重仿真作业过程是对 2 400 t 的海上平台进 行安装,根据"海洋石油 201"船实际作业工况与海 况资料,制定了两种不同海况级别的仿真案例.作 业海况和工况参数如表 1 所示.

表1 作业	工况参数
-------	------

Tab.1 The	working	condition	parameters
-----------	---------	-----------	------------

क्रेंट कि	回声	同占/	油 吉 /	达速/	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·		吊机回 吊臂拔杆 吊绳t∕s							
杀 (Y) 编 早	风迷/	风间/	很尚/	流迷/	流问∕ (°)) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「) 「)	组状 质量/ ↓	转速度/	速度/	速度/	起吊	起吊	卸载	卸载
洲与	(m·s)	()	ш	(m·s)	()	川労1/5	$(\operatorname{rad} \cdot \operatorname{s}^{-1})(\operatorname{rad} \cdot \operatorname{s}^{-1})(\operatorname{m} \cdot \operatorname{min}^{-1})$	开始	完成	开始	完成			
工况 1	7.5	50	2	0.31	22.5	8	2 400	0.105	0.010	2.2	150	180	620	650
工况 2	15.0	50	4	0.62	22.5	12	2 400	0.105	0.010	2.2	150	180	620	650

3.2.2 起重视景仿真工艺流程

为了确保仿真系统的可靠性,起重仿真案例是 根据实际海上平台吊装作业的工艺过程制定的.

具体的起重仿真工艺过程如下:

1)根据导管架位置,定位起重船;2)驳船载被

吊物靠近起重船;3)提升吊臂并旋转180°至船尾; 4)起重船与驳船缆绳连接;5)操纵吊机运动和吊钩 升降,完成被吊物起吊过程;6)驳船移走;7)DP系 统控制移船靠近导管架;8)安装平台完毕,卸载吊 钩.安装完毕如图6所示.



图 6 海上平台组块安装完毕 Fig.6 Offshore platform blocks installed 3.2.3 仿真结果分析 图 7 为在两种不同作业工况下起重船的纵荡、

横荡和垂荡随时间变化曲线.



图 7 不同作业工况下的船舶位移曲线



在图 7(a)和(b)中,180 s 后,平台组块被完全 吊起,船舶的垂荡明显增大,在 650 s 之后减小.这 是因为船 180 s 时组块起吊完成,吊物系统会给船 舶产生很大的作用力,这个作用力对船体而言,相当 于很大的干扰力.在作业工况 1 下,船舶垂荡的幅 值达到 1.2 m;在作业工况 2 下,船舶垂荡的幅值达 到了 3.0 m,是工况 1 的 2.5 倍.在由工况 1 变为工况 2 的过程中,横荡增大了 0.65 m,纵荡基本保持不变. 图 8 所示为起重船的艏摇、横摇和纵摇随时间的变化.从图 8 可以看出,艏摇和纵摇在 180 s 组块被吊起后时瞬间变大,尤其是纵摇增大特别明显,之后纵摇又慢慢减小.这是因为被吊物吊起后会产生很大的倾覆力矩,让船舶瞬间开始倾斜,然后 DP 系统马上对船舶姿态进行调节,使得船舶摇荡渐渐趋于稳定.由工况1 变为工况2 时,船体纵摇从0.008 rad 增大到0.023 rad,船体艏摇从 0.028 rad 增大到0.05 rad,船体横摇基本无变化.





