

船用起重机多绳减摇系统的非线性稳定控制

赵庭祺¹ 程宏宇² 孙茂凯¹ 王生海^{1*} 王浩然¹ 陈海泉¹

1.大连海事大学轮机工程学院,大连,116026

2.中国航发沈阳黎明航空发动机有限责任公司,沈阳,110043

摘要:为提高船用起重机机械式减摇控制算法的鲁棒性,并避免多绳减摇系统的减摇索与主吊索之间无效的同步运动导致的减摇索过载,设计了带有改进趋近律的快速终端滑模非线性减摇控制器(FTSMASC-IRL)和模糊自适应滑模同步控制器(FASMSC)。仿真实验表明,FTSMASC-IRL 的吊重摆角减小 80%,优于恒张力控制器的吊重摆角减幅 70%;相对于传统的增广 PD 控制器,FASMSC 的误差控制性能至少提高 75%。

关键词:非线性减摇控制器;同步控制器;多绳减摇系统;船用起重机

中图分类号:U664

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.07.011

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Nonlinear Stability Control of Multi-cable Anti-sway Systems for Marine Cranes

ZHAO Tingqi¹ CHENG Hongyu² SUN Maokai¹ WANG Shenghai^{1*}
WANG Haoran¹ CHEN Haiquan¹

1.College of Marine Engineering,Dalian Maritime University,Dalian,Liaoning,116026

2.AECC Shenyang Liming Aero-Engine Co.,Ltd.,Shenyang,110043

Abstract: In order to improve the robustness of mechanical anti-sway control algorithms for marine cranes, and avoid the overload of anti-sway cables caused by the ineffective synchronization motions between anti-sway cables and main hoisting cable in multi-cable anti-sway systems, a fast terminal sliding mode nonlinear anti-sway controller with improved reaching law (FTSMASC-IRL) and a fuzzy adaptive sliding mode synchronization controller (FASMSC) were developed. The results of simulation experiments show that, FTSMASC-IRL reduces the payload swing angles by 80%, while the constant tension controller reduces the payload swing angles by 70%. Compared to the traditional augmented PD controller (APDC), FASMSC improves the performance in error control over 75%.

Key words: nonlinear anti-sway controller; synchronization controller; multi-cable anti-sway system; marine crane

0 引言

船用起重机是船舶高效装卸和转运货物的重要工具。由于工作环境的特殊性,相对于陆地起重机,船用起重机承受的外部激励更加复杂,因此吊重摆动的抑制更加困难。目前,减摇方式分为电子式减摇和机械式减摇^[1]。电子式减摇通常采用多种传感器、执行器、外加电源来达到减摇的效果,而不改变船用起重机的机械结构^[2-4]。电子式减摇的功率配置要求较高,不适用于现有船用起重机。机械式减摇通过改变船用起重机的机械结构来达到减摇的目的。SUN 等^[5]引入多绳减摇系统(MCAS)来改善船用起重机的动态性能,但使用的是传统的恒张力控制器。机械式减摇的

现有研究集中于结构的安装与布置^[6-9],对控制算法的研究较少。

船用起重机采用多绳减摇系统时,如果不能有效控制主吊索与减摇索的同步运动,容易使减摇索拉偏、主吊索松动,造成减摇索过载甚至断裂,严重影响船用起重机的正常操作。

绳驱并联机器人(cable-driven parallel robot, CDPR)具有多个运动自由度并能在大工作空间内实现高速运动^[10-12]。ETIENNE 等^[13]研究的绳索驱动并联起重机不仅降低了起重机的重量和惯性,而且没有寄生倾斜。LYU 等^[14]设计出一种具有抗摆动特性的六自由度绳驱并联机器人。TEMPEL 等^[15]建立了带有细长杆结构的多绳索系统动力学模型。AMARE 等^[16]在多绳索系统的动力学模型中引入极小值优化算法,有效求解了索张力和索长度的优化问题。HAMANN

收稿日期:2024-02-08

基金项目:国家自然科学基金(52101396);国家重点研发计划(2022YFB4300802)

等^[17]提出一种用于三自由度可重构绳索并联机器人的几何参数辨识模型驱动方法。上述研究集中于陆地式多绳索机械设备,对船舶多绳索机械设备上的 CDPR 研究较少。

机械式减摇的控制通常为线性控制。采用多绳减摇系统的船用起重机会保证主吊索与减摇索在减摇过程中同步运动,因此开发非线性减摇控制器来实现主吊索与减摇索的同步运动十分必要。本文首先建立海洋环境下船用起重机的刚柔耦合模型,然后设计出带有改进趋近律的快速终端滑模非线性减摇控制器(fast terminal sliding mode nonlinear anti-sway controller with improved reaching law, FTSMASC-IRL)和模糊自适应滑模同步控制器(fuzzy adaptive sliding mode synchronization controller, FASMSC)。仿真试验证明,FTSMASC-IRL 可显著减小吊重的摆动并提高机械式减摇控制算法的鲁棒性,FASMSC 可实现主吊索与减摇索的同步运动,避免主吊索松动导致的减摇索过载甚至断裂。

1 配备多绳减摇系统的船用起重机模型

1.1 运动学模型

图 1 中, $O_0X_0Y_0Z_0$ 为惯性坐标系, $O_1X_1Y_1Z_1$ 为受到外部激励后的船舶坐标系, $O_2X_2Y_2Z_2$ 为船用起重机坐标系, $O_2'X_2'Y_2'Z_2'$ 为执行回转作业后的船用起重机坐标系。设定船用起重机先横摇再纵摇;起重机的吊重先在 $O_2Y_2Z_2$ 面内摆动(产生的摆角为面内角 θ_1),再在 $O_2X_2Z_2$ 面内摆动(产生的摆角为面外角 θ_2)。H 点为变幅转动轴心,K 为减摇臂与主吊臂的交点,M、N、S 为减摇臂与减摇索的交点,减摇臂与主吊臂相互垂直。D 点为吊臂头点,P 点为吊重点,本文忽略绳索的弹性和质量,并将吊重设为质量为 m 的质点。3 根减摇索和主吊索共同组成船用起重机的多绳减摇系统。

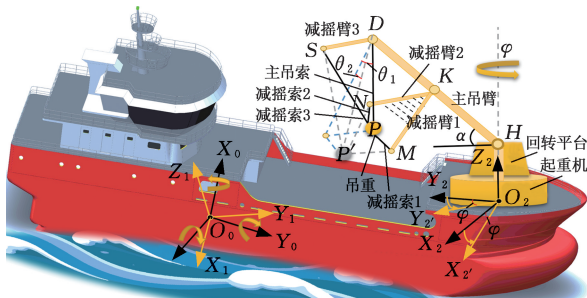


图 1 配备多绳减摇系统的船用起重机模型
Fig.1 Marine crane model with multi-cable anti-sway system

在船用起重机坐标系中,P 点的位置矢量为

$$P = [X_D + l \sin \theta_2 \quad Y_D + l \cos \theta_2 \sin \theta_1 \quad Z_D - l \cos \theta_2 \cos \theta_1]^T \quad (1)$$

式中: l 为主吊索的长度。

同理,得到点 D、M、N、S 的位置矢量:

$$D = [0 \quad L_{HD} \cos \alpha \quad L_{OH} + L_{HD} \sin \alpha]^T \quad (2)$$

$$M = [L_{KM} \sin \beta \quad L_{HK} \cos \alpha + L_{KM} \cos \beta \quad L_{OH} + L_{HK} \sin \alpha]^T \quad (3)$$

$$N = [-L_{KN} \sin \beta \quad L_{HK} \cos \alpha + L_{KN} \cos \beta \quad L_{OH} + L_{HK} \sin \alpha]^T \quad (4)$$

$$S = [0 \quad L_{HS} \cos \alpha \quad L_{OH} + L_{HS} \sin \alpha]^T \quad (5)$$

