

# ロープ長の変動を考慮した自動クレーンの振動抑制制御 Anti Sway Control of Automatic Crane System with Variable Rope Length

80915252 石野寿典 (Hisanori Ishino) Supervisor: 村上俊之 (Toshiyuki Murakami)

## 1 序論

コンテナの運搬に欠かすことのできない機械にコンテナクレーンがある。世界各国の貿易量が増加する中で、このクレーンに対する需要が高まっている。しかし目標位置への正確な運搬や運搬中の吊荷の振動抑制など、操作者の負担は大きい。そこで自動クレーンの導入が期待されている。本論文ではクレーンが有する特徴を用いた吊荷の軌道設計と、ロープ長の変動による影響を考慮した振動抑制制御器による自動クレーンの制御系設計を提案し、その有効性を実験によって検証する。

## 2 モデリング

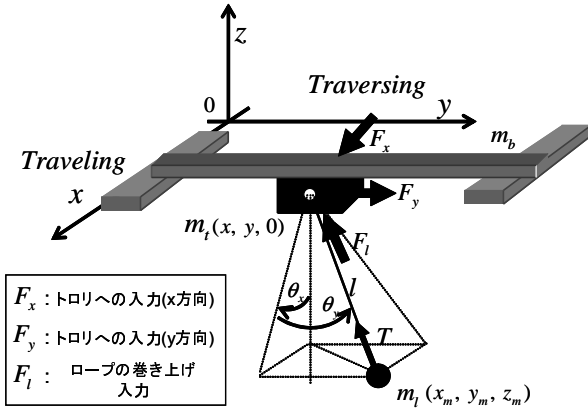


図1: クレーンモデル

図1にクレーンのモデルを示す。これよりシステムに対する3つの入力  $u = [F_x \ F_y \ F_l]^T$  によって、5つのパラメータ  $q = [x \ y \ l \ \theta_x \ \theta_y]^T$  により示される吊荷の位置  $(x_m, y_m, z_m)$  が制御されることがわかる。ラグランジュの運動方程式より導出されるクレーンの動力学を(1)式に示す。

$$M(q)\ddot{q} + D(q, \dot{q}) = F(q, \dot{q}, t) + Bu \quad (1)$$

## 3 制御系の設計

### 3.1 吊荷の指令軌道の設計

本研究では吊荷に対して、図2に示す巻き上げ・横行・巻き下げの3つの動作を実行するための軌道を与える。x, y 軸方向には速度を基準とした指令を与えるため図3の速度計画を導入する。z 軸方向には速度・加速度が各区間において滑らかになるように5次式の軌道を与える。

### 3.2 トロリ位置・ロープ長指令への変換

吊荷位置はトロリ位置・ロープ長によって制御されるため、指令軌道をフラットネスを用いて変換する。これより得られる吊荷とトロリ位置・ロープ長の関係を(2) - (4)式に示す。

$$x^{cmd} = x_m^{cmd} - \frac{\ddot{x}_m^{cmd} z_m^{cmd}}{\ddot{z}_m^{cmd} + g} \quad (2)$$

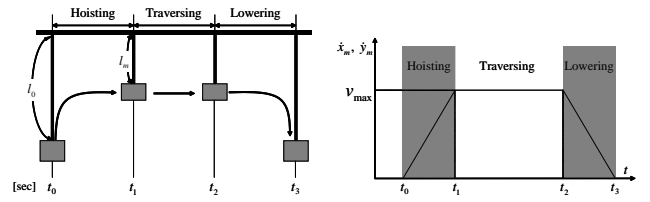


図2: クレーンの運搬動作 図3: x, y 軸方向の速度計画

$$y^{cmd} = y_m^{cmd} - \frac{\ddot{y}_m^{cmd} z_m^{cmd}}{\ddot{z}_m^{cmd} + g} \quad (3)$$

$$l^{cmd} = \sqrt{(z_m^{cmd})^2 + \left(\frac{\ddot{x}_m^{cmd} z_m^{cmd}}{\ddot{z}_m^{cmd} + g}\right)^2 + \left(\frac{\ddot{y}_m^{cmd} z_m^{cmd}}{\ddot{z}_m^{cmd} + g}\right)^2} \quad (4)$$

### 3.3 トロリ位置・ロープ長の制御系設計

トロリ位置・ロープ長を制御するために、本研究ではPD制御を適用する。PD制御によって得られる加速度参照値は(5) - (7)式に示される。

$$\ddot{x}_t^{ref} = K_{x1}(x^{cmd} - x^{res}) + K_{x2}(\dot{x}^{cmd} - \dot{x}^{res}) \quad (5)$$

$$\ddot{y}_t^{ref} = K_{y1}(y^{cmd} - y^{res}) + K_{y2}(\dot{y}^{cmd} - \dot{y}^{res}) \quad (6)$$

$$\ddot{l}^{ref} = K_{l1}(l^{cmd} - l^{res}) + K_{l2}(\dot{l}^{cmd} - \dot{l}^{res}) \quad (7)$$