图 9 所示为吊钩偏角为 φ 和 θ 随时间变化曲线. 在组块被吊起之前,吊钩只有自身的质量,并且初始 吊索绳长为 3 m,在船舶运动和吊机运动共同影响 下,吊钩在仿真系统运行后就产生了较大摆动.在 作业工况 1 下,随着吊钩的下放,吊索长度增加,吊 索的摆动角度慢慢减小,在组块吊起之后, θ 角有小 幅度增加.在组块吊起之前,工况 1 下的 φ 角幅值 达到 0.21 rad, θ 角幅值达到 0.19 rad;在第 180 s 组 块被吊起之后, φ 角幅值为 0.04 rad, θ 角幅值为 0.09 rad.当由工况 1 变为工况 2 时,在组块被吊起 之前, φ 角幅值达到 0.7 rad, θ 角幅值达到 0.47 rad, θ 角幅值达到 0.6 rad. 在尾吊的状态下,海况的增加 对于 θ 角度的影响比对 φ 影响更加明显.





图 9 作业工况 1 和作业工况 2 下吊物系统摆角

Fig.9 The swing angle of hoisting under different working conditions

图 10 所示为船舶受到的反作用力. 垂向力变 化幅度最大,在组块被吊起之后,垂向力在工况 1 下 达到-2.6×10⁴ kN,在工况 2 下达到 2.95×10⁴ kN. 由

· 166 ·



图 10 不同工况下起重船受到反作用力曲线 Fig.10 The reaction force under different working conditions

图 11 为吊索张力随时间的变化曲线. 在预加 载和卸载过程中,吊索张力基本呈线性变化,在被吊 物起吊后,吊索张力在 2.4×10⁴ kN 左右波动. 由工 况 1 变为工况 2 时,吊索张力幅值由 2.75×10⁴ kN变 为 3.05×10⁴ kN.



3.3 海试试验对比验证

为了对起重仿真系统进行校核与验证,课题组 调研人员于 2015 年 7 月 16 日登上"海洋石油 201" 起重船,全程跟踪了海上采油平台起吊安装作业,作 业地点为南海海域,海试基本参数如表 2 所示.

工况1变为工况2时,横向力幅值由0.05×104kN变

为0.25×10⁴ kN,纵向力基本保持不变.

表 2 海试参数

Tab.2	Parameters	of	sea	trial
-------	------------	----	-----	-------

组块编号	组块质量/ t	浪高/ m	浪向/ (°)	风速/ (m・s ⁻¹)	流速/ (m・s ⁻¹)	
WZ12-1	2 372.94	2	90	7.5	0.31	

起重船位置、姿态数据可以直接由船舶的动力 定位系统提供.被吊物的运动位置和姿态,通过调 研人员与现场施工人员的目测记录获得.实际的起 重作业过程十分漫长,无法获取整个施工作业过程 所有的数据.这里提供采油平台被吊起一个小时内 的船舶与被吊物的姿态数据,将其与起重仿真系统 图 8(a)和9(a)计算结果对比.海试的数据曲线如 图 12 所示,为海试过程中记录的船舶摇荡与被吊 物姿态角的数据曲线,与仿真系统详细对比结果如 表 3 所示.



图 12 海试船舶纵摇、艏摇以及被吊物姿态角

Fig. 12 The ship picthing, yawing, and attitude angle of hoisting system in the sea trial

表 3 海试试验与仿真系统结果对比

Tab.3 Comparison of sea trial results and simulation system rad

试验	纵摇角	艏摇角	φ	θ
仿真	$-0.009 \sim 0.008$	-0.029~0.006	-0.030~0.040	$-0.07 \sim 0.09$
海试	$-0.007 \sim 0.010$	-0.032~0.028	-0.030~0.037	$-0.09 \sim 0.10$
偏差	0.001	0.003	0.003	0.010

将海试试验与仿真系统结果对比可知,仿真系统偏差保持在10%以内,满足仿真系统的精度要求,利用仿真系统进行海上起重作业工程预演与人员培训,都是可靠的.

4 结 论

基于"海洋石油 201 号"起重船实测数据,综合 利用虚拟现实技术、多通道数据交互技术、数值模拟 技术,构建了一套深水起重作业的交互式视景仿真 系统.针对起重作业过程分别构建了船体运动和吊 物系统的数学模型.将动力学模型通过软件技术嵌 入仿真系统当中,与仿真系统中的 DP 系统,压载系 统以及视景系统实时通讯.