其中, L 表示两点的间距, L 的下标为间距对应的两点。减摇索的长度矢量为

$$q = [q_1 \quad q_2 \quad q_3]^T = q_0 + N' \psi = [q_{1,0} \quad q_{2,0} \quad q_{3,0}]^T + \text{diag}(n_1, n_2, n_3) [\psi_1 \quad \psi_2 \quad \psi_3]^T \quad (6)$$

式中: q_0 为减摇索的初始长度; $q_{1,0}$ 、 $q_{2,0}$ 、 $q_{3,0}$ 分别为减摇索 1~3 的初始长度; q_1 、 q_2 、 q_3 分别为减摇索 1~3 在绞车转动后的长度; ψ 为绞车的转动矢量; ψ_1 、 ψ_2 、 ψ_3 分别为与减摇索 1~3 的转动量; N' 为绞车的传动比矩阵; n_1 、 n_2 、 n_3 分别为与减摇索 1~3 的传动比。

减摇索跟随主吊索同步运动时,减摇索的期望长度为

$$|q_{id}| = \sqrt{(X_i - X_P)^2 + (Y_i - Y_P)^2 + (Z_i - Z_P)^2} \quad (7)$$

式中: (X_i, Y_i, Z_i) 、 (X_P, Y_P, Z_P) 分别为点 i 和点 P 的坐标, $i = M, N, S$ 。

对式(7)进行一次微分,得到减摇索的期望速度:

$$\dot{q}_d = [\dot{q}_{1d} \quad \dot{q}_{2d} \quad \dot{q}_{3d}]^T = J^T \dot{P} \quad (8)$$

式中: J 为雅可比矩阵; \dot{P} 为点 P 的速度。

1.2 动力学建模

多绳系统动力学分析如图 2 所示,其中, F_1 、 F_2 、 F_3 分别为减摇索 1~3 的张力, F_R 为主吊索的张力, G 为吊重的重力。为防止 3 根减摇索过载,设定主吊索承受吊重的 90% 力,减摇索系统承担吊重的 10%,因此引入比例系数 K_p (本文设为 0.1)。

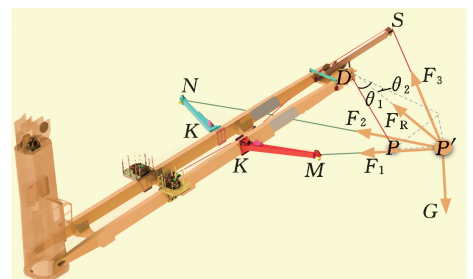


图 2 多绳系统动力学分析
Fig.2 Dynamic analysis of multi-cable system

吊重的动能为

$$E_k = m\dot{\mathbf{P}}^T \dot{\mathbf{P}}/2 = m\dot{Z}_p^2/2 \quad (9)$$

吊重的势能为

$$E_p = mgZ_p \quad (10)$$

结合式(9)、式(10)及拉格朗日函数可得

$$L = E_k - E_p = m\dot{Z}_p^2/2 - mgZ_p \quad (11)$$

拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{P}}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{P}} = \mathbf{Q}_i \quad (12)$$

式中： \mathbf{Q}_i 为对应于位置矢量 \mathbf{P} 的广义力。

将式(11)代入式(12)，得到未包含绞车的减摇索动力学模型：

$$K_p(m\ddot{\mathbf{P}} + \mathbf{G}) = \mathbf{J}^T \mathbf{T} \quad (13)$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1X} - F_{2X} - F_{3X} \\ F_{3Y} - F_{1Y} - F_{2Y} \\ F_{3Z} - F_{1Z} - F_{2Z} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中： $\ddot{\mathbf{P}}$ 为吊重的加速度。

带有绞车的减摇索动力学为

$$\mathbf{I}_{mt} \ddot{\boldsymbol{\psi}} + \mathbf{F}_{vt} \dot{\boldsymbol{\psi}} + \mathbf{N}' \mathbf{T} = \mathbf{u} \quad (15)$$

式中： \mathbf{I}_{mt} 、 \mathbf{F}_{vt} 、 \mathbf{u} 分别为绞车的惯性矩阵、黏滞摩擦系数矩阵和驱动力矩。

结合式(6)、式(15)，重新定义带有绞车的减摇索动力学模型：

$$\begin{aligned} \mathbf{I}_m \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{N}' \mathbf{T} &= \mathbf{I}_{mt} (\mathbf{N}')^{-1} \ddot{\mathbf{q}} + \\ \mathbf{F}_{vt} (\mathbf{N}')^{-1} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{N}' \mathbf{T} &= \mathbf{u} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\mathbf{I}_m = \mathbf{I}_{mt} (\mathbf{N}')^{-1} \quad \mathbf{F}_v = \mathbf{F}_{vt} (\mathbf{N}')^{-1}$$

式中： $\dot{\mathbf{q}}$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}$ 分别为减摇索的实际速度和实际加速度。

结合式(13)、式(16)易得带有绞车的减摇索动力学模型：

$$\mathbf{N} (\mathbf{J}^T)^{-1} K_p (\mathbf{M} \ddot{\mathbf{P}} + \mathbf{G}) + \mathbf{I}_m \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{u} \quad (17)$$

主吊索受力 \mathbf{F}_R 在 X_2 、 Y_2 、 Z_2 方向的分量为

$$\left. \begin{aligned} F_{RX} &= |\mathbf{F}_R| \sin \theta_2 \\ F_{RY} &= |\mathbf{F}_R| \cos \theta_2 \sin \theta_1 \\ F_{RZ} &= |\mathbf{F}_R| \cos \theta_2 \cos \theta_1 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

由牛顿第二定律可得

$$m\ddot{X}_p = F_{1X} - F_{2X} - F_{3X} - F_{RX} \quad (19)$$

$$m\ddot{Y}_p = F_{3Y} - F_{1Y} - F_{2Y} - F_{RY} \quad (20)$$

$$m\ddot{Z}_p = F_{RZ} + F_{3Z} - F_{1Z} - F_{2Z} - mg \quad (21)$$

式中： \ddot{X}_p 、 \ddot{Y}_p 、 \ddot{Z}_p 分别为吊重在 X_2 、 Y_2 、 Z_2 方向的加速度。

对式(1)进行两次微分可得

$$\ddot{X}_p = l\ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - l\dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_p &= l(\ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 - 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2) \cos \theta_1 - \\ &l[(\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) \cos \theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2] \sin \theta_1 - \\ &(\ddot{\alpha} \sin \alpha + \dot{\alpha}^2 \cos \alpha) L_{HD} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_p &= l \cos \theta_1 \cos \theta_2 (\ddot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) + l\ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \\ &l\ddot{\theta}_2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 - 2l\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 - \\ &L_{HD} \ddot{\alpha}^2 \sin \alpha + L_{HD} \dot{\alpha} \ddot{\alpha} \cos \alpha \end{aligned} \quad (24)$$