またロバスト性を高めるために、外乱オブザーバ (DOB) を適用する。

### 3.4 吊荷の振動抑制制御系設計

トロリ位置・ロープ長制御だけでは運搬中に吊荷の振動が生じるため、振動抑制制御を行う。振動角外乱オブザーバを提案し、リアプノフの安定定理を用いて振動抑制制御入力を生成する。

#### 3.4.1 振動角外乱オブザーバ (SADOB)

以下 y 軸方向についてのみ記述する。y 軸方向の振動に関する運動方程式は(1)式より次のようになる。

$$M_{51}\ddot{x} + M_{52}\ddot{y} + M_{55}\ddot{\theta}_y + D_5 = F_5 - T_{\theta_y}^{dis} \quad (8)$$

ここで添字は行列中の各要素を示す。これより  $\ddot{y}$  に関する項を入力、 $\ddot{\theta}_y$  に関する項を出力としてノミナル値 (添字 n) を用いて(9)式に変換する。

$$\begin{aligned} M_{55n}\ddot{\theta}_y &= -M_{51n}\ddot{x} - M_{52n}\ddot{y} - \{\tilde{T}_{\theta_y}^{dis} + (M_{55} - M_{55n})\ddot{\theta}_y \\ &\quad + (M_{51} - M_{51n})\ddot{x} + (M_{52} - M_{52n})\ddot{y}\} \\ &= -M_{51n}\ddot{x} - M_{52n}\ddot{y} - \tilde{T}_{\theta_y}^{dis} \end{aligned} \quad (9)$$

これより  $\tilde{T}_{\theta_y}^{dis}$  を推定するために振動角外乱オブザーバ (SADOB) を設計する。

本手法はトロリの速度応答  $\dot{x}, \dot{y}$  を入力, 振動角速度応答  $\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$  を出力とみなして  $\hat{T}_{\theta_y}^{dis}$  の推定を行う。これより振動角に関する外乱やモデル化誤差を推定したトルク参照値は (9) 式とローパスフィルタを用いることで (10) 式のように推定される。

$$\begin{aligned}\hat{T}_{\theta_y}^{dis} &= \frac{g_{\theta_y}^{dis}}{s + g_{\theta_y}^{dis}} \{-M_{55n}\ddot{\theta}_y - M_{51n}\ddot{x} - M_{52n}\ddot{y}\} \\ &= \frac{g_{\theta_y}^{dis}}{s + g_{\theta_y}^{dis}} g_{\theta_y}^{dis} (M_{55n}\dot{\theta}_y + M_{51n}\dot{x} + M_{52n}\dot{y}) \\ &\quad - g_{\theta_y}^{dis} (M_{55n}\dot{\theta}_y + M_{51n}\dot{x} + M_{52n}\dot{y})\end{aligned}\quad (10)$$

本手法によりモデル化誤差を含めた振動角に関する外乱を推定することができるため, 振動角に対するロープ長の変動や重力の影響などによる外乱が補償される。図 4 に  $y$  軸方向の振動角外乱オブザーバのブロック線図を示す。

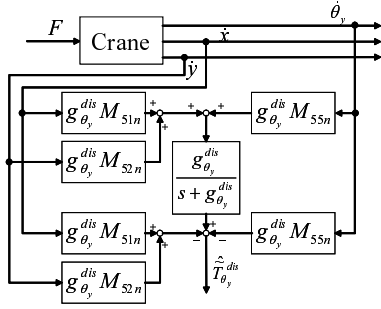


図 4: 振動角外乱オブザーバ (SADOB)

### 3.4.2 リアプノフ関数に基づく振動角抑制制御系設計

振動角を 0 に収束させるためのリアプノフ関数の候補として  $V$  を (11) 式に定義する。

$$V = \frac{1}{2}K_{s1}\theta_x^2 + \frac{1}{2}K_{s2}\dot{\theta}_x^2 + \frac{1}{2}K_{s3}\theta_y^2 + \frac{1}{2}K_{s4}\dot{\theta}_y^2\quad (11)$$

これより  $\dot{V}$  は (12) 式に示される。

$$\dot{V} = \dot{\theta}_x (K_{s1}\theta_x + K_{s2}\dot{\theta}_x) + \dot{\theta}_y (K_{s3}\theta_y + K_{s4}\dot{\theta}_y)\quad (12)$$

