船体揺れを考慮した船上クレーンの統合化シミュレータの開発と搬送制御

伊 藤 隆 二*・寺 嶋 一 彦*

野 田 善 之*・岩 佐 剛 浩*

Development of Innovative Integrated Simulator on Shipboard Crane Considering Ship Sway and Transfer Control

Ryuji ITO*, Kazuhiko TERASHIMA*,
Yoshiyuki NODA* and Takahiro IWASA*

In this paper, in order to systemize the state analysis of a shipboard crane, the integrated computer simulator tool of rotary crane with ship behavior in consideration of ship sway is newly built. The integrated simulator of shipboard crane considering ship sway was realized by incorporating an external force interface routine of a component with Fluid analysis software. The transfer control system is conducted by HSA (Hybrid Shape Approach) using STT (Straight Transfer Transformation) method. The proposal method was confirmed to be effective in order to reduce both sway of a ship and a load by the simulation analysis.

Key Words: shipboard crane, virtual plant by computer simulator, ship sway, sway control, transfer control

1. はじめに

日本は四方を海に囲まれた島国であることから、他国との貿易を行なう際に、一度に多く荷を搬送できる海上輸送は重要である。そこで、**Fig.1**に示すような船体にクレーンを搭載した船上クレーンは、港湾に荷役設備がなくとも荷役が可能であり、港湾や海上設備の建設にも使用されるため、海上輸送などを行なう際に頻繁に用いられている。

Fig. 1 Shipboard crane

しかし、吊り荷の搬送や風などによる吊り荷の振れ、風や波などによる船体の揺れは互いに影響し合い、容易に悪循環へと陥る。そのため、旋回クレーンにおける吊り荷の振れ止め、位置決め、障害物回避などの問題がより複雑化し、操作者は船体の揺れと吊り荷の振れを考慮した搬送を行なわなければならない、非常に困難な搬送作業となる。そこで、船体を揺らさず、迅速かつ安全に吊り荷を搬送する搬送システムの開発が望まれている。

従来研究として、白石らは起重機船の模型船を制作し、模型船の起重機部に二又アーム装置を取り付け、水理模型実験により起重機船の吊フックの振れ止めシステムの減揺効果を実験的に確認した¹⁾。筒井らはブーム起伏動作と吊り荷巻き上げ速度を制御して、吊り荷の地切り時に吊り荷の揺れと船体動揺の防止し、作業船を用いてその有効性を確認した²⁾。秋山らは、クレーン船により積荷が吊られている状態を対象に、吊り荷に作用する復原力をモデル化し、波浪中における船体の同様に伴う吊り荷の動揺量を求め、船体の復原力は吊り荷の動揺に大きな影響を与えることを示した³⁾。しかし、船上クレーンにおける制御系設計の現状は、多くが実機を用いて試行錯誤的に行なわれているため、多額の開発コストと多大な設計時間を費やしてしまう。このような実機実験に対して、代替手法の開発が望まれている。

一方、旋回クレーンの研究は多く行なわれている。Shen らは、最適化手法を用いて制振制御入力を導入し、シミュレーションおよび実験によりその有効性を実証した^{4), 5)}。Sawodny らは、ガントリクレーンの非線形モデルを構築し、非線形制

* 豊橋技術科学大学生産システム工学系 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘 1-1

* Dept. of Production Systems Engineering, Toyohashi University of Technology, 1-1 Hibarigaoka, Tenpaku-cho, Toyohashi

(Received March 6, 2009)

(Revised October 9, 2009)

御を行ない、実機により有効性を実証している⁶⁾。また、船に関する研究も行なわれており、Stefanoらは、非常に大きな船舶が受ける風の影響を、数値流体力学を用いて船舶のモデリングを行なった⁷⁾。Emaらは、数値流体力学ソフトウェアを用いて、船体受ける流体の自由表面の影響について示した⁸⁾。しかしながら、旋回クレーンの研究と船舶の研究は多く行なわれているが、単独の研究であり、この二つの研究を組み合わせた船上クレーンのコンピュータシミュレータはなく、実機実験の代替手法として開発が強く望まれている。

そこで本研究では、数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) と機構動力学を組み合わせた船上クレーンのバーチャルプラントを構築する。また、それを基に船上クレーンの状態解析および制御系設計の効率的かつ合理的設計のために、簡易モデル化を行なう手法を提案する。この一連のシステムティックな統合化手法による制御系設計の高効率化と低コスト化を図ることを目的とする。また、実際に安全かつ迅速に搬送作業が行なえる制御システムを構築し、実装を念頭に置き、バーチャルプラント上で搬送システムの有効性について検証する。

2. 船上クレーンシミュレータ

2.1 バーチャルプラントの構築

本研究で対象とする船上クレーンの各パラメータを **Table 1** に示す。また、船体の形状は箱型とし、船体の回転中心は船体の重心、船体の並進移動方向は Z 軸方向、回転は X 軸回転と Y 軸回転のみとする。