将式(14)、式(18)、式(22) ~ 式(24)代入式(19) ~ 式(21)，可得角加速度：

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_1 &= \{ \sin \theta_2 \tan \theta_2 [F_X \cos \theta_1 - \sin \theta_1 (F_Z - mg)] + \\ &\cos \theta_2 [F_X \cos \alpha + \sin \theta_1 (mg - F_Z)] + \\ &ml\dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 \cos^2 \theta_2 (\cos \theta_1 + \cos \theta_2) + \\ &\sin \theta_1 (\cos \theta_1 + \cos \alpha) (F_Y \sin \theta_2 - ml\dot{\theta}_2^2) + \\ &ml\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 [\sin 2\theta_2 (\cos \theta_1 \cos \alpha - \sin^2 \theta_1) + 2\sin^2 \theta_2 \tan \theta_2] / \\ &[ml(\cos^2 \theta_1 \sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1 \cos 2\theta_2 + \cos \theta_1 \cos^2 \theta_2 \cos \alpha)] \} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2 &= (2 \sec \theta_2 \{ \cos \theta_1 [F_Y \cos \alpha - \tan \theta_2 (F_Z - mg)] - \\ &\sin \theta_1 (F_X \tan \theta_2 - F_Y \sin \theta_1) \} - 2ml\dot{\theta}_1^2 \tan \theta_2 + \\ &ml\dot{\theta}_2^2 \tan \theta_2 (2 \cos \theta_1 \cos \alpha + \cos 2\theta_1 - 3)) / \\ &[ml(2 \cos \theta_1 \cos \alpha + \cos 2\theta_1 + 2 \sec \theta_2 - 3)] \end{aligned} \quad (26)$$

2 控制策略

船用起重机只受外部激励或执行回转作业时，主吊索长度一般不变化，减摇索不需要跟随主吊索动作，此时不需要考虑减摇索与主吊索的同步运动，只需要对吊重的摆动进行抑制，因此 FASMASC 不工作，只需 FTSMASC-IRL 工作。

船用起重机执行起升和变幅作业时，主吊索长度变化，减摇索需跟随主吊索同步运动，否则易造成主吊索松绳，导致减摇索拉偏甚至被拉断。这个过程中，通常先用 FASMASC 控制减摇索与主吊索的同步运动，再用 FTSMASC-IRL 抑制吊重的摆动。

2.1 减摇控制器设计

滑模控制具有较强的鲁棒性和克服系统不确定性的能力，可有效抑制吊重的摆动。快速终端滑模能保证系统在有限时间内达到稳定状态。由于传统的指数趋近律易在原点产生抖振，因此需对趋近律进行改进，提出了采用改进趋近律的快速终端滑模非线性减摇控制器，如图 3 所示，图

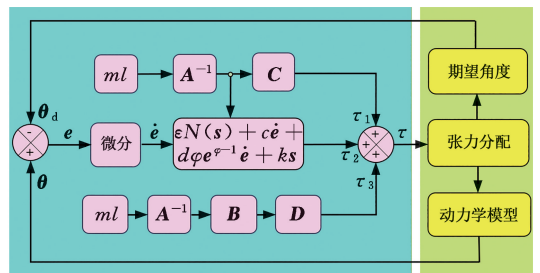


图 3 减摇控制器框图

Fig.3 Diagram of the anti-sway controller

中, $\mathbf{A} \sim \mathbf{D}$ 为包含 θ_1 和 θ_2 的矩阵, τ_1, τ_2, τ_3 为减摇控制器输出的力矩 $\boldsymbol{\tau}$ 的分量。

定义终端滑模面函数:

$$\mathbf{s} = [s_1 \quad s_2]^T = \mathbf{c}\mathbf{e} + d\mathbf{e}^\varphi + \dot{\mathbf{e}} \quad (27)$$

$$\mathbf{e} = \boldsymbol{\theta}_d - \boldsymbol{\theta} = [0 \quad 0]^T - [\theta_1 \quad \theta_2]^T \quad (28)$$

式中: \mathbf{e} 为摆角误差; $\dot{\mathbf{e}}$ 为摆角误差对时间的导数; c, d, φ 为增益系数, $c > 0, d > 0, 1/3 < \varphi < 1$; $\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{\theta}_d$ 分别为吊重实际的摆角和期望的摆角。

滑模控制器的设计包括滑模面的选取和趋近律的选择。传统的滑模趋近律通常指数趋近律:

$$\dot{\mathbf{s}} = -\varepsilon \operatorname{sgn} \mathbf{s} - k\mathbf{s} \quad (29)$$

$$\operatorname{sgn} \mathbf{s} = \begin{cases} [1 \quad 1]^T & s_1, s_2 > 0 \\ [0 \quad 0]^T & s_1, s_2 = 0 \\ [-1 \quad -1]^T & s_1, s_2 < 0 \end{cases}$$

式中: $\dot{\mathbf{s}}$ 为滑模面 \mathbf{s} 对时间的导数; ε, k 为增益系数, $\varepsilon > 0, k > 0$ 。

由于指数趋近律易使系统在原点产生抖振, 因此需要对其进行优化, 优化后的趋近律为

$$\dot{\mathbf{s}} = -\varepsilon \hat{\mathbf{s}} N(\mathbf{s}) - k\mathbf{s} \quad (30)$$

$$\hat{\mathbf{s}} = \mathbf{s}^T \mathbf{s}$$

$$N(\mathbf{s}) = \begin{cases} [1 \quad 1]^T & s_1, s_2 > c \\ c\mathbf{s} & -c < s_1, s_2 < c \\ [-1 \quad -1]^T & s_1, s_2 < -c \end{cases}$$

对式(27)求一次微分可得

$$\dot{\mathbf{s}} = \dot{\mathbf{e}} + c\dot{\mathbf{e}} + d\varphi e^{\varphi-1} \dot{\mathbf{e}} \quad (31)$$

系统状态接近平衡点时, 收敛时间主要由 $\dot{\mathbf{e}} = -c\mathbf{e}$ 决定; 系统状态远离平衡点时, 收敛时间主要由 $\dot{\mathbf{e}} = -d\mathbf{e}^\varphi$ 决定。

将式(28)代入式(31), 得到

$$\dot{\mathbf{s}} = \ddot{\boldsymbol{\theta}}_d - \ddot{\boldsymbol{\theta}} + c\dot{\mathbf{e}} + d\varphi e^{\varphi-1} \dot{\mathbf{e}} \quad (32)$$

结合式(25)、式(26)、式(31)、式(32), 并将 α 设为常数, 得到减摇控制器表达式

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{A}^{-1} [m\mathbf{l}(c\dot{\mathbf{e}} + d\varphi e^{\varphi-1} \dot{\mathbf{e}} + \varepsilon N(\mathbf{s}) + k\mathbf{s}) - \mathbf{B}\mathbf{D} - \mathbf{C}] \quad (33)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \sec \theta_2 \cos \theta_1 & \sec \theta_2 \sin \theta_1 \\ \cos \theta_2 & -\sin \theta_1 \sin \theta_2 & \cos \theta_1 \sin \theta_2 \end{bmatrix}^T \quad (34)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & -\sec \theta_2 \cos \theta_1 m & -\sec \theta_2 \sin \theta_1 m \\ -\cos \theta_2 m & \sin \theta_1 \sin \theta_2 m & -\cos \theta_1 \sin \theta_2 m \end{bmatrix}^T \quad (35)$$

$$\mathbf{C} = [2m\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \sec \theta_2 \quad -m\dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 \sin \theta_1]^T \quad (36)$$

$$\mathbf{D} = [X_D \quad Y_D \quad Z_D]^T \quad (37)$$

为证明控制器的稳定性, 构建李雅普诺夫函数

$$V = \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \mathbf{s} \quad (38)$$