ここで  $-K_{s5}\dot{\theta}_x = K_{s1}\theta_x + K_{s2}\dot{\theta}_x$ ,  $-K_{s6}\dot{\theta}_y = K_{s3}\theta_y + K_{s4}\dot{\theta}_y$  と置き換えると (13) 式に変形される。

$$\dot{V} = -K_{s5}\dot{\theta}_x^2 - K_{s6}\dot{\theta}_y^2 \leq 0\quad (13)$$

(13) 式, そしてラ・サールの定理により  $\theta_x, \dot{\theta}_x, \theta_y, \dot{\theta}_y$  が 0 に収束することが保証される。よって (14) 式が導出される。以下  $y$  軸方向についてのみ記述する。

$$-K_{s6}\dot{\theta}_y = K_{s3}\theta_y - \frac{K_{s4}}{M_{55n}} \left( M_{51n}\ddot{x} + M_{52n}\ddot{y} + \hat{T}_{\theta_y}^{dis} \right)\quad (14)$$

これよりリアプノフ関数を用いた振動抑制のための加速度参照値は (15) 式に示される。

$$\ddot{y}_{ly_a}^{ref} = \frac{1}{M_{52n}} \left\{ M_{55n} \left( \frac{K_{s3}}{K_{s4}}\theta_y + \frac{K_{s6}}{K_{s4}}\dot{\theta}_y \right) - M_{51n}\ddot{x} - \hat{T}_{\theta_y}^{dis} \right\}\quad (15)$$

システム全体のブロック線図は図 5 に表される。

## 4 実験

提案手法の有効性を確認するため, 実験を行った。与えられた軌道に対する吊荷の位置応答を図 6, 7 に, 振動角応答を図 8, 9 に示した。従来手法と比較し, 提案手法では軌道追従特性および振動抑制特性が改善されている。

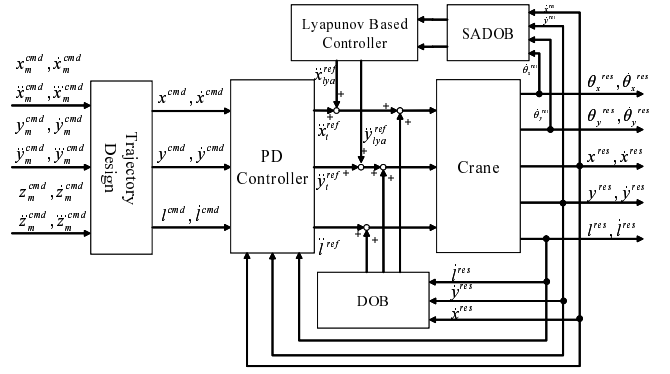


図 5: 提案手法のシステム全体のブロック線図

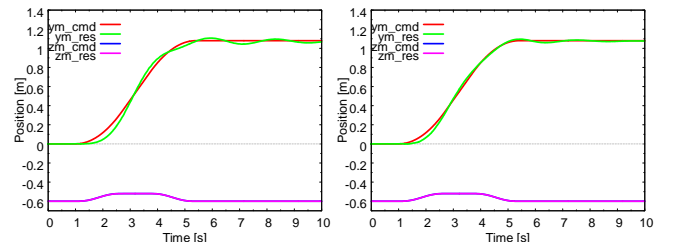


図 6: 従来手法 (位置応答)

図 7: 提案手法 (位置応答)

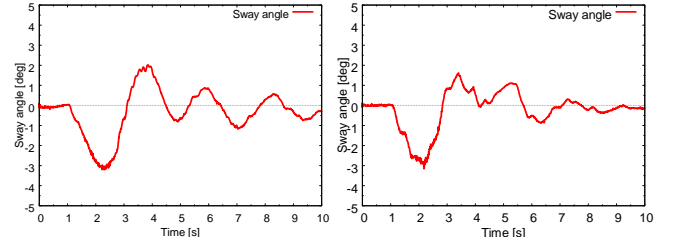


図 8: 従来手法 (振動角応答)

図 9: 提案手法 (振動角応答)

## 5 結論

本論文では, ロープ長の変動を考慮した自動クレーンの振動抑制制御を提案した。吊荷の追従性が向上するような運搬軌道設計を行い, またロープ長の変動を考慮したオブザーバを提案することでロバスト性の高い制御系設計を行った。また実験による従来手法との比較によって提案手法の有効性を確認した。

## 参考文献

- [1] H. Ishino and T. Murakami: "Anti Swinging Control of Automatic Crane System with Variable Rope Length", *8th France-Japan and 6th Europe-Asia Congress on Mechatronics*, Nov, 2010
- [2] Ho-Hoon Lee: "Modeling and Control of a Three-Dimensional Overhead Crane", *ASME Trans. On Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 44, pp.471-476, 1998
- [3] M. Fliess, J. Levine, and P. Rouchon: "Flatness and defect of nonlinear systems: Introductory theory and examples", *International Journal of Control*, 61(6), pp.1327-1361, 1995