天井クレーンにおける荷物の回転を考慮した経路計画と
障害物回避制御*

(第2報, 回転機構の構築と障害物回避制御)

三好孝典^{*1}, 土田康二^{*2}, 寺嶋一彦^{*1}Path Planning and Obstacle Avoidance Control Considering
Rotary Motion of Load for Overhead Crane
(2nd Report, Production of Rotary Mechanics and Obstacle Avoidance Control)Takanori MIYOSHI^{*3}, Koji TSUCHIDA and Kazuhiko TERASHIMA^{*3} Production Systems Engineering, Toyohashi University of Technology,
1-1 Hibarigaoka, Tempaku cho, Toyohashi shi, Aichi, 441-8580 Japan

In this paper, the posture and tracking control is presented for autonomous overhead crane. First, a rotary mechanics is developed and formularized. Secondly, an optimal servo controller is designed in order to avoid the obstacles by rotating and traveling. In order to improve the control performance, the preview servo controller, which synchronizes the rotary motion with traveling motion, is implemented. Furthermore, time-varying controller is applied in order to minimize the superficial error between the reference and output. Finally the effectiveness of proposed controller is shown through experiments and simulation.

Key Words: Optimal Control, Vibration Control, Torsional Vibration, Preview Control, Overhead Crane, Posture Control, Obstacle Avoidance

1. は じ め に

作業者の手動操作による天井クレーンは多くの工場内の荷物輸送に用いられている。しかし、近年の労働環境では人件費削減や作業効率の追求が求められることから、操縦者を必要としない自律的天井クレーンシステムの構築が期待されている。一方、天井クレーンでは棒、板、管のような長尺物も頻繁に搬送するため、障害物が散在した工場内では吊り荷の水平動作と回転により障害物を回避するクレーンが必要とされる。

これらの問題を解決するために、第1報では、吊り荷の回転により障害物を回避する経路計画に関して提案を行った。第2報の本論文では、回転機構の製作、およびモデリングと、最適予見制御を用いた吊り荷の位置・姿勢制御による障害物回避制御について提案する。

これまで、クレーンの吊り荷姿勢制御、特にヨー方向の姿勢制御に関する研究として、吉田らは一本の

ワイヤロープで支持された吊り上げ具をジャイロ機構によって姿勢制御する研究⁽¹⁾を行い、神吉らは同様にジャイロ機構によるヨー・ロール・ピッチ方向の姿勢制御を実用化し、既に一部の建築現場で使用されている⁽²⁾⁽³⁾。しかし工場で搬送される資材は大型、大重量物も多く、ジャイロ機構を用いた姿勢制御には大型の専用慣性ロータが必要となり、吊り上げ具が非常に大型になる可能性がある。一方、Sawodney, Lafre らは、吊上げ具およびワイヤロープを巻くドラム部全体を回転させ、ヨー方向の姿勢制御を行っている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。この研究では、ドラム部をヨー方向に回転させる特殊なクレーン装置を使用することで、迅速かつワイヤロープのねじれを生じることなくヨー方向の姿勢制御を実現しているが、装置の特殊性から既存の天井クレーンにそのまま適用することは困難である。そこで、本論文では一般的な天井クレーンに適用可能な吊り荷回転機構を有する吊り具を提案し、モデル化を行う。

さらに、回転動作によって安全に障害物を回避しつつ荷物の搬送を行うためには、振動抑制制御とともに吊り荷の姿勢と位置を指定された経路に同期させる制御が必要である。クレーンに関する制振制御については著者らのグループを含め多くの研究者によって報告

* 原稿受付 2004年5月25日。

^{*1} 正員、豊橋技術科学大学工学部(☎441-8580 豊橋市天伯区雲雀ヶ丘1-1)。^{*2} オークマ(株)(☎480-0193 愛知県丹羽郡大口町下小口5-25-1)。

E-mail: miyoshi@procon.tutpse.tut.ac.jp

されている^{(6)~(8)}が、位置・姿勢の同期化制御の研究、評価はほとんど行われていない。そこで本論文では、未来の情報を利用してフィードフォワードを行う最適予見制御^{(9)~(11)}を用い、フィードバックゲインを過度に上げることなく、安全な位置・姿勢の同期化制御を実現する。

