

# 海上横向补给系统多体动力学建模与仿真分析\*

高一鸣 马子琦 刘铸永<sup>†</sup> 王检耀

(上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院,上海 200240)

**摘要** 海上横向补给是目前舰船补给的主要方式,通过接收船与发送船之间架设的恒张力高架索进行货物转运. 本文利用多体动力学理论建立了海上横向补给系统的动力学模型. 该系统由舰船、货物、滑轮以及高架索组成,对舰船、货物和滑轮采用刚体假设,对高架索采用几何精确梁理论进行建模. 基于赫兹理论建立了滑轮与高架索之间的接触模型. 为提升计算效率,针对恒张力索的特点提出了一种简化的力元模型,并通过与精确模型的对比验证了该简化模型的准确性. 利用简化模型,对复杂海况下的补给作业进行了全过程动力学仿真,分析了船舶运动、补给距离、张紧力对转运过程的影响. 结果表明在海况条件恶劣、补给距离长、张紧力过小时,无法保证转运过程安全作业.

**关键词** 横向补给, 高架索, 大变形梁, 多体动力学, 仿真分析

**中图分类号**:O313.7

**文献标志码**:A

## 引言

舰船在进行长时间远海作业时,自身物质储备经常出现不足,所以需要补给船与舰船之间进行海上补给作业<sup>[1]</sup>. 海上补给一般在航行中进行,分为三种方法:横向补给、纵向补给、垂直补给. 目前主要采用最高效的横向补给方法,在补给船与接收船之间架设高架索,通过转运集装箱进行补给作业. 集装箱在高架索上转运时,会受到船在海浪中晃动的影响,同时转运距离、索道张力等因素也会对集装箱的运动过程造成影响,索道挠度过大时可能会造成集装箱落水,所以研究横向补给动力学过程具有重要意义.

对于高架索的力学建模与分析工作可以主要分为两类,一是对于柔索力学特性的分析,二是对于补给过程动力学的研究. 对于柔索的力学特性研究,何学军<sup>[2]</sup>在考虑高架索倾角、集中质量等因素的前提下,建立高架索系统非平面运动的动力学模型,得出常微分动力学控制方程,对非平面振动进

行了动力学响应分析. 张良欣<sup>[3]</sup>基于弹性力学的理论,考虑集中质量对整个系统的影响,建立横向补给系统的高架索横向振动的连续体理论模型,得到了高架索系统的非线性动力学控制方程,运用多尺度法对其进行渐进分析. 李楠<sup>[4]</sup>采用浮动坐标系和平移模态矢量阵理论将绳索单元柔性化,建立高架索柔性多体动力学模型,并进行仿真. 对于补给过程动力学的研究,张大朋<sup>[5]</sup>基于凝集质量法,将高架索系统进行离散,并且引入缆索之间的接触摩擦,建立海上横向补给的高架索动力学模型,并且得出索道张力以及接触力与时间的变化关系. 赵伟<sup>[6]</sup>建立海上横向补给系统的数学模型,对高架索系统以及货物滑车控制进行仿真. 陈宇<sup>[7]</sup>简化横向补给系统,对建立动力学模型进行模拟仿真,分析了索道的振动特性和应力变化规律. 薛红军<sup>[8]</sup>基于多体动力学软件 ADAMS,建立高架索道的多体动力学模型,对其动态特性进行数值分析. Mingyu Fu<sup>[9]</sup>研究补给船在横向补给过程中受到高架索张力和环境影响时的控制问题,提出一种反演方法,

2021-11-05 收到第1稿,2021-12-14 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金资助项目(11772188)

<sup>†</sup> 通信作者 E-mail: zhuyongliu@sjtu.edu.cn

通过数值仿真验证方法的有效性. 以上的研究大多集中于对索道力学特性分析, 均没有分析横向补给过程中舰船的运动对转运货物的影响, 并且建立的动力学模型不够精确.