对式(38)进行一次微分得

$$\dot{V} = \mathbf{s}^T \dot{\mathbf{s}} = -\varepsilon \mathbf{s}^T \hat{\mathbf{s}} N(\mathbf{s}) - k\mathbf{s}^T \mathbf{s} \leq 0 \quad (39)$$

根据李雅普诺夫稳定性定理, 减摇控制器是稳

定的。

2.2 同步控制器的设计

多绳系统的减摇索与主吊索的同步控制依赖动力学模型的精度, 但受机械加工误差等因素影响, 很难得到一个精确的数学模型。因此, 为适应不确定的系统模型并提高对系统参数变化和外部干扰的鲁棒性, 设计出一种模糊自适应滑模同步控制器, 如图 4 所示。

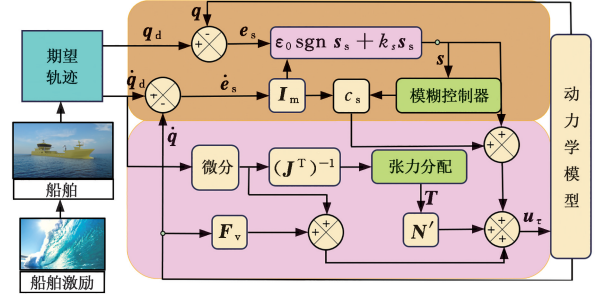


图 4 同步控制器框图

Fig.4 Diagram of the synchronization controller

构建滑模面函数为

$$\mathbf{s}_s = [s_1 \quad s_2]^T = c_s \mathbf{e}_s + \dot{\mathbf{e}}_s \quad (40)$$

式中: c_s 为增益系数, $c_s > 0$; \mathbf{e}_s 为减摇索期望长度与实际长度的误差, $\mathbf{e}_s = \mathbf{q}_d - \mathbf{q}$ 。

构建趋近律:

$$\dot{\mathbf{s}}_s = -\varepsilon_0 \operatorname{sgn} \mathbf{s}_s - k_s \mathbf{s}_s \quad (41)$$

$$\varepsilon_0 = h / (\lambda + (1 - \lambda + 1 / |e_s|) |e_s|^{-\delta |s|})$$

$$\operatorname{sgn} \mathbf{s}_s = \begin{cases} [1 \quad 1]^T & s_1, s_2 > 0 \\ [0 \quad 0]^T & s_1, s_2 = 0 \\ [-1 \quad -1]^T & s_1, s_2 < 0 \end{cases}$$

式中: k_s 为增益系数, $k_s > 0$; ε_0 为自适应参数; h, λ, δ 为增益系数, $h > 0, \delta > 0, 0 < \lambda < 1$ 。

对式(40)进行一次微分得

$$\dot{\mathbf{s}}_s = c_s \dot{\mathbf{e}}_s + \ddot{\mathbf{e}}_s = c(\dot{\mathbf{q}}_d - \dot{\mathbf{q}}) + (\ddot{\mathbf{q}}_d - \ddot{\mathbf{q}}) \quad (42)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_d = [\dot{q}_{1d} \quad \dot{q}_{2d} \quad \dot{q}_{3d}]^T \quad \dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_1 \quad \dot{q}_2 \quad \dot{q}_3]^T$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_d = [\ddot{q}_{1d} \quad \ddot{q}_{2d} \quad \ddot{q}_{3d}]^T \quad \ddot{\mathbf{q}} = [\ddot{q}_1 \quad \ddot{q}_2 \quad \ddot{q}_3]^T$$

式中: $\dot{\mathbf{e}}_s, \ddot{\mathbf{e}}_s$ 分别为减摇索的速度误差和加速度误差; $\dot{\mathbf{q}}_d, \ddot{\mathbf{q}}_d$ 分别为减摇索的期望速度和实际速度; $\dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$ 分别为减摇索的期望加速度和实际加速度。

结合式(17)、(41)、(42) 可得同步控制器为

$$\mathbf{u}_\tau = \mathbf{I}_m c_s \dot{\mathbf{e}}_s + \mathbf{F}_v \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{I}_m (\varepsilon_0 \operatorname{sgn} \mathbf{s}_s + k_s \mathbf{s}_s) + \ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{N}' \mathbf{K} (\mathbf{J}^T)^{-1} (\mathbf{M} \dot{\mathbf{P}} + \mathbf{G}) \quad (43)$$

式中: \mathbf{u}_τ 为绞车的驱动力矩。

为实时调整增益系数 c_s , 建立规则库, 通过模糊推理、去模糊化实时调整增益系数 c_s 。

设计的模糊规则如表 1 所示, 根据模糊规则, 以滑模面 \mathbf{s}_s 为输入, 以增益系数 c_s 为输出, ZO、PS、PM、PB 分别表示零、正小、正中、正大。

为证明同步控制器的稳定性, 构建李雅普诺夫函数

表 1 模糊规则表

Tab.1 Rule base of the parameter

s_s	ZO	PS	PM	PB
c_s	ZO	PS	PM	PB

$$V = \frac{1}{2} s_s^T s_s \quad (44)$$

对式(44)进行一次微分

$$\begin{aligned} \dot{V} = s_s^T \dot{s}_s = & -\epsilon_0 s_s^T \operatorname{sgn} s_s - k_s s_s^T s_s = \\ & -\frac{hs_s^T \operatorname{sgn} s_s}{\lambda + (1 + 1/|e_s| - \lambda) |e_s|^{-\delta} |s_s|} - k_s s_s^T s_s \leq 0 \end{aligned} \quad (45)$$

根据李雅普诺夫稳定性定理可知同步控制器稳定。

3 仿真分析

采用 MATLAB/Simulink 验证 FASMSC 和的 FTSMASC-IRL 有效性, 设定 $L_{OH}, L_{HD}, L_{HS}, L_{KM}, L_{KN}$ 分别为 15 m、26 m、31 m、5.5 m、5.5 m, 吊重的质量为 10 t, 变幅角 α 为 30° 。在 FTSMASC-IRL 中, 设置 $c=1, \epsilon=0.5, k=3$ 。在 FASMSC 中, 设置 $c_s=60, k_s=100, h, \lambda, \delta$ 分别为 0.05、0.6、0.1。

船用起重机为 45 t 起重机, 如图 5 所示。起重机的惯量矩阵 $I_{mt} = \operatorname{diag}(1.94, 1.94, 1.94) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 摩擦参数矩阵 $F_{vt} = \operatorname{diag}(0.2, 0.2, 0.2) \text{ N} \cdot \text{s}$, 传动比矩阵 $N = \operatorname{diag}(0.17, 0.17, 0.17) \text{ m}$, 吊重的初始摆角设为 0° 。



图 5 45 吨船用起重机在船上的工程应用

Fig.5 The engineering application of 45-ton crane in the ship

设定海况为 4 级海况时, 海浪的横摇、纵摇幅度分别为 5° 和 2° , 横摇、纵摇周期分别为 14.8 s 和 6 s^[18]。选择 PM 波浪谱为计算模型, 本文设计的不规则波公式为

$$\alpha(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[\sqrt{\frac{16.2 \times 10^{-3} \Delta \omega}{\omega} \exp\left(\frac{3.11}{(h')^2 \omega^4}\right)} \cdot \frac{(1 - 60.58 \omega^4) \cos(\omega t + \epsilon_\omega)}{\pi^2 g^2} \exp\left(-\frac{2.7 \omega^2}{g}\right) \right] \quad (46)$$

其中, 有义波高 h' 为 4 m, 频率 ω 的变化范围为 0.4 ~ 4 Hz, 初始相位角 $\epsilon_\omega = 0, g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。不规则波形如图 6 所示。