2. 機構とモデリング

2.1 天井クレーン機構のモデリング 実験装置の概観を図1に示す。ガーダとトロリはそれぞれAC

Fig. 1 Overview of experimental apparatus

サーボモータにより Travel 方向 (x 軸) と Transverse 方向 (y 軸) に独立に駆動され、それぞれの位置はモータに内蔵されたエンコーダを通じて計測される。また、ロープは DC サーボモータによって、 z 軸方向に巻き上げ、下げできるが、本論文では研究目的を明確にするため固定とする。回転吊り具は動滑車によりロープと接続され、吊り荷はその下部に固定される。吊り荷の振れ角はトロリ下部に取り付けられたレーザ変位計により測定されるが、詳細は第2.3節で述べる。

ロープ、回転吊り具、吊り荷が微小な自由度の振動を行うと仮定すると、 x 軸に関する状態方程式は荷位置モデル⁽⁶⁾を用いて (1) 式のように表すことができる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_x \\ \ddot{x}_x \\ \Delta x_x \\ \dot{\Delta x}_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{1}{T_x} - \frac{g}{L} - \frac{D_x}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_x \\ \dot{x}_x \\ \Delta x_x \\ \dot{\Delta x}_x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_x}{T_x} \\ 0 \\ \frac{K_x}{T_x} \end{bmatrix} u_x$$

$$y_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_x \\ \dot{x}_x \\ \Delta x_x \\ \dot{\Delta x}_x \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

ここで、AC サーボモータは 1 次遅れ系と仮定し、 K_x はモータゲイン [m/sV]、 T_x はモータの時定数 [s]、 x_x はガーダの位置 [m]、 $\dot{x}_x$ はガーダの速度 [m/s]、 Δx_x はガーダからの荷物の相対位置 [m]、 $\dot{\Delta x}_x$ はガーダから吊り荷の相対速度 [m/s]、 D_x はロープの振れ摩擦係数 [Ns/m]、 m は回転吊り具と荷物の質量 [kg]、 L は振れの支点から回転吊り具と吊り荷の重心までの長さ [m]、

g は重力加速度 [m/s²]、そして u_x は AC サーボモータへの入力電圧 [V] である。出力 y_x は荷物位置の絶対座標で、 x_x と Δx_x の和となる。また、 y 軸に関しても同様の式となるが、添え字はすべて y となる。振れ角が微小であるならば x, y 軸の振れに関する干渉はほとんど無視でき、それぞれ独立とみなすことができる。

本実験機における各パラメータの値を表1に示す。

Table 1 Parameters of overhead crane

Parameter	Unit	Value
K_x : Motor gain (Travel)	[m/sV]	0.1690
K_y : Motor gain (Transverse)	[m/sV]	0.1680
T_x : Motor time constant (Travel)	[s]	0.090
T_y : Motor time constant (Transverse)	[s]	0.084
D_x : Damping coefficient (Travel)	[Ns/m]	0.17
D_y : Damping coefficient (Transverse)	[Ns/m]	0.54

2.2 回転吊り具の機構とモデリング 本研究において製作した回転吊り具の概略図と写真を図2に示す。

(a) Illustration of lifter

(b) Photograph of lifter

Fig. 2 Structure of lifter

回転吊り具は上部と下部に分けられ、上部には DC モータ、ギアボックス、プーリー、スパイラルギアのウォームが固定されており、順次モータの動力が伝えられる。一方、吊り上げ具下部には吊り荷取り付け部とスパイラルギアのホイール部が固定されており、スパイラルギアのウォーム、ホイール間の相対運動により、下部が上部に対して回転運動を行い、取り付けられた吊り荷を回転させることができる。

吊り具に関する座標系を図3に示す。回転吊り具

Fig. 3 Coordinate axis of lifter

上部に対する下部の回転角度 θ_2 [rad] はモータのエンコーダによって計測される。また、ロープのねじれ角、すなわち、支点に対する回転吊り具上部の回転角度 θ_1 [rad] は、トロリ下部に設置されたレーザ変位計により測定される。制御の目的はロープのねじれ θ_1 をできるだけ 0 に抑えつつ、絶対座標における荷物の回転角度 $\bar{\theta} = \theta_1 + \theta_2$ を指令値に一致させることである。ただし、吊り荷を回転させる際に反力でロープがねじれ、吊り具自体が回転してしまうため、追従性良く目標とする角度に荷物を制御することは容易ではない。