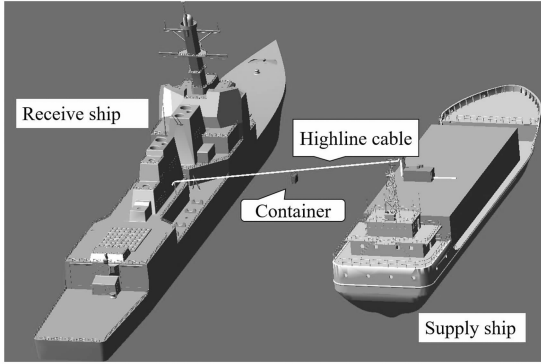


图1 横向补给系统  
Fig. 1 Alongside replenishment system

本文基于几何精确梁理论, 建立恒张力索道动力学模型, 根据 Hertz 接触理论, 建立货物与索道接触模型. 基于刚体动力学建立舰船在水中运动的动力学模型, 进而建立横向补给系统多体动力学模型. 针对恒张力索, 提出一种理想索简化模型, 并对该模型准确性进行数值仿真验证. 利用简化理想索模型与船舶动力学模型, 对横向补给转运全过程进行动力学仿真, 分析船舶运动、转运距离以及张荷比对转运过程的影响.

## 1 横向补给系统多体系统模型

海上补给两船之间会架设恒张力高架索, 如图2所示, 其中,  $l$  为补给距离长度,  $h_r$  为接收柱高度,  $h_s$  为发送柱高度,  $h_d$  为滑轮到甲板平面距离,  $h_w$  为滑轮到水线距离. 索道在末端有恒张力补偿装置, 通过收放索道, 使货物运动在任意位置, 索道的张紧力保持恒定, 所以货物与索道、发送端与索道均发生接触, 这是一个复杂的多体系统<sup>[10]</sup>问题. 在动力学建模中, 既要保证计算准确性, 又要考虑模型的计算效率. 本节将介绍恒张力索与舰船动力学模型.

### 1.1 恒张力索几何精确梁模型

本文采用几何精确梁公式对索道进行建模. 如图3所示, Ren<sup>[11]</sup>建立的空间梁公式对索道进行网格划分, 该方法将几何精确梁的运动描述与绝对节点坐标公式中使用的插值方法相结合.

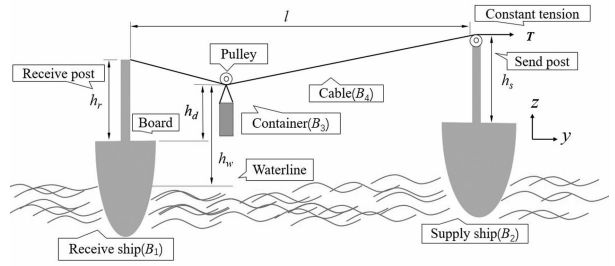


图2 高架索系统  
Fig. 2 Highline cable system

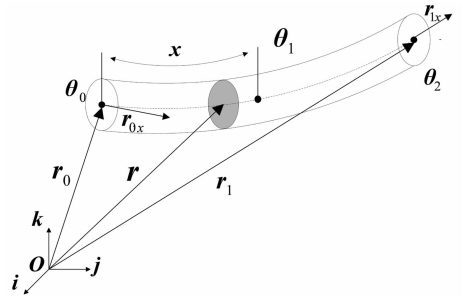


图3 梁单元变形结构  
Fig. 3 Beam element deformation structure

对于第  $j$  个梁单元中心线上的任意点, 中心线位置向量和增量旋转向量的独立插值如下:

$$\mathbf{r} = \mathbf{S}_j(\xi)\mathbf{q}_j, \quad \boldsymbol{\theta} = \mathbf{N}_j(\xi)\mathbf{q}_j \quad (1)$$

其中,  $\mathbf{S}_j(\xi)$  和  $\mathbf{N}_j(\xi)$  为梁单元的形函数,  $\xi = x/l$  是归一化弧长坐标, 所以  $\xi \in [0, 1]$ ,  $l$  是梁单元为变形长度,  $\mathbf{q}_j$  是梁单元全局节点坐标, 表示为:

$$\mathbf{q}_j = (\mathbf{r}_0^T \quad \mathbf{r}_{0x}^T \quad \boldsymbol{\theta}_0^T \quad \boldsymbol{\theta}_1^T \quad \mathbf{r}_1^T \quad \mathbf{r}_{1x}^T \quad \boldsymbol{\theta}_2^T)^T \quad (2)$$

其中,  $\mathbf{r}_x = \partial \mathbf{r} / \partial x$  是位置向量的斜率,  $\boldsymbol{\theta}$  是梁截面增量旋转向量, 下标 0、1 和 2 表示梁轴上节点的顺序.