Table 1 Parameters of the shipboard crane

Symbol	Appellation	Value
m_L	Mass of the load	17000 [kg]
L_B	Length of the boom	37 [m]
H_c	Height of the turn table	3.0 [m]
l	Length of the rope	30 [m]
m_S	Mass of the ship	1500000 [kg]
L_S	Length of the shipboard	52 [m]
B_S	Width of the shipboard	19 [m]
H_S	Height of the shipboard	3.3 [m]
D_l	Distance from center of the ship to the crane	20 [m]

本研究において定義した座標系を **Fig.2** に示す。船体の重心を原点とする空間に固定された静止座標系 $X-Y-Z$ を絶対座標系 Σ 、旋回クレーン部の根元を原点とする旋回クレーンに固定された動座標系 $X'-Y'-Z'$ をクレーン座標系 Σ' と定義する。

本研究で構築する船上クレーンのバーチャルプラントは、移動障害物（船体）を浮かべた流体の挙動を解析する数値流体力学ソフトウェア (Flow-3D, FLOW SCIENCE INC.) に、旋回クレーンの動力学を組み合わせた船上クレーンのコンピュータシミュレータである。ここで、採用した数値流体力学ソフトウェア Flow-3D は、スロッピング解析⁹⁾やキャ

Fig. 2 The definition of a coordinate system

ビティ内充填挙動解析¹⁰⁾に定評の高いものである。また、流体の環境条件として、静水中の吊り荷搬送はもちろんのこと、船体の接岸状態や波浪中における吊り荷搬送の条件を容易に設定することが可能である。したがって、本研究で用いる数値流体力学ソフトウェアとしては、コスト面および作業効率性を向上させる上で非常に有効であり、汎用性の高いソフトウェアである。

しかし、最先端の数値流体力学ソフトウェアにおいても、リアルタイムで移動障害物の傾きや並進移動量に応じてかかる移動障害物の外力を計算し、入力することができない。したがって、現状のままでは数値流体力学ソフトウェア上に、旋回クレーンの動力学をリンクしたバーチャルプラントを構築することができない問題が存在する。

そこで、旋回クレーンの動力学を基に、リアルタイムで移動障害物に外力を与える外力インターフェースルーチンを新たに開発した。外力インターフェースルーチンを付加したバーチャルプラントのフローチャートを **Fig.3** に示す。また、旋回クレーンの振れ角モデルの概略図を **Fig.4** に示す。ここで、 θ は旋回角 [rad]、 ϕ は起伏角 [rad]、 l はロープ長 [m]、 α は X 軸方向の吊り荷振れ角 [rad]、 β は Y 軸方向の吊り荷振れ角 [rad]、 $(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z})$ はブーム先端位置 [m]、 (x, y, z) は荷位置 [m] である。

Fig.3 のフローチャートを用いてバーチャルプラントの計算手順を説明する。まず、**Fig.3** のステップ 1 に示すように、数値流体力学ソフトウェア Flow-3D により流体解析と船体を模した移動障害物の初期状態の解析を行なう。ここで数値流体力学ソフトウェア Flow-3D の流体解析は、コントロールボリュームによる有限差分法に基づいてナビエ-ストークス方程式 (Navier-Stokes equations) を解いている。詳しくは付録 A に示す。つぎにステップ 2 に従い、旋回クレーンの旋回入力、起伏入力、ロープの巻上げ下げ入力を入力用ファイルから読み込む。つぎにステップ 3 に従い、**Fig.4** 左図より、クレーン座標系 Σ' におけるブームの先端位置 $(\tilde{x}', \tilde{y}', \tilde{z}')$ を、(1)~(3) 式より求める。

$$\tilde{x}' = L_B \cos \phi \cos \theta \quad (1)$$

$$\tilde{y}' = L_B \cos \phi \sin \theta \quad (2)$$

$$\tilde{z}' = H_C + L_B \sin \phi \quad (3)$$

つぎにステップ4に従い、数値流体力学ソフトウェア Flow-3D より得られた移動障害物の回転量 (ρ_x, ρ_y, ρ_z) および並進量 ($\delta_x, \delta_y, \delta_z$) を読み込み、ステップ5に従い、(4)~(6)式を用いてクレーン座標系 Σ' から絶対座標系 Σ へ座標変換を行なう。

$$\tilde{X} = T_{xyz} \tilde{X}' \quad (4)$$

$$\frac{d\tilde{X}}{dt} = \frac{dT_{xyz}}{dt} \tilde{X}' + T_{xyz} \frac{d\tilde{X}'}{dt} \quad (5)$$

$$\frac{d^2\tilde{X}}{dt^2} = \frac{d^2T_{xyz}}{dt^2} \tilde{X}' + 2 \frac{dT_{xyz}}{dt} \frac{d\tilde{X}'}{dt} + T_{xyz} \frac{d^2\tilde{X}'}{dt^2} \quad (6)$$