回転に関するモデリングはラグランジュ法により行った。運動方程式は (2) 式となり、状態方程式として (3) 式を得る。

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_1 = \frac{1}{I_1} \ddot{\theta}_2 - \frac{k_\theta}{I_1} \theta_1 - \frac{\mu_\theta}{I_1} \dot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 = -\frac{1}{I_2} \ddot{\theta}_1 + \frac{K_\theta}{I_2} u_\theta \\ k_\theta = \frac{(m_1 + m_2)gr^2}{L_r} + k_{cmp} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_\theta}{I_1} & -\frac{\mu_\theta}{I_1} & 0 & \frac{I_2}{I_1 I_\theta} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{I_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \theta_2 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{I_2 K_\theta}{I_1 I_\theta} \\ 0 \\ \frac{K_\theta}{I_2} \end{bmatrix} u_\theta$$

$$\bar{\theta} = [1 \ 0 \ 1 \ 0] \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \theta_2 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

ここで、 I_1 は回転吊り具のモーメント [kgm^2], I_2 は吊り荷のモーメント [kgm^2], $I = I_1 + I_2$ である。 k_θ はロープのねじれ回転方向のバネ定数 [Nm/rad], μ_θ はロープのねじれ回転方向の粘性抵抗係数 [Nm/(rad/s)], T_θ は吊り具を回転させるモータの時定数 [s], K_θ はモータゲイン [rad/(sV)], そして r は動滑車の半径 [m] である。出力 $\bar{\theta}$ は絶対座標における荷物の回転角度で、ロープのねじれ角 θ_1 と回転機構の回転角 θ_2 の和となる。

ばね定数は理論的には $k_\theta = \frac{(m_1 + m_2)gr^2}{L_r}$ となる⁽⁴⁾が、実際には荷物は太いワイヤロープで吊されているため、ロープ自身のねじれの復元力などにより k_θ はこれよりも大きな値となる。ロープ長を変化させたとき

のばね定数の理論値と実際の剛性のグラフを図 4 に示す。点線が理論値、×印が実験結果である。実験結果

Fig. 4 Relationship between L_r and k_θ (Theoretical value and compensated value)

は理論値と大きく異なっていることがわかる。そこで実験値に合うような補償値として定数 $k_{cmp} = 0.039$ を導入し、 $k_\theta = \frac{m_1 g r^2}{L_r} + k_{cmp}$ とした。このときのグラフが実線である。実験結果とよく一致することがわかる。ただし、この補償値はクレーンの機体に依存するため個々に同定を必要とする。

実験機における各パラメータの値を表 2 に示す。なお、荷物の質量や慣性モーメントは、ばね定数の同定の際に用いた値を示している。

Table 2 Parameters of lifter

Parameter	Unit	Value
K_θ : Motor gain	[rad/(sV)]	1.21
T_θ : Motor time constant	[s]	0.047
I_1 : Moment of inertia lifter	[kgm ²]	0.078
m_1 : Mass of lifter	[kg]	7.0
μ_θ : Damping coefficient	[Nm/(rad/s)]	0.0093
k_{cmp} : Compensation value	[Nm/rad]	0.039
r : Radius of pulley block	[m]	0.030
m_2 : Mass of load	[kg]	3.0
I_2 : Moment of inertia load	[kgm ²]	0.16

2.3 レーザ変位計よる振れ角、ねじれ角の測定

本研究では荷物の位置と姿勢を導出するために、 x 軸方向の振れ角 α , y 軸方向の振れ角 β , 支点におけるロープのねじれ角 θ_1 の 3 変数を測定する必要がある。図 5 に測定に用いたレーザ変位計の配置を示す。3 台のレーザ変位計がトロリ下部に取り付けられており、それぞれの投光器と受光器はワイヤロープを挟むように設置されている。投光器でレーザを照射し、ロープの影の位置を受光器内部の CCD で計測し、幾何学的な関係から求める角度が算出される。なお、レーザ変位計は支点から L_s の位置に取り付けられているが、 L_s はロープ長 L_r に比べて十分短い。また、それぞれの位置関係は、荷物が静止している状態における 2 本のロープを結んだ線 (図 5(a) の Y 軸) から、それぞれ $\theta_s = 20$ 度、 -20 度、 90 度の位置にある。

静止状態を基準として、測定されるロープの位置を

Fig. 5 Displacement of laser sensors

センサ1番に関して D_1 , 2番に関して D_2 , 3番に関して D_3 とすると, 計測値と角度との幾何学的関係は以下のとおりである. すなわち, ロープの変位が x 軸方向に $a[m]$ であったとき, 各センサは

$$\begin{cases} D_1 = a \cos \theta_s, D_2 = a \cos \theta_s, D_3 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

を出力し, ロープの変位が y 軸方向に $b[m]$ であったとき, 各センサは

$$\begin{cases} D_1 = -b \sin \theta_s, D_2 = b \sin \theta_s, D_3 = b \end{cases} \quad (5)$$