第  $j$  个单元的动能可以写为

$$T_j = \frac{1}{2} \int_0^l [\rho_A(x) \dot{\mathbf{r}}(x, t)^T \dot{\mathbf{r}}(x, t) + \boldsymbol{\omega}(x, t)^T \mathbf{J}(x) \boldsymbol{\omega}(x, t)] l d\xi = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}_j^T \mathbf{M}_j \dot{\mathbf{q}}_j \quad (3)$$

其中  $\rho_A$  是梁截面的密度,  $\boldsymbol{\omega}$  和  $\mathbf{J}$  为梁截面局部坐标系下的角速度和恒定惯性张量,  $\mathbf{M}_j$  是质量矩阵, 可以写为

$$\mathbf{M}_j = \int_0^l (\rho_A \mathbf{S}^T \mathbf{S} + \mathbf{N}^T \mathbf{D} \mathbf{J} \mathbf{D}^T \mathbf{N}) l d\xi \quad (4)$$

其中  $\mathbf{D}$  是角速度和旋转矩阵导数之间的关系.

假设梁是均匀的并且梁未变形时轴线为直线, 则其应变能为

$$U_j = \frac{1}{2} \int_0^l (\gamma^T \mathbf{C}_A \gamma + \kappa^T \mathbf{C}_I \kappa) l d\xi \quad (5)$$

其中  $\mathbf{C}_A$  和  $\mathbf{C}_I$  是长度方向和弯曲本构矩阵, 对于圆

形截面的钢索,  $C_A = \text{diag}(EA, GA, GA)$ ,  $C_I = \text{diag}(2GI, EI, EI)$ ,  $A$  和  $I$  分别是梁截面面积和惯性矩,  $E$  和  $G$  分别是钢索杨氏模量和剪切模量.  $\gamma$  和  $\kappa$  分别是拉伸-剪切应变和梁轴的曲率.

第二类拉格朗日方程的形式为

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T_j}{\partial q_j} + \frac{\partial U_j}{\partial q_j} = F_j^f \quad (6)$$

将式(2)与式(5)代入式(6)得动力学方程

$$M_j \ddot{q}_j + F_j^q + F_j^e = F_j^f \quad (7)$$

其中  $F_j^q$ 、 $F_j^e$  和  $F_j^f$  分别是惯性力阵、弹性力阵和外力阵.

将梁的各个单元进行组集,得到梁的动力学方程:

$$M \ddot{q} + F^q + F^e = F^f \quad (8)$$

对于恒张力系统,张力索一端固定,另一端通过定滑轮施加恒张力,所以在索道与定滑轮,动滑轮与索道之间有接触力存在,本文采用 Hertz 接触理论建立接触力模型

$$f^e = f_n^e n + f_\tau^e \tau \quad (9)$$

其中  $n$  和  $\tau$  是接触点处法向和切向单位向量,  $f_n^e$  [12] 和  $f_\tau^e$  [13] 分别是法向接触力和切向接触力大小.

$$f_n^e = k \delta^m + c_{\max} \text{step}(\delta, 0, 0, d, 1) \dot{\delta} \quad (10)$$

$$f_\tau^e = \mu(v_r) f_n^e \quad (11)$$

其中  $\delta$  为穿透深度,  $k$  为接触刚度,  $m$  为指数,  $c_{\max}$  为最大阻尼系数,  $d$  为阻尼力系数达到最大值时的穿透深度,  $\text{step}$  为阶跃函数;  $\mu(v_r)$  为与相对速度  $v_r$  有关的摩擦系数.

## 1.2 船舶动力学建模

船舶在海中航行时,会受到多种载荷的影响,例如波浪载荷、风载等,研究船舶在海上的运动时,一般把船作为刚体建模,将其推进力、流体阻力等作为外力施加,对于一个六自由度船,基于牛顿-欧拉方法,可以得出其动力学方程

$$\begin{pmatrix} m & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & J' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \ddot{\boldsymbol{\omega}}' \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\omega}' J \boldsymbol{\omega}' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{M}_T \end{pmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{F} = (F_p - F_H \quad F_T - F_D \quad F_g - F_f)^T \quad (13)$$

$$\mathbf{M}_T = (M_{f_x} - M_{D_x} \quad M_{f_y} - M_{D_y} \quad M_R - M_{D_z})^T \quad (14)$$

其中,  $\mathbf{r}$  为位置坐标,  $\boldsymbol{\omega}'$  为相对连体坐标系的角速度,  $\mathbf{m} = \text{diag}(m, m, m)$ ,  $\mathbf{J}' = \text{diag}(J_{xx}, J_{yy}, J_{zz})$ ,  $F_p$

为螺旋桨推动力,  $F_H$  为流体黏性阻力,  $F_T$  为船舶侧推器侧推力,  $F_D$  为环境干扰力,包括风力、流力等,  $F_g$  为重力,  $F_f$  为浮力;  $M_{f_x}$  与  $M_{f_y}$  为船舶横摇与纵摇浮力矩,  $M_R$  为船舵回转方向力矩,  $M_{D_x}$ 、 $M_{D_y}$ 、 $M_{D_z}$  为横摇、纵摇回转方向环境干扰力矩.