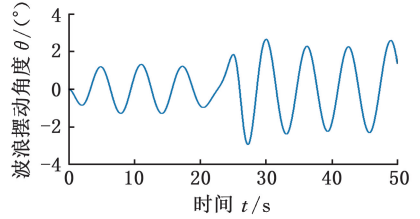


图 6 不规则波

Fig.6 The irregular waves

3.1 减摇控制效果分析

基于空气阻尼原理的恒张力控制器 (constant tension controller, CTC) 是机械式减摇中常见的一种控制器。吊重向减摇臂端点 K 摆动时, $F_3 = F_{\delta 3Y}$, 减摇索 1 和 2 为松弛状态, 减摇索 3 为张紧状态, 抑制吊重摆动; 吊重向减摇臂端点 S 摆动时, $F_2 = \delta_{2Y}, F_1 = F_{\delta 1Y}$, 减摇索 3 为松弛状态, 减摇索 1 和 2 为张紧状态, 抑制吊重摆动; 吊重向减摇臂端点 N 摆动时, $F_1 = F_{\delta 1X}, F_3 = F_{\delta 3X}$, 减摇索 2 为松弛状态, 减摇索 1 和 3 为张紧状态, 抑制吊重摆动; 吊重向减摇臂端点 M 摆动时, $F_2 = F_{\delta 2X}, F_3 = F_{\delta 3X}$, 减摇索 1 为松弛状态, 减摇索 2 和 3 为张紧状态, 抑制吊重摆动。其中, $F_{\delta 1X}, F_{\delta 2X}, F_{\delta 3X}$ 和 $F_{\delta 1Y}, F_{\delta 2Y}, F_{\delta 3Y}$ 分别为减摇索 1、减摇索 2 和减摇索 3 为满足减摇索保持拉力状态下的预紧力在 X_2 和 Y_2 方向上的分量。为验证 FTSMASC-IRL 的减摇控制效果, 对比控制器 CTC 和 FTSMASC-IRL 的摆角抑制效果。

船用起重机在设定不规则波下的回转角度如图 7 所示。

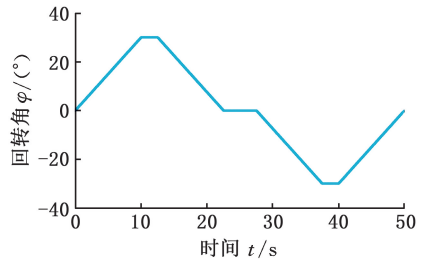


图 7 船用起重机的回转角度

Fig.7 The slewing angle of marine crane

实际工程应用场景中, 主吊索太短会影响货物的转运。因此, 本文探究船用起重机执行回转作业时的吊重摆动, 如图 8 所示, 此时的主吊索长度(初始长度)分别为 15 m、20 m、25 m。

主吊索初始长度为 15 m 时, 吊重的面内角、面外角、吊重在 $O_2 X_2 Y_2$ 面的运动轨迹如图 9 所示。相较于 SMC, FTSMASC-IRL 的轨迹更加光

滑并且收敛更快,证实 FTSMASC-IRL 可有效减小系统抖振。

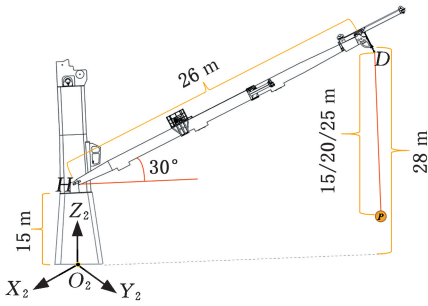
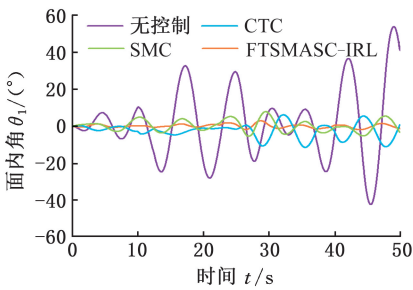
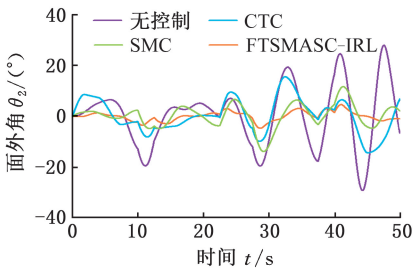


图 8 主吊索的长度

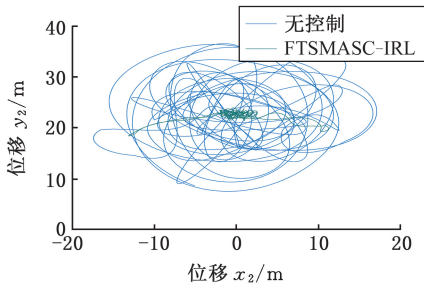
Fig.8 The length range of the main cable



(a) 面内角



(b) 面外角



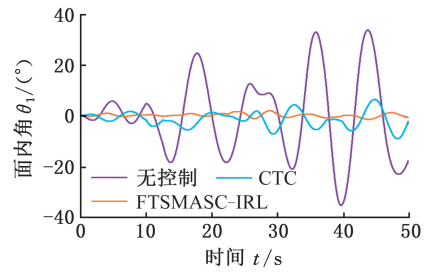
(c) 吊重轨迹

图 9 吊重的摆动以及吊重的运动轨迹
(主吊索长 15 m)

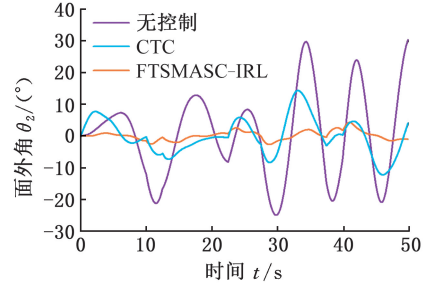
Fig.9 The swing and the motion trajectory of the payload (length of main hosting cable is as 15 m)

主吊索初始长度为 20 m、25 m 时,吊重面内角、面外角、吊重在 $O_2 X_2 Y_2$ 面的运动轨迹如图 10、图 11 所示。

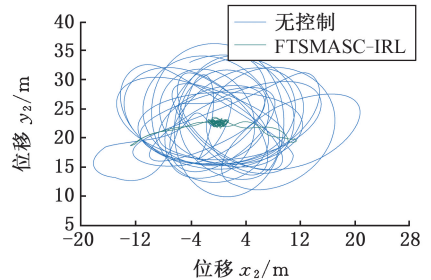
如图 9~图 11 所示,无控制时,主吊索初始长度 15 m、20 m、25 m 的面内角最大值分别为 54° 、 34° 、 24° ,面外角最大值分别为 28° 、 30° 、 26° 。CTC 作用下,主吊索初始长度 15 m、20 m、25 m



(a) 面内角



(b) 面外角



(c) 吊重轨迹

图 10 吊重的摆动以及吊重的运动轨迹
(主吊索长 20 m)

Fig.10 The swing and the motion trajectory of the payload (length of main hosting cable is as 20 m)

的面内角最大值分别为 5° 、 5° 、 8° ,面外角最大值分别为 12° 、 12° 、 8° 。FTSMASC-IRL 作用下,主吊索初始长度 15 m、20 m、25 m 的面内角最大值分别为 3° 、 2° 、 1.5° ,面外角最大值约分别为 5° 、 4° 、 4° 。因此,相对于无控制,FTSMASC-IRL 的吊重摆动幅度减小 80%,CTC 的吊重摆动幅度减小 70%。外部激励相同的情况下,主吊索的长度增加时,吊重的摆幅逐渐减小。