を出力する. さらに, 動滑車の半径を r として, 吊り上げ具が $\theta_1[\text{rad}]$ 回転したとすると, 各センサの計測値は,

$$\begin{cases} D_1 = -r \sin \theta_1 \cdot \frac{L_r}{L_s} \cos \theta_s \\ D_2 = r \sin \theta_1 \cdot \frac{L_r}{L_s} \cos \theta_s \\ D_3 = r(1 - \cos \theta_1) \frac{L_r}{L_s} \end{cases} \quad (6)$$

となる. ただし, $\cos \theta_1 \sim 1, \frac{L_r}{L_s} \sim 0$ と仮定できるので $D_3 = 0$ となる. これらの動作が全て同時に起こったときの計測値は, 角度が微小で線形加算が成立すると仮定すると次のようになる.

$$\begin{cases} D_1 = a \cos \theta_s - b \sin \theta_s - r \frac{L_r}{L_s} \sin \theta_1 \cos \theta_s \\ D_2 = a \cos \theta_s + b \sin \theta_s + r \frac{L_r}{L_s} \sin \theta_1 \cos \theta_s \\ D_3 = b \end{cases} \quad (7)$$

この連立方程式を解き, $\alpha = \tan^{-1} \frac{a}{L_s}, \beta = \tan^{-1} \frac{b}{L_s}$ の関係を用いることで, 以下の式を得る.

$$\begin{cases} \alpha = \tan^{-1} \frac{D_1 + D_2}{2L_s \cos \theta_s} \\ \beta = \tan^{-1} \frac{D_3}{L_s} \\ \theta_1 = \sin^{-1} \frac{(-D_1 + D_2) - 2D_3 \sin \theta_s}{2r \frac{L_r}{L_s} \cos \theta_s} \end{cases} \quad (8)$$

3. 位置と姿勢の同期化を考慮した障害物回避制御

本論文で提案する吊り荷の位置と姿勢の同期化を考慮した障害物回避制御の有効性を示すために, 図1の

天井クレーン実験機により制御実験を行った. 与える経路は第一報で報告したアルゴリズムを用い, 図6とする. すなわち, 環境地図として $2.0[m] \times 1.0[m]$ のクレーンの可動範囲を想定し, その中に $0.6[m] \times 0.4[m]$ の障害物を設置する. 可動範囲の外側は壁とする. 図内の長方形は吊り荷の外形, 実線は吊り荷の中心位置の軌跡, 太点線は荷物位置の外郭包絡線を示す. 荷物は可動範囲の両端に設定したスタート地点からゴール地点まで搬送されるが, その間荷物を適切に回転させなければ障害物や壁に衝突する. なお, 荷物は質量 $3.0[\text{kg}]$, 長さ $0.73[m]$, 幅 $0.1[m]$, 高さ $0.5[m]$ の直方体とし, ロープの支点から荷物の重心までの距離が $0.7[m]$ となるように吊した. また, 制御系のサンプリング時間は $0.02[s]$ とした. 障害物は制御系の特性がわかりやすいようにひとつとしたが, 複数個あっても以下で考察する制御系の性質は変わらない.

Fig. 6 Reference of tracking trajectory control

3.1 LQI サーボ系の構築 まず LQI サーボ系を x, y, θ 軸それぞれ独立に設計し, 実験を行った. (1) 式と (3) 式から得られるそれぞれの軸の離散化されたシステム $x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)$, $y(k) = Cx(k)$ において, (9) 式の評価関数を最小にする LQI サーボ系を各軸それぞれ (10) 式により求めた.

$$J = \sum_{k=1}^{\infty} [X_0^T(k) Q X_0(k) + \Delta u^T(k) H \Delta u(k)] \quad (9)$$

$$\begin{cases} \Delta u(k) = F_0 X_0(k) = \begin{bmatrix} F_e & F_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e(k) \\ \Delta x(k) \end{bmatrix} \\ F_0 = -[H + G^T P G]^{-1} G^T P \Phi \end{cases} \quad (10)$$

ただし, P は Riccati 方程式

$$P = Q + \Phi^T P \Phi - \Phi^T P G [H + G^T P G]^{-1} G^T P \Phi$$

を満たす正定解で,

$$G = \begin{bmatrix} I_m - CA \\ 0 & A \end{bmatrix}, \quad \Phi = \begin{bmatrix} -CB \\ B \end{bmatrix} \quad (11)$$

である. ここで偏差 $e(k) = R(k) - y(k)$, $R(k)$ はサンプルタイム k におけるサーボ系への指令値 (図8における $R(k)$) で, x, y 軸は荷物位置, θ 軸は荷物角度を指

令), $y(k)$ はサンプルタイム k における出力 (図8における $y(k)$ で (1),(3) 式の離散化された出力方程式の値), Δ はサンプリングにおける一階差分オペレータ, x は (1),(3) 式の離散化された状態変数である. したがって $X_0(k)$ はいずれの軸も 5×1 のベクトルとなる.