为方程表述更加简洁,方程(12)可以改写为矩阵式

$$\mathbf{Z}_i \ddot{\mathbf{q}}_i = \mathbf{z}_i \quad (15)$$

其中  $\mathbf{q}_i$ 、 $\mathbf{Z}_i$  和  $\mathbf{z}_i$  为广义坐标阵、广义质量阵和力阵.

## 1.3 系统多体动力学模型

将补给船、接收船、集装箱、索( $B_1 - B_4$ )的系统动力学方程以及约束方程  $\Phi(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$  进行组集,可以写出增广型动力学方程 [14]

$$\begin{pmatrix} \mathbf{Z} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\sigma} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\theta} \\ \boldsymbol{\eta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{z} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \quad (16)$$

其中,  $\mathbf{q} = (q_1^T q_2^T q_3^T q_4^T)^T$ ,  $\mathbf{Z} = \text{diag}(\mathbf{Z}_1, \mathbf{Z}_2, \mathbf{Z}_3, \mathbf{Z}_4)$ ,  $\mathbf{z} = (z_1^T z_2^T z_3^T z_4^T)^T$ ,  $\Phi_q$  为约束方程雅各比矩阵,  $\boldsymbol{\sigma}$  为拉格朗日乘子,  $\boldsymbol{\eta}$  为加速度约束方程右项.

## 2 数值仿真分析

### 2.1 恒张力索模型简化与仿真

高架索是一个复杂的系统,在力学建模中,需要考虑模型的准确性与计算的高效性.基于几何精确梁的理论可以准确建立恒张力索模型,但是在实际中,相比于货物的质量,索道的质量很小,所以可以忽略其质量与惯量,只考虑轴向方向张力.由于索道为张紧力恒定的变长度柔索,可以近似地认为货物受到恒定的方向变化的张力,根据货物与发送柱和接收柱之间的相对位置来判断载荷所受到索道的张力方向,将其作为外力施加到动力学方程中.如图4所示,以平面运动为例,转运集装箱的动力学方程可以给出

$$\begin{pmatrix} m & & & \\ & m & & \\ & & J_{zz} & \\ & & & \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \cos \alpha - T \cos \beta \\ T \sin \alpha + T \sin \beta - G \\ Th_c [\cos(\beta + \varphi) - \cos(\alpha - \varphi)] \end{pmatrix} \quad (17)$$

其中

$$\alpha = \arctan [(-y - h_c \cos \varphi) / (x + h_c \sin \varphi)]$$

$$\beta = \arctan [(-y - h_c \cos \varphi) / (l - x -$$

$$h_c \sin \varphi] \quad (18)$$

如图4所示,该恒张力索道跨度为5m,索道直径为28mm,材料为钢,货物重为1000kg,索道左端固定右端施加恒张力,大小为40kN.采用几何精确梁模型,划分了50个单元进行仿真计算,然后将几何精确梁模型与理想索模型计算结果进行比较.如图5所示,理想索模型与恒张力索模型计算结果吻合良好.几何精确梁模型用时631s,而理想索模型5s,说明在恒张力条件下,若货物质量远大于索道质量,则采用理想索模型可以在保证精度的情况下大幅度提高计算效率.