对不同作业工况下起重作业进行了仿真模拟, 得到了船体和吊物系统的受力与运动状态,在仿真 和结果分析的基础上,得到以下结论:

1)船体位置和姿态主要受到海洋环境参数和 吊物系统反作用力影响.在进行尾吊起重作业时, 船体垂荡和横荡主要受到吊物系统反作用力的影 响,纵荡基本无影响.船体纵摇和艏摇受环境影响 变化很大.

2)起重船进行尾吊作业时,吊物摆动角度受工 作环境影响很大,其中θ角受环境影响更明显一些. 吊索张力增大会减小吊物系统的摆动角度.

3)海况的改变对起重船受到的反作用力影响 较大,吊物系统对船体的垂向力与吊索张力基本上 大小相等,方向相反.

深水起重作业视景仿真系统的建立,可为起重 作业人员培训和工程预演提供平台. 仿真过程中得 到的起重作业的相关数据与运动规律,都可以作为 海上起重作业的理论参考依据.

参考文献

- [1] GOTOH H, KHAYYER A. Current achievements and future perspectives for projection-based particle methods with applications in ocean engineering [J]. Journal of Ocean Engineering and Marine Energy, 2016, 2(3):1-28. DOI: 10.1007/s40722-016-0049-3.
- [2] ANOUNYMOUS H. New ship and ocean engineering facility for NO-AA[J]. Eos Transactions American Geophysical Union, 2013, 52 (11):772-772. DOI: 10.1029/EO052i011p00772-01.
- [3]李震, 张同喜, 孟凡森,等. 海管 S 型初始铺设仿真算法[J]. 哈 尔滨工业大学学报, 2016, 48(7):106-111. DOI:10.11918/j. issn.0367-6234.2016.07.017.

LI Zhen, ZHANG Tongxi, MENG Fansen, et al. Simulation algorithm for initial S-lay [J]. Journal for Harbin Institute of Technology, 2016, 48(7):106-111. DOI:10.11918/j.issn.0367-6234. 2016.07.017.

- [4] VELDHUISM J W, FUEH F, BOON P, et al. Treatment of ballast water: how to test a system with a modular concept [J]. Environmental Technology, 2006; 27: 909 - 21. DOI: 10. 1080/ 09593332708618701.
- [5] 王立权, 许元革, 梁凌云, 等. 深水铺管起重船海上起重作业实时仿真[J]. 南京理工大学学报, 2012, 36(2):364-368. DOI: 10.14177/j.enki.32-1397n.2012.02. 031.

WANG Liquan, XU Yuange, LIANG Lingyun, et al. Real-time simulation of offshore lifting operation of deepwater pipelay crane vessel[J]. Journal of Nanjing University of Science & Technology, 2012, 36(2):364-368. DOI:10.14177/j.cnki.32-1397n.2012. 02.031.

[6]刘士明,陆念力,孟丽霞. 牵绳非保向力作用下的起重臂稳定性 分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(3):26-29. DOI:10. 11918/j.issn.0367-6234.2014.03.005.

LIU Shiming, LU Nianli, MENG Lixia. Stability analysis of telescopic booms under pull-rope follower force [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(3):26-29. DOI:10.11918/j. issn.0367-6234.2014.03.005.

- [7] MASOUD Z N, NAYFEH A H, MOOK D T. Cargo pendulation reduction of ship-mounted cranes
 [J]. Nonlinear Dynamics, 2004; 35 (3): 299–311. DOI: 10.1023/B:NODY.0000027917.37103.bc.
- [8]王立权,许元革,王波,等.全回转起重船起重作业系统建模与
 半实物仿真[J].华中科技大学学报(自然科学版),2012,40
 (2):23-26.DOI:10.13245/j.hust.2012.02.024.