3.2 同步运动的控制效果分析

减摇索的实际位置越接近期望位置就越能实现主吊索与减摇索的同步运动。船用起重机受外部激励时,通过控制减摇索的长度和速度使减摇索的实际位置接近期望位置。

3.2.1 起升作业的同步运动控制效果分析

本文设定船用起重机执行起升作业时受不规则波的影响,通过控制主吊索的释放与收缩来完成货物的起吊作业。起升作业的主吊索长度变化如图 12 所示。起升作业下,不控制的减摇索长度

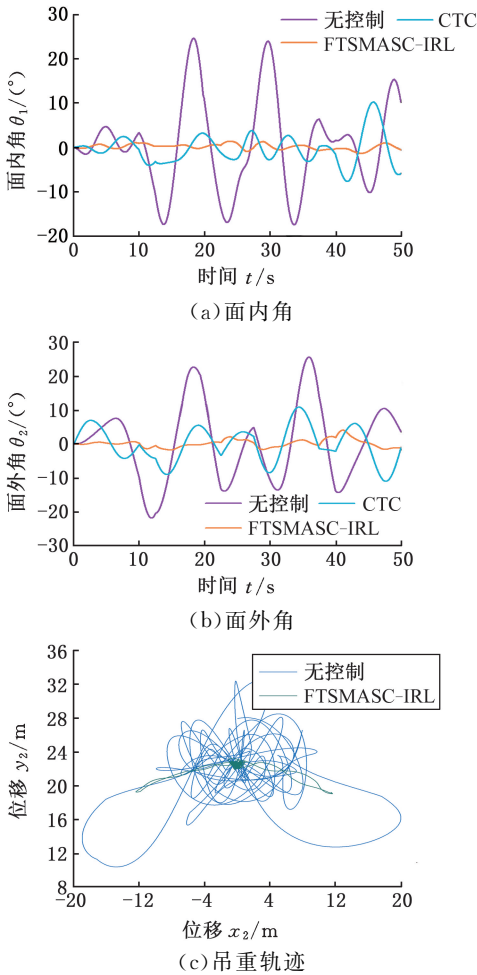


图 11 吊重的摆动以及吊重的运动轨迹
(主吊索长 25 m)

Fig.11 The swing and the motion trajectory of the payload (length of main hosting cable is as 25 m)

误差、速度误差如图 13 所示,抑制摆角的减摇索长度误差、绳速误差如图 14 所示。

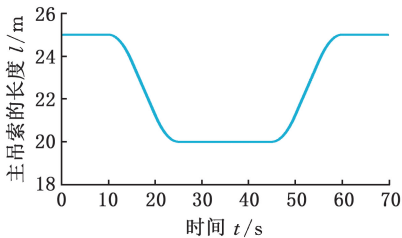


图 12 起升作业中的主吊索长度

Fig.12 Length of main hoisting cable in lifting operation

由图 13、图 14 可以看出,在 FASMSC 的作用下,减摇索的实际位置迅速接近其期望位置,实现了减摇索与主吊索的同步运动。图 14 中的减摇索长度误差和速度误差产生抖动的原因是 FASMSC 和 FTSAMASC-IRL 同时作用于绞车会使绞车频繁正反转。

3.2.2 变幅作业的同步运动控制效果分析

本文设定船用起重机执行变幅作业时会受不

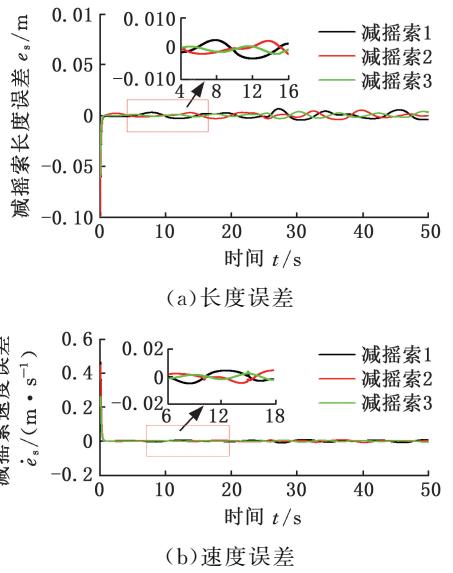


图 13 无控制的减摇索长度误差和速度误差

Fig.13 Length error and speed error of anti-swing

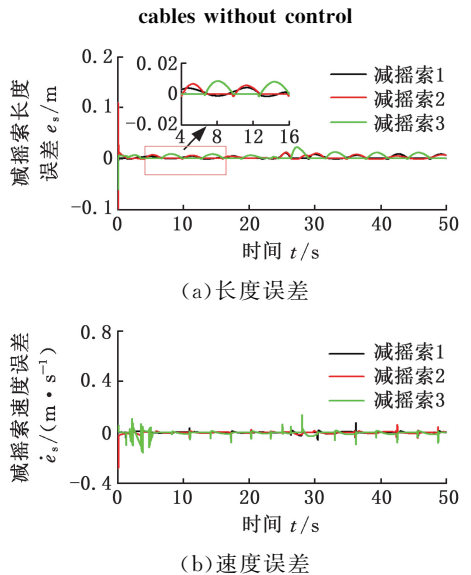


图 14 抑制摆角的减摇索长度误差和速度误差

Fig.14 Length error and speed error of anti-swing cables with anti-swing

规则波的影响。变幅作业主要通过改变主吊臂与水平面的夹角来完成变幅动作,设定变幅角的变化速度为 $0.5^\circ/\text{s}$ 。变幅作业下,无控制的减摇索长度误差、速度误差如图 15 所示,抑制摆角的减摇索长度误差、速度误差如图 16 所示。

由图 15、图 16 可以看出,在 FASMSC 的作用下,减摇索的实际位置迅速接近其期望位置,实现了减摇索与主吊索的同步运动。图 16 中,减摇索的长度误差和速度误差不能趋于稳定的原因是 FASMSC 和 FTSAMASC-IRL 同时作用于绞车会使绞车频繁的正反转。

3.2.3 同步运动控制效果对比分析

为验证 FASMSC 对主吊索和减摇索的同步运

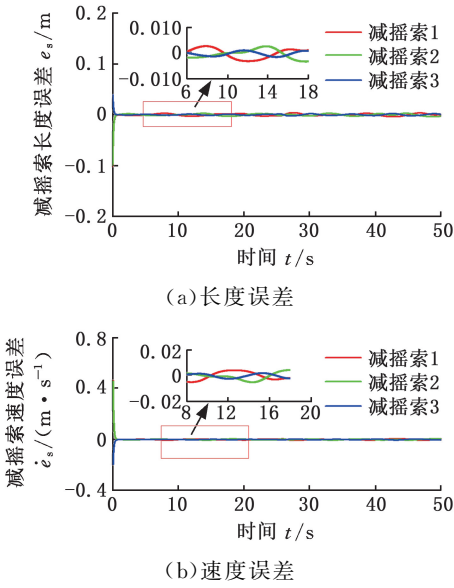


图 15 变幅作业下无控制的减摇索长度误差和速度误差

Fig.15 Length error and speed error of anti-sway cables without control in luffing operation