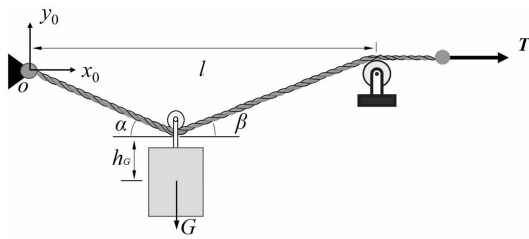


图4 恒张力索  
Fig.4 Constant tension cable

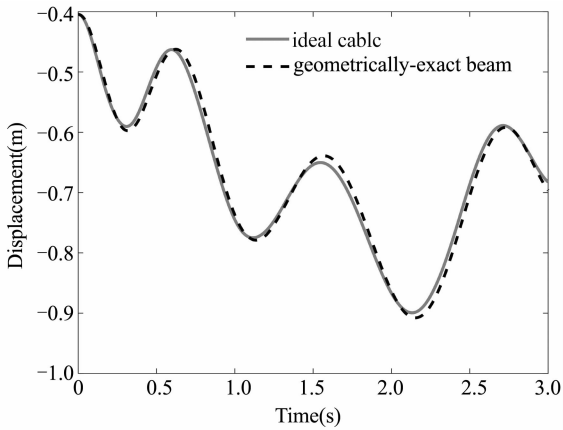


图5 载荷竖直方向位移  
Fig.5 Vertical displacement of load

## 2.2 输运过程仿真

在实际作业时,为了保证安全,一般不会在风力较大时补给,所以忽略风力对补给过程的影响,主要关注舰船在海浪作用下的运动.基于以上理论,两船在恒定航速与海况条件下,根据船舶实验得出升沉与横摇运动的有义值和周期,将升沉与横摇运动简化为周期运动,建立其升沉与横摇运动学模型

$$\theta_y = \lambda_{\theta_y} \sin(\omega_{\theta_y} t) \quad (19)$$

$$D_z = \lambda_z \sin(\omega_z t) \quad (20)$$

其中,  $\lambda_z$  和  $\lambda_{\theta_y}$  为升沉与横摇方向有义值,  $\omega_z$  和  $\omega_{\theta_y}$  为升沉与横摇周期运动频率. 随后将该方程作为运

动学约束方程加入船舶动力学方程中. 本文给出了5种船舶运动条件,详细参数如表1所示.

表1 船舶运动参数  
Table 1 Ship motion parameters

Ship motion class	$\lambda_z/m$ (supply ship)	$\lambda_{\theta_y}/(^{\circ})$ (supply ship)	$\lambda_z/m$ (receive ship)	$\lambda_{\theta_y}/(^{\circ})$ (receive ship)
1	0.17	0.204	0.22	0.368
2	0.63	0.384	0.56	0.639
3	0.88	0.881	0.86	1.432
4	1.13	1.268	1.12	2.138
5	1.6	2.899	1.65	4.467

基于1.2节的理想索模型与2.2节的船舶运动学模型,本节将分析船舶运动、补给距离、张紧力对货物集装箱转运过程的影响.

如图2所示,接收船质量为5e6kg,发送船为1e7kg,货物质量为2000kg,  $h_r$  为5.2m,  $h_s$  为4.8m. 货物为传送速度为1m/s,在距离接收柱2m时视为接收完成. 货物成功转运的条件为在上舰后,货物底部不会碰到甲板,而滑轮到转运集装箱底部为2.7m,为此滑轮距离接收船甲板的距离  $h_d$  应大3m. 该指标可以判断货物是否安全上舰,故须对其时间历程进行分析. 接收柱到接收船舷侧的甲板长度为15m,当转运集装箱在距离接收柱15m时认为货物已上舰.

如图6所示,在补给距离60m,张紧力80kN时,货物在45s后上舰,随着船舶运动等级增加,货物到甲板平面的距离  $h_d$  的最小值越小. 此外,在等级5时,上舰后  $h_d$  最小值小于3m,货物有触碰甲板的风险,说明在船舶运动达到五级时,无法正常补给作业.

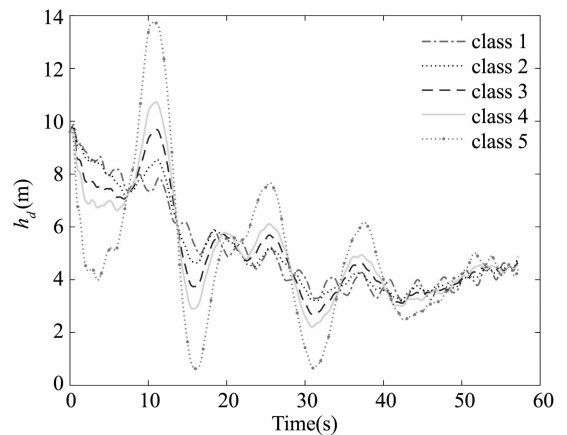


图6 不同船舶运动下滑轮到甲板平面距离-时间曲线  
Fig.6  $h_d$  - time curve under different ship motions

图7给出了在船舶运动等级4,张紧力80kN时,不同补给距离下滑轮到甲板平面距离 $h_d$ 时间历程.如图所示,补给距离不同时,上舰与补给时间不同.但是在补给距离达到70m时,货物上舰后滑轮距离甲板的距离 $h_d$ 最小值小于3m,无法安全补给.在实际作业中,两船需要保持一定的安全距离,但是距离过大也会导致转运集装箱无法安全上舰.