WANG Liquan, XU Yuange, WANG Bo, et al. Hardware simulation and modeling of the lifting operation system for revolving floating cranes[J]. Journal of Huazhong University of Science & Technology, 2012, 40(2):23-26. DOI:10.13245/j.hust.2012.02.024.

- [9] TRABKA A. Influence of flexibilities of cranes structural components on load trajectory[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1):1-14. DOI: 10.1007/s12206-015-1201-z.
- [10] TRABIA M B, RENNO J M, MOUSTAFA K A F. A general antiswing guzzy controller for an overhead crane with hoisting [C]// IEEE International Conference on Fuzzy Systems. Vancouver: IEEE, 2006;627-634. DOI: 10.1109/FUZZY. 2006.1681777.
- [11] BOCKSTEDTE A, KREUZER E. Crane dynamics with modulated hoisting[J]. Pamm, 2005, 5(1):83-84. DOI: 10.1002/pamm. 200510022.
- [12] YOUNG I R, ZIEGER S, BANBANIN A V. Global trends in wind speed and wave height. [J]. Science, 2011, 332 (6028): 451. DOI: 10.1126/science.1197219.
- [13] SHIRIAEV A S, LUDVIGSEN H, EGELAND O. Swinging up the spherical pendulum via stabilization of its first integrals [J]. Automatica, 2004, 40(1):73-85. DOI:10.1016/ j.automatica.2003.

07.009.

- [14] HONG I. Application of momentum theorem relative to instantaneous running center[J]. Modern Machinery, 2007, 4(10):635-644.
- [15] MASCIO D, BROGLIA R, MUSCARI R. Prediction of hydrodynamic coefficients of ship hulls by high-order Godunov-type methods
 [J]. Journal of Marine Science and Technology, 2009; 14(1):19-29. DOI: 10.1007/s00773-008-0021-6.
- [16] YORK M A, MOORE G D. Second order hydrodynamic coefficients from kinetic theory [J]. Physical Review D Particles & Fields, 2009, 79(5):289-292. DOI: 10.1103/ PhysRevD.95.054007.
- [17] LONG D A. Chapter 11. The right-handed cartesian axis system and related coordinate systems [M]//The Raman Effect: A Unified Treatment of the Theory of Raman Scattering by Molecules. [S.I.]: John Wiley & Sons, Ltd, 2002: 341-347. DOI: 10.1002/ 0470845767.ch11.
- [18] KAZI F F, BANAVAR R N, MULLHAUPT P, et al. Stabilization of a 2D-spidercrane mechanism using damping assignment passivitybased control [J]. IFAC Proceedings Volumes, 2008, 41 (2): 3155-3160. DOI: 10.3182/ 20080706-5-KR-1001.2244.
- [19] RIOLFO B. Circuit for computing the quantized coefficient discrete cosine transform of digital signal samples: US4849922 [P/OL]. 1989-07-18[2017-05-01]. http://www.freepatentsonline. com/ 4849922.html.
- [20] AGRAWAL P. A new lagrangian and a new lagrange equation of motion for fractionally damped systems [J]. Journal of Applied Mechanics, 2001, 68(2):339-341. DOI:10.1115/1.1352017.
- [21]吴有力, 袁利毫, 徐家哲,等. 深水铺管起重船作业视景仿真研 究[J]. 船海工程, 2013, 42(2):139-143. DOI:10.3963/j.issn. 1671-7953.2013.02.041.

WU Youli. YUAN Lihao, XU Jiazhe, et al. Study on visual simulation for deepwater pipe-laying crane ship[J]. Ship & Ocean Engineering, 2013, 42(2):139-143. DOI:10.3963/j.issn.1671-7953. 2013.02.041.

[22] SIRENDAOREJI M, SUN J. Auxiliary equation method for solving nonlinear partial differential equations [J]. Physics Letters A, 2003, 309 (5/6): 387-396. DOI: 10.1016/S0375-9601 (03) 00196-8.

(编辑 杨 波)