コントローラの設計においては, 以下の制御仕様を満たすよう, 重みパラメータを試行錯誤により決定した.

- (1) x, y 軸に関しては振れ角 $\pm 0.05[\text{rad}]$ 以内
  - (2) θ 軸に関してはロープのねじれ角は $\pm 0.3[\text{rad}]$ 以内
  - (3) 全軸において制御入力 $\pm 5[\text{V}]$ 以内
- 得られた重みパラメータは以下のとおりである.

$$\begin{cases} Q_x = Q_y = \text{diag}(40, 1, 1, 100000, 1), \\ H_x = H_y = 50, \\ Q_\theta = \text{diag}(5, 100000, 1, 1, 1), \\ H_\theta = 50 \end{cases} \quad (12)$$

x, y, θ 軸はそれぞれ独立して制御されるため, 各軸の制御入力 $\Delta u_x(k), \Delta u_y(k), \Delta u_\theta(k)$ はそれぞれのモデルに対して独立して得られる. 図7に実験結果を示す.

Fig. 7 Experimental results by LQI control

図7の(a)Pathにおいて, 障害物を回避することはできたが, 楕円で囲まれた箇所で大点線で示された指令値の荷物位置の外郭包絡線を大きく越え, 吊り荷が搬送領域境界に接近していることがわかる. この原因は同図(b),(c)より明らかなように, x 軸に比較して θ 軸の応答が遅く回転動作が遅れたためである. もともと制御前のプラントの支配極は, x, y 軸が -3.74 であるのに対し, θ 軸は -0.879 と極めて遅い. 理論的には状態フィードバックのゲインを適切に設定することにより, 極を任意の位置に設定することが可能であるが,

実際のプラントではモデルの不確かさやむだ時間, 操作入力の飽和などの要因により, コントローラのゲインを上げて早い極に合わせると極配置することは困難な場合がある. 本例では回転機構にバックラッシュが存在するため, 回転軸のゲインをこれ以上上げると不安定になる状態であった. (c)の θ 軸の制御入力のグラフから, バックラッシュの影響で制御入力が振動的になっていることが観測できる. しかしながら, 遅い θ 軸の極に合わせて x, y 軸の極配置を行えばシステムの応答は極めてゆっくりとしたものになり, 実用上問題が生じる. 以上のことから, フィードバックコントローラを高ゲイン化させずに, 将来の曲線軌道や荷物の回転をフィードフォワードであらかじめ補償し, x, y 軸と θ 軸を応答性良く同期化させる制御が必要であると判断できる.

3.2 最適予見サーボ系の構築 前節の問題を解決するために, 指令値の未来情報を用いて x, y 軸と θ 軸をフィードフォワードによって同期化させる最適予見サーボ系⁽⁹⁾を構築した. 図8にブロック線図を示す.

Fig. 8 Block diagram of preview control

現在時刻 k から M_R サンプリング未来までの指令値がわかっているとき, (9) 式の J を最小化する制御入力は次式により与えられる.

$$\Delta u(k) = F_0 X_0(k) + \sum_{j=0}^{M_R} F_R(j) \Delta R(k+j) \quad (13)$$

ここで,

$$\begin{cases} F_R(j) = -[H + G^T P G]^{-1} G^T (\xi)^{j-1} P G_R \\ \xi = \Phi + G F_0 \\ G_R = \begin{bmatrix} I_m \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (14)$$

である. $F_R(j)$ は予見フィードフォワードゲインと呼ばれ, フィードバックゲインは LQI サーボ系と同一で (10) 式より導出される. すなわち, 本最適予見サーボ系はフィードフォワード, フィードバックとも x, y, θ 各軸独立で制御される. 予見ステップ数 M_R は多くとればとるほど (9) 式の J を小さくすることができるが, 予見のための演算量は増加する. 効果的に J を削減し, かつ演算量が多くならない値として試行錯誤により x, y 軸では $M_R = 100$, θ 軸では $M_R = 200$ とした.