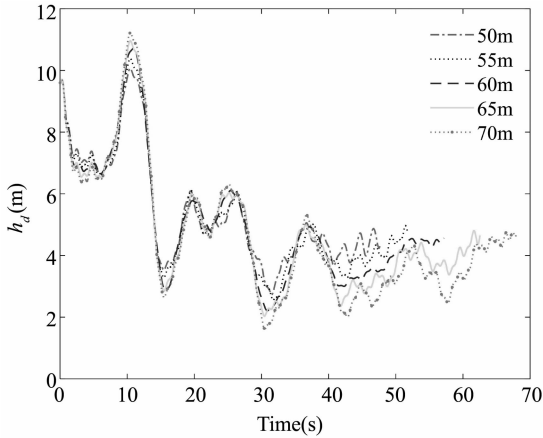


图7 不同站距下滑轮到甲板平面距离-时间曲线  
Fig. 7  $h_d$ -time curve at different distances

图8为船舶运动等级4,补给距离70m的情况下,不同张紧力下补给过程.可以看出,在张紧力较小(60kN、70kN)时,其相对于甲板平面的最小距离接近于0,甚至小于0,说明此时极易触碰甲板.工程中一般张紧力为货物重力的4~5倍,所以该工况最小张紧力不建议低于80kN,计算也验证了工程参数的合理性.但上舰后 $h_d$ 最小值都小于3m,且100kN与90kN的 $h_d$ 值变化比较接近,说明船舶运动剧烈且距离大时,只提高张紧力已无法保证转运安全性.

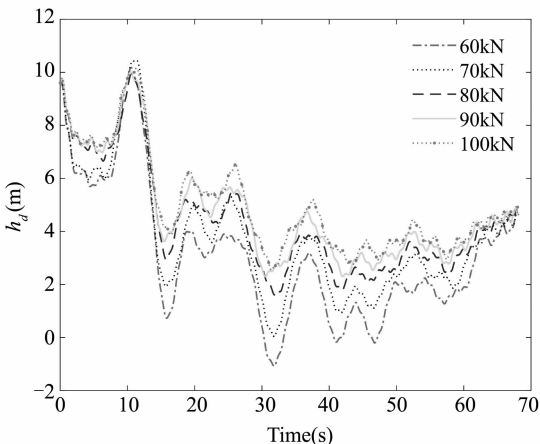


图8 不同张紧力下滑轮到甲板平面距离-时间曲线  
Fig. 8  $h_d$ -time curve under different tension

转运安全的评判除了上舰是否触碰甲板,还需要关注货物是否落水,如果是转运伤员,则应尽量避免被海浪冲击,所以需要关注滑轮到水线的最小距离.图9横坐标1到5分别代表船舶运动等级1到5、距离50m到80m、张紧力60kN到100kN的5种不同工况,纵坐标表示不同工况下 $h_w$ 的最小值.可以看出,船舶运动等级增大、距离增大均会造成 $h_w$ 最小值减小,但均大于9m;张紧力过小时,距离小于9m,更容易被海浪冲击.说明张紧力对货物转运时离水面保持安全距离影响较大.

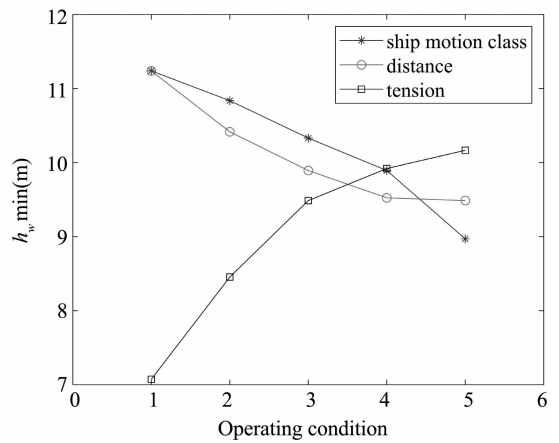


图9 不同工况下滑轮到水线最小距离  
Fig. 9 Minimum  $h_w$  under different operating conditions

转运对象如果是人,除了关注上舰是否触碰甲板,还需要关注转运过程是否平稳,所以还需要研究在转运过程中竖直方向速度.图10横坐标1到5分别代表海况1到5、距离50m到80m、张紧力60kN到100kN的5种不同工况;纵坐标表示不同工况转运货物的竖直方向最大速度.由图9结果分析可知:

(1)随着船舶运动等级增加,最大速度也明显增大,所以海况恶劣时货物竖直方向振动速度很大,不利于转运;

(2)而随着转运距离的增大,最大速度先减小后增大,说明过长或过短的转运距离都不利于平稳转运;

(3)张紧力对于最大速度影响不明显,说明相比滑轮与到甲板以及水线的距离,张紧力对于货物的速度影响较小.