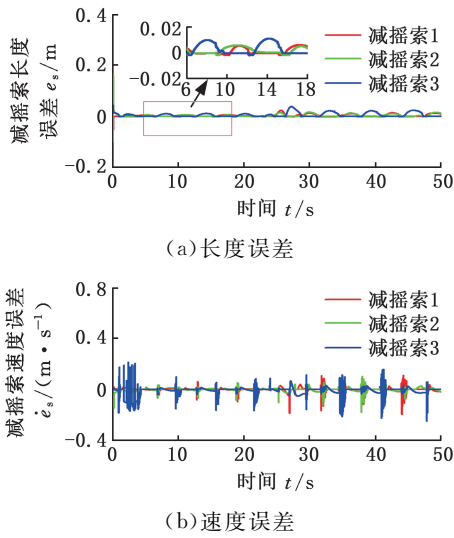


图 16 变幅作业下抑制摆角的减摇索长度误差和速度误差

Fig.16 Length error and speed error of anti-sway cables with anti-swing in luffing operation

动性能改善的效果,对比了增广 PD 控制器 (augmented PD controller, APDC) 与 FASMSC 的同步运动控制效果。本文设计的增广 PD 控制器为

$$u_a = I_m \ddot{q}_d + F_v \dot{q}_d + K_p e + K_v \dot{e} + N'(J^T)^{-1} K_p (M\ddot{X} + G) \quad (47)$$

式中: K_p 、 K_v 分别为减摇索长度误差和减摇索速度误差的增益矩阵。

图 17 为 APDC 的控制框图。

由图 18、图 19 可知,相对于 APDC, FASMSC 具有更好的误差控制性能、更高的收敛速度。起升和变幅作业下的误差控制性能及收敛速度如表

2~表 5 所示。相对于 APDC, FASMSC 对减摇索长度误差的控制性能提高 75%, 在收敛速度至少提高了 60%。

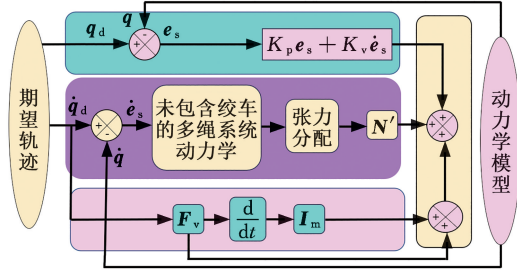


图 17 增广 PD 控制器框图
Fig.17 Diagram of the APDC

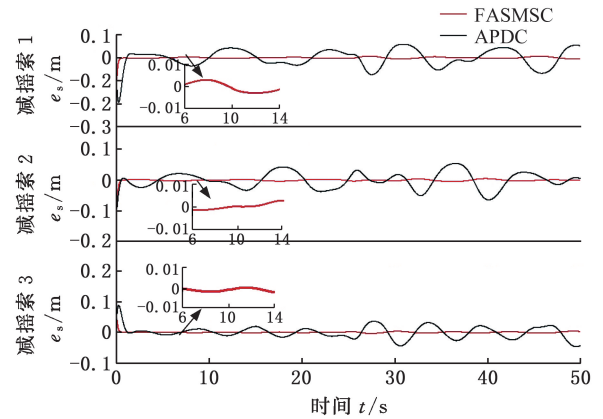


图 18 起升作业下的减摇索长度误差

Fig.18 Length error of anti-sway cable in lifting operation

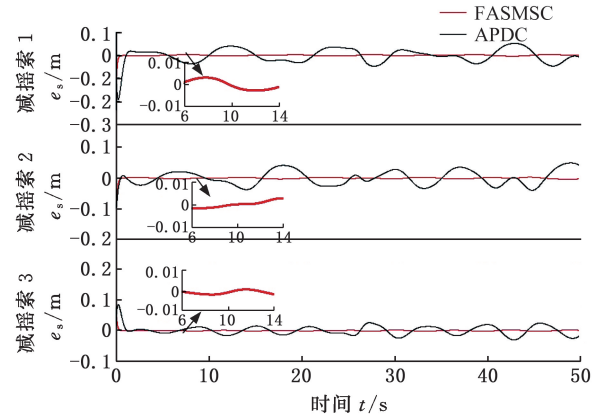


图 19 变幅作业下的减摇索长度误差

Fig.19 Length error of anti-sway cable in luffing operation

表 2 起升作业下的减摇索最大误差

Tab.2 Max error of anti-sway cables in lifting operation m

控制器	减摇索 1	减摇索 2	减摇索 3
APDC	0.05	0.05	0.04
FASMSC	0.01	0.01	0.01

表 3 变幅作业下的减摇索最大误差

Tab.3 Max error of anti-sway cables in luffing operation m

控制器	减摇索 1	减摇索 2	减摇索 3
APDC	0.04	0.04	0.03
FASMSC	0.01	0.01	0.01

表 4 起升作业下减摇索的误差收敛速度

Tab.4 Error convergence speed of anti-sway cables in lifting operation m/s

控制器	减摇索 1	减摇索 2	减摇索 3
APDC	2.5	1.0	2.0
FASMSC	0.5	0.4	0.5

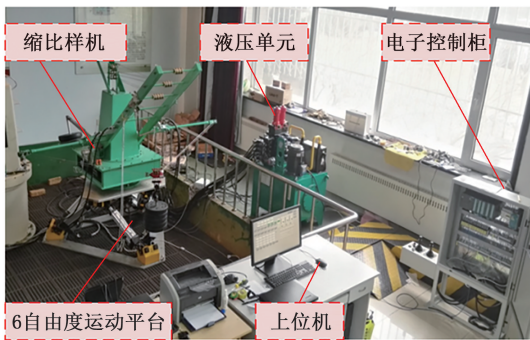
表 5 变幅作业下减摇索的误差收敛速度

Tab.5 Error convergence speed of anti-sway cables in luffing operation m/s

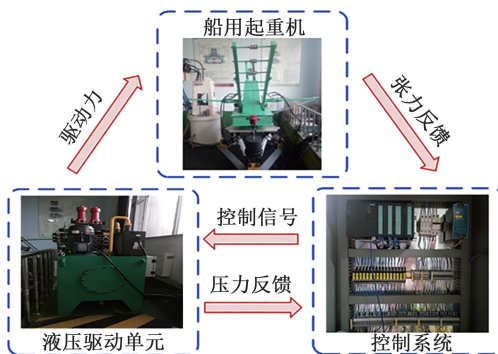
控制器	减摇索 1	减摇索 2	减摇索 3
APDC	2.5	1.0	2.0
FASMSC	0.5	0.4	0.5

4 实验结果

在船用起重机缩比样机实验平台上进行减摇控制实验。实验平台包括船用起重机缩比样机、液压单元、六自由度稳定平台、电子控制柜等,如图 20 所示。



(a) 实验平台



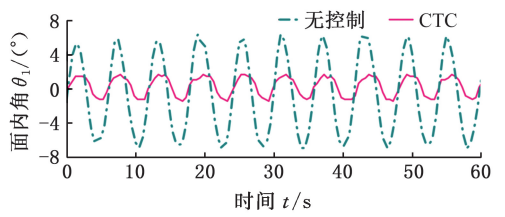
(b) 控制逻辑框图

图 20 实验平台

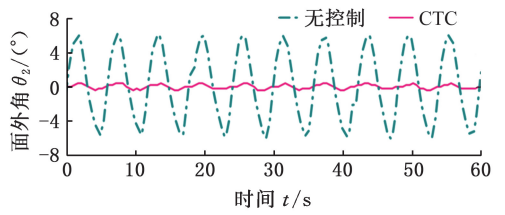
Fig.20 Experimental platform

设定 2 组实验的船舶激励为规则波,其中,起重机受到的横摇激励 θ_{1x} 和纵摇激励 θ_{1y} 均为 $4\sin(\pi t/3)$ 和 $6\sin(\pi t/3)$,设定吊重的初始摆角为 0° ,吊重的质量为 50 kg。