予見ステップ数を大きくすることによるもう一点の弊害は後述する。なお、 θ 軸は応答が遅いため M_R を大きく設定し、 x, y 軸よりも早く動き始められるよう予見時間を長く設定し同期を図っている。

図9に最適予見サーボ系による実験結果を示す。(a)

Fig. 9 Experimental results by preview control

において、搬送領域境界への接近が改善されていることが確認できる。この理由として、(b),(c)のグラフから、予見フィードフォワードによって各軸の遅れが改善され、指令値と出力がほぼ一致していることがわかる。最適予見制御においては指令値の未来情報を用いるため、指令値の変化より制御入力の変化が先行する。(b),(c)の制御入力をみると、 θ 軸では指令値の変化する4[s](=0.02[s]×200step)前から制御入力に変化し、 x 軸では2[s]前から制御入力に加わっていることが確認できる。

なお、応答性を改善するためのフィードフォワードとしては、逆動力学を用いたもの⁽⁸⁾が成果を上げているが、本論文では以下の理由により最適予見制御を用いた。

- (1) 逆動力学アルゴリズムはモデルの逆関数を用いるため、本プラントの場合は4サンプリング分の指令値の未来情報を使って制御入力を導出できる。しかしながら、指令値のわずかな変化によって容易に制御入力飽和するという欠点を有するため、飽和を生じさせない指令値そのものをどう決定するかという問題が生じる。
- (2) 最適予見制御では評価関数に基づいたフィードバックとフィードフォワードの統合化最適設計が可能であり、次節で述べる多軸同期化も容易である。一方、逆動

力学アルゴリズムにおいては、フィードバックとフィードフォワードは分離して取り扱われる。

3.3 面積誤差を用いた最適予見サーボ系の構築
最適予見制御により荷物の境界領域への接近は改善された。しかしながら、図10に示すように経路のショートカットの問題が観測された。

Fig. 10 Shortcut problem by preview servo

図の破線が指令経路で、実線が実際に荷物が通過した経路である。最適予見制御では与えられた指令経路の大きく内側を荷物が通過していることがわかる。カーブした経路の内側には一般的に障害物があると考えられ、ショートカットは障害物との衝突を引き起こす危険がある。ショートカットの原因は次のように考えられる。すなわち、最適予見制御では指令値の未来情報を用いて制御入力を求める。したがって、内側に曲がる経路が設定されていると、その経路を先取りしてしまい、本来の経路より内側を通過してしまう。

これに対しては、 M_R を調整して改善することも可能であるが、対処的であり合理性がない。そこで、 x 軸と y 軸の制御に面積誤差評価予見制御⁽¹⁰⁾を適用する。図11において実線は指令経路、破線は実際の経路を示しており、灰色の四角形は現在時刻 k と1サンプリング前の時刻 $k-1$ との間の指令経路と実際の経路との面積誤差を表す。本制御は濃い灰色で表した三角形 $s(k) = \frac{1}{2} \{ \|e(k) \times \Delta R(k)\| \}$ の面積の最小化を図るもので、これにより実際の経路が指令経路に接近し、ショートカットの抑制が期待できる。以下に設計法⁽¹¹⁾を示す。

Fig. 11 Schematic diagram of superficial error

x 軸と y 軸を統合した拡張システムを考える。

$$\begin{cases} A = \begin{bmatrix} A_x & 0 \\ 0 & A_y \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_x & 0 \\ 0 & B_y \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} C_x & 0 \\ 0 & C_y \end{bmatrix} \end{cases} \quad (15)$$

最適レギュレータ理論に組み込むために、次のような面積誤差を含む評価関数を考える。

$$J(k) = \sum_{j=k}^{k+M_R} [X_o^T(j)Q(j)X_o(j) + \Delta u^T(j)H\Delta u(j)]$$

ここで、

$$\begin{cases} Q(k) = \begin{bmatrix} qS(k) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \tilde{Q}_x \\ S(k) = \frac{1}{4}[\Delta R^T(k)\Delta R(k)I - \Delta R(k)\Delta R^T(k)] \end{cases}$$

で、 q は面積誤差評価項の重み、 $\tilde{Q}_x$ はサーボ系の状態変数に対する重みである。また、 M_R は評価対象区間のサンプリング数を示す。 $X_o, \Delta u, \Delta R, H, \tilde{Q}_x$ は x, y 軸が統合され、(9),(10)式から拡張されたもので、

$$\begin{cases} X_0 = \begin{bmatrix} e_x(k) \\ e_y(k) \\ \Delta x_x(k) \\ \Delta x_y(k) \end{bmatrix}, \Delta u = \begin{bmatrix} \Delta u_x \\ \Delta u_y \end{bmatrix}, \Delta R = \begin{bmatrix} \Delta R_x \\ \Delta R_y \end{bmatrix}, \\ H = \text{diag}(H_x, H_y), \\ \tilde{Q}_x = \text{diag}(Q_{e_x}, Q_{e_y}, Q_{x_x}, Q_{x_y}) \end{cases} \quad (16)$$