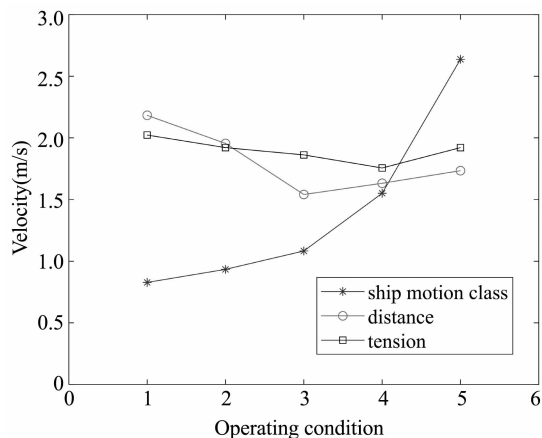


图10 不同工况下竖直方向最大速度

Fig. 10 Maximum vertical velocity under different operating conditions

### 3 结论

海上横向补给是海上补给的重要方式,传统方法无法高效模拟横向补给的动力学过程,需要针对该构型提出一种高效的仿真方法. 本文针对恒张力索道,基于几何精确梁理论,建立了柔索的动力学模型;采用 Hertz 接触理论,建立了载荷与索道接触模型. 根据刚体动力学建立了舰船在复杂海况中的动力学模型,基于以上研究建立了横向补给系统多体动力学模型. 由于载荷质量远大于索道质量,所以忽略索道重力与惯性力效应,只保留其力效应. 因此采用一种理想索简化的力元模型,并通过算例验证该简化模型的正确性和计算的高效性. 利用简化的理想索模型与船舶在恒定海况下的运动模型,对横向补给全过程进行了数值仿真,分析船舶运动、转运距离以及张紧力对转运过程的影响. 结果表明,船舶运动剧烈、转运距离大与张紧力过小时,货物更容易碰到船甲板,无法保证安全转运. 对于滑轮到水线的最小距离,各个因素均有影响,但是张紧力对于滑轮到水线最小距离影响最为显著,张紧力过小容易造成货物落水. 并且船舶运动越剧烈,货物转运过程中竖直方向最大速度越大,而转运距离越长,最大速度先减小后增大,张紧力对于最大速度影响不明显,因此应避免在恶劣海况与过长或过短的转运距离下作业. 本文提出一种针对恒张力索的简化方法,保证精度的前提下可以大幅提高仿真效率,该方法对研究海上横向补给过程具有重要的参考价值.

### 参 考 文 献

- 1 王利伟,韩霖. 浅述国外海军海上补给技术现状及发展趋势. 上海船舶运输科学研究所学报, 2016, 39(2): 77~80,84 (Wang L W, Han L. A review of underway replenishment technology of navies abroad: situation and development tool. *Journal of Shanghai Scientific Research Institute of Shipping*, 2016, 39(2): 77~80,84 (in Chinese))
- 2 何学军,张良欣,任爱娣. 横向补给高架索系统非平面振动数值研究. 兵工学报, 2010, 31(10): 1403~1408 (He X J, Zhang L X, Ren A D. Numerical analysis on non-planar vibration of the highline System for alongside replenishment. *Acta Armamentarii*, 2010, 31(10): 1403~1408(in Chinese))
- 3 张良欣,何学军,任爱娣. 横向补给系统高架索横向振动研究. 应用基础与工程科学学报, 2010, 18(3): 523~529 (Zhang L X, He X J, Ren A D. Transverse vibration of highline cable of alongside replenishment system. *Journal of Basic Science and Engineering*, 2010, 18(03): 523~529(in Chinese))
- 4 李楠,韦灼彬,何学军,等. 海上补给高架索多柔体动力学模型. 海军工程大学学报, 2018, 30(1): 22~27 (Li N, Wei Z B, He X J, et al. Research on multi-flexible dynamic model of highline cable of alongside replenishment at sea. *Journal of Naval University of Engineering*, 2018, 30(1): 22~27(in Chinese))
- 5 张大朋,朱克强,白勇,等. 海上横向补给高架索系统动力学响应研究. 船舶工程, 2017, 39(1): 59~63,81 (Zhang D P, Zhu K Q, Bai Y, et al. Dynamic analysis of marine alongside replenishment for highline cable system. *Ship Engineering*, 2017, 39(1): 59~63,81 (in Chinese))
- 6 赵伟,王岩. 海上航行横向干货补给系统仿真. 船舶工程, 2015, 37(S1): 110~112,116 (Zhao W, Wang Y. Simulation of alongside solid cargo underway replenishment system at sea. *Ship Engineering*, 2015, 37(S1): 110~112,116(in Chinese))
- 7 陈宇,张良欣,王晓林. 基于 ADAMS 的通索法横向干货补给系统索道动力学分析. 装备制造技术, 2012(12): 49~51,77 (Chen Y, Zhang L X, Wang X L. Dynamic analysis of cables of house falling alongside replenishment for solid cargo. *Equipment Manufacturing Technology*, 2012(12): 49~51,77(in Chinese))