CTC 对吊重摆动的抑制效果如图 21、图 22 所示。相对于没有控制,CTC 作用下的吊重摆动幅度减小 70%。



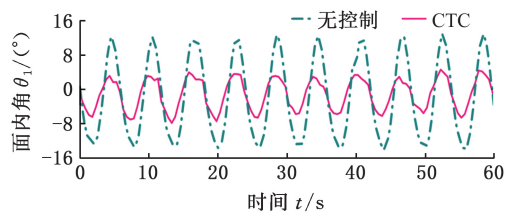
(a) 面内角



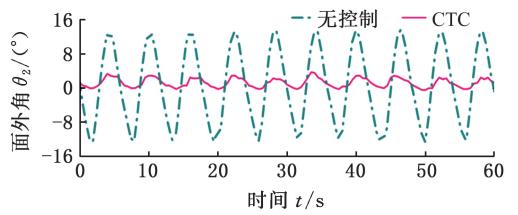
(b) 面外角

图 21 吊重摆幅($\theta_{1x}, \theta_{1y} = 4\sin(\pi t/3)$)

Fig. 21 The payload swing($\theta_{1x}, \theta_{1y} = 4\sin(\pi t/3)$)



(a) 面内角



(b) 面外角

图 22 吊重摆幅($\theta_{1x}, \theta_{1y} = 6\sin(\pi t/3)$)

Fig. 22 The payload swing($\theta_{1x}, \theta_{1y} = 6\sin(\pi t/3)$)

5 结论

1) FTSMASC-IRL、CTC 的吊重摆幅分别比无控制的吊重摆幅减小 80% 和 70%。FTSMASC-IRL、CTC 都能有效抑制挂载的摆动,但 FTSMASC-IRL 的鲁棒性更高。

2) 船用起重机进行回转作业时,主吊索越长,吊载摆动幅度越小。船用起重机起升和变幅作业时,FASMSC 的减摇索与主吊索同步误差趋于零,有效实现了减摇索与主吊索的同步运动。

3) 将 FASMSC 与 APDC 的控制效果进行对比可得,FASMSC 的最大误差波动减小 75%,误差收敛速度提高 60%,验证了 FASMSC 对主吊索与减摇索的同步运动具有良好的控制效果。

参考文献:

[1] 孙茂凯,王生海,韩广冬,等.船用起重机多柔索减

- 摇系统的动力学分析与工程应用[J]. 中国机械工程, 2024, 35(7):1308-1317.
- SUN Maokai, WANG Shenghai, HAN Guangdong, et al. Dynamics Analysis and Engineering Applications of Multi-tagline Anti-swing System for Marine Cranes[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(7):1308-1317.
- [2] RAJA ISMAIL R M T, THAT N D, HA Q P. Modelling and Robust Trajectory Following for Off-shore Container Crane Systems[J]. Automation in Construction, 2015, 59:179-187.
- [3] LIU Zhuoqing, FU Yu, SUN Ning, et al. Collaborative Antiswing Hoisting Control for Dual Rotary Cranes with Motion Constraints[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2022, 18(9):6120-6130.
- [4] ZHAO Bingqing, OUYANG Huimin, IWASAKI M. Motion Trajectory Tracking and Sway Reduction for Double-pendulum Overhead Cranes Using Improved Adaptive Control without Velocity Feedback [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2022, 27(5):3648-3659.
- [5] SUN Maokai, WANG Shenghai, HAN Guangdong, et al. Multi-cable Anti-swing System for Cranes Subject to Ship Excitation and Wind Disturbance: Dynamic Analysis and Application in Engineering[J]. Ocean Engineering, 2023, 281:114518.
- [6] MARTIN I A, IRANI R A. Evaluation of both Linear and Non-linear Control Strategies for a Shipboard Marine Gantry Crane[C] // OCEANS 2019 MTS/IEEE SEATTLE. Seattle, 2019:1-10.
- [7] WANG Jianli, WANG Shenghai, CHEN Haiquan, et al. Dynamic Modeling and Analysis of the Telescopic Sleeve Antiswing Device for Shipboard Cranes[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2021, 2021(1):6685816.
- [8] YUAN Guo hui, HUNT B R, GREBOGI C, et al. Design and Control of Shipboard Cranes [C] // ASME 1997 Design Engineering Technical Conferences. Sacramento, 1997:10.1115/detc97/vib-4095.
- [9] WANG Jianli, WANG Shenghai, CHEN Haiquan, et al. Dynamic Modeling and Analysis of the Telescopic Sleeve Antiswing Device for Shipboard Cranes[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2021, 2021(1):6685816.
- [10] IDÀ E, MATTIONI V. Cable-driven Parallel Robot Actuators: State of the Art and Novel Servo-winch Concept[J]. Actuators, 2022, 11(10):290.
- [11] CARRICATO M, MERLET J P. Stability Analysis of Underconstrained Cable-driven Parallel Robots[J]. IEEE Transactions on Robotics, 2013, 29(1):288-296.
- [12] GOUTTEFARDE M, COLLARD J F, RIEHL N, et al. Geometry Selection of a Redundantly Actuated Cable-suspended Parallel Robot [J]. IEEE Transactions on Robotics, 2015, 31(2):501-510.
- [13] ETIENNE L, CARDOU P, MÉTILLON M, et al. Design of a Planar Cable-driven Parallel Crane without Parasitic Tilt[C] // ASME 2021 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2021.
- [14] LYU Wei, TAO Limin, JI Zhengnan. Research on Anti-swing Characteristic of Redundancy Cable-driven Parallel Robot [C] // 2017 IEEE 2nd Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC). Chongqing, 2017:1504-1508.
- [15] TEMPEL P, LEE D, TRAUTWEIN F, et al. Modeling of Elastic-flexible Cables with Time-varying Length for Cable-driven Parallel Robots[C] // Fourth International Conference on Cable-Driven Parallel Robots. Krakow, 2019:295-306.
- [16] AMARE Z, ZI Bin, QIAN Sen, et al. Three-dimensional Static and Dynamic Stiffness Analyses of the Cable Driven Parallel Robot with Non-negligible Cable Mass and Elasticity [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2018, 46(4):455-482.
- [17] HAMANN M, NÜSSE P M, WINTER D, et al. Towards a Precise Cable-driven Parallel Robot - a Model-driven Parameter Identification Enhanced by Data-driven Position Correction[C] // Fourth International Conference on Cable-Driven Parallel Robots. Krakow, 2019:367-376.
- [18] LOVE L. Compensation of Wave-induced Motion and Force Phenomena for Ship-based High Performance Robotic and Human Amplifying Systems [R]. Oak Ridge: Oak Ridge National Lab, 2003.

(编辑 张 洋)

作者简介: 赵庭祺, 男, 1997 年生, 硕士研究生。研究方向为船用起重吊钩减摆, 发表论文 6 篇。E-mail: 15847880562@163.com。王生海* (通信作者), 男, 1988 年生, 副教授。研究方向为起重吊钩补偿技术、绳索驱动机器人。发表论文 50 余篇。E-mail: shenghai_wang@dlmu.edu.cn。

本文引用格式:

赵庭祺, 程宏宇, 孙茂凯, 等. 船用起重机多绳减摆系统的非线性稳定控制[J]. 中国机械工程, 2025, 36(7):1487-1496.

ZHAO Tingqi, CHENG Hongyu, SUN Maokai, et al. Nonlinear Stability Control of Multi-cable Anti-sway Systems for Marine Cranes[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(7):1487-1496.