である。 Q_{e_x}, Q_{e_y} は偏差に対する重み、 Q_{x_x}, Q_{x_y} はそれぞれ x, y 軸の状態変数に対する重みを示し、結果 $\tilde{Q}_x$ は 10×10 の対角行列となる。以上のことから、本手法では第3.1節や第3.2節のように u_x, u_y が独立に求められるのではなく、 x, y 軸のデータから求められる干渉制御となる。

このとき評価関数 $J(k)$ を最小とする制御入力 Δu は逐次最適化法により次のように求められる。

$$\Delta u(k) = F_o(k)X_o(k) + \sum_{j=1}^{M_R} F_R(k, j)\Delta R(k+j) \quad (17)$$

ここで、 $j = 1, 2, 3, \dots, M_R$ において

$$\begin{aligned} F_o(k) &= -\chi(M_R-1, k)G^T P(M_R-1, k)\Phi, \\ F_R(k, j) &= -\chi(M_R-1, k)G^T \prod_{i=2}^j \xi(M_R-i, k) \\ &\quad \times P(M_R-j, k)G_R, \\ \chi(M_R-i, k) &= [H + G^T P(M_R-i, k)G]^{-1}, \\ \xi(M_R-i, k) &= [I - G\chi(M_R-i, k)G^T P(M_R-i, k)]\Phi, \\ P(M_R-j, k) &= Q(k+j) + \Phi P(M_R-j-1, k)\Phi \\ &\quad - \Phi^T P(M_R-j-1, k)G \\ &\quad \times \chi(M_R-j-1, k)G^T \\ &\quad \times P(M_R-j-1, k)\Phi \end{aligned}$$

ただし $i < 0$ において $P(i) = 0$ である。また、 G, Φ, G_R は(11),(14)式から拡張されたもので、 Q, P は時変であることからフィードバックゲイン $F_o(k)$ も時変となる。

コントローラとして、第3.1節の設計条件を満たすような重みと、予見フィードフォワードに関する演算量が少なく、かつ効果的に評価関数 J を小さくする予見ステップ数を以下のように決定し、フィードバックゲイン $F_o(k)$ と予見フィードフォワードゲイン $F_R(k, j)$ を求め搬送実験を行った。荷物経路を y 軸方向に拡大した実験結果を図12に示す。太点線が指令経路で、太実線が面積誤差評価予見サーボ系による荷物経路、細実線が前節の最適予見サーボ系による荷物経路である。本手法によりショートカットが改善され、指令経路に近づいていることが確認できる。

$$\begin{cases} q = 90000 \\ H = \text{diag}(10, 10) \\ Q_x = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 500, 0, 0, 0, 500, 0) \\ M_R = 70 \end{cases} \quad (18)$$

Fig. 12 Improvement of performance by considering superficial error

表3に各制御系における面積誤差の総和の比較を示す。面積誤差評価予見制御は最適予見制御と比較して経路追従性を20%近く向上させ、三つの制御系の中でもっとも精度のよい制御であることが確認できる。なお、これ以上の指令値への追従のためには、指令値そのものの改善が必要であると考えられる。

Table 3 Comparison with superficial error

Controller	Superficial error [m ²]
LQI servo controller	0.378
preview servo controller	0.436
Superficial error controller	0.355

面積誤差評価予見サーボ系のコントローラは経路の変化に合わせた時変ゲインを持つ。偏差の積分に関するゲインの変化を図13に示す。ここで、 R_x, R_y は x, y 軸の指令値、 $F_e(1, 1)$ は x 軸の偏差の積分から x 軸の制御入力へのゲイン、 $F_e(1, 2)$ は x 軸の偏差の積分から y 軸の制御入力へのゲイン、同様に $F_e(2, 1)$ は y 軸から x 軸へ、 $F_e(2, 2)$ は y 軸から y 軸へのゲインである。 x 軸と y 軸は2組のゲイン $F_e(1, 2)$ と $F_e(2, 1)$ を通じて干渉し合い、各々を同期させることによって経路追従性を向上させる。本実験の場合、 $F_e(1, 2), F_e(2, 1)$ はほぼ同一の値となっている。これは、粘性抵抗は若