- 8 薛红军, 彭杉, 吴华强. 海上航行横向补给高架索道动态特性分析研究. 机电设备, 2009, 26(2): 1~4 (Xue H J, Peng S, Wu H Q. Analytic study on the dynamic characteristic of highline system. *Mechanical and Electrical Equipment*, 2009, 26(2): 1~4(in Chinese))
- 9 Fu M, Wang S, Wang Y. Alongside replenishment tracking control of the supply ship under the influence of the highline cable tension. The 36th Chinese Control Conference, 2017
- 10 田强, 刘铖, 李培, 等. 多柔体系统动力学研究进展与挑战. 动力学与控制学报, 2017, 15(5): 385~405 (Tian Q, Liu C, Li P, et al. Advances and challenges in dynamics of flexible multibody systems. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(5): 385~405 (in Chinese))
- 11 Ren H, Fan W, Zhu W D. An accurate and robust geometrically exact curved beam formulation for multibody dynamic analysis. *Journal of Vibration & Acoustics Transactions of the ASME*, 2018, 140(1): 011012
- 12 Sapietová, Alžbeta, Novák P, et al. Analysis of impact force in tensioning mechanism in MSC. ADAMS with consideration of rigid and flexible bodies. *Applied Mechanics & Materials*, 2015, 816: 165~173
- 13 Pennestrì E, Rossi V, Salvini P, et al. Review and comparison of dry friction force models. *Nonlinear Dynamics*, 2016, 83(4): 1785~1801
- 14 洪嘉振. 计算多体系统动力学. 北京: 高等教育出版社, 1999 (Hong J Z. Computational dynamics of multibody systems. Beijing: Higher Education Press, 1999 (in Chinese))

## MULTIBODY DYNAMICS MODELING AND SIMULATION ANALYSIS OF OFFSHORE ALONGSIDE REPLENISHMENT SYSTEM\*

Gao Yiming Ma Ziqi Liu Zhuyong<sup>†</sup> Wang Jianyao

(School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, Shanghai 200240, China)

**Abstract** Currently, offshore alongside replenishment is the main mode of ship replenishment, which operates by transporting goods via constant tension highline cables erected between receive and supply vessels. In this paper, a dynamic model of offshore alongside replenishment is established based on multibody dynamics theory. The system consists of ships, cargo, pulleys and highline cable. Rigid body assumption is adopted for ships, cargo and pulleys. The highline cable is modeled using the geometrically accurate beam theory. A contact model between pulley and highline cable is established based on Hertz theory. In order to improve calculation efficiency, a simplified force element model is proposed according to characteristics of constant tension cable, and its accuracy is verified by comparison with the exact model. The dynamic simulation of whole replenishment operation under complex sea conditions is carried out by using the simplified model, and the effects of ship motion, replenishment distance and tension on the transporting process are analyzed. The results show that safe operation can not be guaranteed under harsh sea conditions, long replenishment distance or too small tension.

**Key words** Alongside replenishment, highline cable, large deformed beam, multibody dynamics, simulation analysis

Received 5 November 2021, Revised 14 December 2021.

\* The project supported by the Natural Science Foundation of China(11772188)

<sup>†</sup> Corresponding author E-mail: zhuyongliu@sjtu.edu.cn