干渉するものの x, y 軸がほぼ同一のプラントであることと、 x 軸から見た y 軸の相対指令値と y 軸から見た x 軸の相対指令値は同じであるためである。

図 13 の指令値 R_y において、矢印で示されるポイントは、図 12 における変曲点 (矢印部) に相当するが、このとき y 軸に関する進行方向が逆転するため、 $F_e(1,2), F_e(2,1)$ の符号も反転することがゲインの変化から確認できる。指令値とゲインで矢印の時刻が異なっているのは予見時間の $1.4[s](=70\text{step} \times 0.02[s])$ 分だけゲインが先行するためである。

Fig. 13 Variation of time-varying gain and trajectory

Fig. 14 Schematic diagram of synchronous control

ゲインの反転を図 14 を用いて説明する。破線が指示経路とする。ある時刻の指令位置が A 点で、実際の位置が x 軸方向に遅れた B 点であったとすると、所定の経路に戻すためには y 軸方向の制御入力を増加させる必要がある。もし、実際の位置が y 軸の負方向に進んだ C 点であった (偏差は正方向に増加) とすると、 x 軸の制御入力を増加させる必要がある。したがって、A 点における $F_e(1,2), F_e(2,1)$ は双方とも正でなければならない。一方、指令位置が D 点で、実際の位置が y 軸方向に遅れて E 点であったとすると、所定の経路に戻すためには x 軸の制御入力を減少させる必要がある。同様に x 軸方向に遅れ、偏差が増加したとすると y 軸の制御入力を減少させなければならない。したがって D 点におけるゲインは $F_e(1,2), F_e(2,1)$ も負になる。以上により、指令経路の変曲点でゲインが正から負に反転する理由が説明でき、用いたアルゴリズムが物理的に見ても妥当なものであったと判断できる。

4. 結 言

天井クレーンにおいて、荷物の回転動作を実現する機構を開発し、吊り荷の回転に関する定式化を行った。さらに、第一報で報告した荷物の回転を考慮した経路計画を用いて搬送実験を行い、障害物回避の有効性を実証した。制御に関しては最適予見サーボ系を構成し、位置と姿勢の同期化を図ることで LQI 制御で生じる搬送領域境界への荷物の接近の問題を解決した。加えて、面積誤差評価予見サーボ系を構築し、時変フィードバックにより指令経路と実際の経路の面積誤差を 20% 近く減少させ、経路追従性を改善した。

文 献

- (1) Yoshida, Y. and Yajima, M., Control of Rotation and Swing of a Rigid Body Suspended Load Using Inertia Rotors, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, No.69, Vol.677, (2003), pp.63-68
- (2) Ohyagi, S. et al., Rotary Suspender Using Gyromoment (in Japanese), *Journal of the Robotics Society of Japan*, Vol.17, No.1, (1999), pp.46-47
- (3) Kanki, H. et al., Development of Suspender Controlled by CMG, *Proc. of Japan Society of Mechanical Engineers Dynamics, Measurement and Control Division, B*, (1995), pp.34-37
- (4) Lahres, S. et al., Observer and Control Design for The Rotation of Crane Loads, *Proc. of the IFAC Conference Control System Design*, (2000), pp.649-653
- (5) Sawodny, O. et al., An automated gantry crane as a large workspace robot, *Control Engineering Practice*, Vol.10, No.12, (2002), pp.1323-1338
- (6) Kaneshige, A. et al., Modeling and Transferring Control of an Overhead Traveling Crane Based on the Information of Object Position (2nd Report), *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.64, No.628, (1998), pp.4783-4790
- (7) Takagi, K. et al., Control of a Tower Crane without Sensor for Load-Rope Angle (2DOF Control Using Final-State Control Method with Error Learning), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.67, No.656, (2001), pp.999-1007
- (8) Yanai, N. et al., Feedback Control of Crane Based on Inverse Dynamics Calculation, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.37, No.11, (2001), pp.1048-1055
- (9) Egami, T. et al., Partial State Feedback Control System Syntheses Method with Preview Feedforward Compensation, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.23, No.12, (1987), pp.1260-1267
- (10) Itoh, K. and Tsuchiya, T., Application of Preview Control with Superficial Evaluation Term for Trajectory Control, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.25, No.7, (1989), pp.771-778
- (11) Tsuchiya, T. and Egami, T., *Digital Preview Control* (in Japanese), (1992), Sangyo-Tosho