ただし、

Fig. 3 Flow chart of virtual plant of shipboard crane

Fig. 4 Swing angle model

$$\tilde{X} = [\tilde{x} \ \tilde{y} \ \tilde{z} \ 1]^T, \quad \tilde{X}' = [\tilde{x}' \ \tilde{y}' \ \tilde{z}' \ 1]^T$$

ここで、座標変換行列 T_{xyz} は、数値流体力学ソフトウェア Flow-3D より求めた移動障害物の並進量 ($\delta_x, \delta_y, \delta_z$) および回転量 (ρ_x, ρ_y, ρ_z) からなる行列である。

ステップ6に従い、Fig.4 右図より、絶対座標系 Σ におけるブーム先端位置の状態を入力とし、以下の吊り荷振れ角の状態 (7), (8) 式から吊り荷位置を (9)~(11) 式より求める。

$$\ddot{\alpha} = f_1(\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \dot{\alpha}, \alpha, \dot{\beta}, \beta) \quad (7)$$

$$\ddot{\beta} = f_2(\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \dot{\alpha}, \alpha, \dot{\beta}, \beta) \quad (8)$$

$$x = \tilde{x} + l \sin \alpha \cos \beta \quad (9)$$

$$y = \tilde{y} + l \cos \alpha \sin \beta \quad (10)$$

$$z = \tilde{z} - l \cos \alpha \cos \beta \quad (11)$$

(7)~(11) 式を船上クレーン振れ角モデルと呼び、詳細は付録 B に記述する。また、本研究の旋回クレーンの実験機を用いて各種搬送を行ない、振れ角モデルの妥当性を確認している。

最後のステップ7に従い、得られた旋回クレーンの状態と吊り荷の状態から船体に働く力とトルクを求め、ステップ1に戻り、それを数値流体力学ソフトウェア Flow-3D の移動障害物に与え、流体の挙動と船体の挙動を行なう。これら一連の計算をサンプリングタイムごとに繰り返す。

本研究の独創性は、数値流体力学を考慮した船体の運動と、動力学による旋回クレーンの運動方程式を互いリンクさせたバーチャルプラントを開発したことである。

2.2 搬送シミュレーション

構築した船上クレーンのバーチャルプラントを用いて、荷役を想定した搬送シミュレーションを行ない、船上クレーンの運動特性について確認する。

仮定として、搬送環境は、風や波はなく、広い海の静水中に船上クレーンが存在とし、バーチャルプラントの流体境界条件に、境界付近で一定速度の移流現象が発生すると仮定するゾンマーフルトの条件を採用した。流体領域は、有限領域でなければならないため、船体の運動に影響しない程度の大きさとして長さ 180m、幅 120m、水深 10m、メッシュ幅は 0.4m とする。旋回クレーンの条件は、初期旋回角 π rad、初期起伏角 $\pi/3$ rad、時計回りに $\pi/2$ rad の旋回搬送を行なう。搬送パターンは Table 2 に示す 2 パターン行なった。シミュレーション結果を Fig.5, Fig.6 に示す。

Table 2 Velocity input of rotary transfer

	Rotary acceleration [rad/s ²]	Rotary velocity [rad/s]
Transfer1	0.1	0.05
Transfer2	0.1	0.08

Fig.5(b) より、吊り荷を搬送することで荷が船体中心より離れ、それに伴い、船体に掛かるトルクが増加し、船体が次第

Fig. 5 Simulation results of Transfer1 using virtual plant

Fig. 6 Simulation results of Transfer2 using virtual plant

に傾斜していることを確認できる。Fig.5(a)より、ブーム先端位置の軌跡が *Reference* より外側に外れていることから、船体の傾斜と動揺の影響を受けていることが確認できる。搬送条件の違いについては、Transfer1よりTransfer2の旋回角速度が大きいため、Fig.5およびFig.6の(a)より、Transfer2のほうが遠心力の影響をより受けて、吊り荷が大きく外側に振れているが確認できる。そのため、船体に掛かるトル

Fig. 7 Simulation results of Transfer2 using virtual plant

Fig. 8 Simulation results of Transfer2 using virtual plant

クが増加し、船体がより揺れていることを確認できる。また、Transfer1およびTransfer2の送終了後に船体が揺れ続けている要因は、吊り荷の振れがおさまらず、船体に力が伝わっているためだと考えられる。

つぎに船上クレーンと船体横揺れなしとした地上クレーンとの比較をFig.7に示す。このとき、地上クレーンと比較のため、船上クレーンの座標は船上に設置しているクレーン座標とした。Fig.8にFig.7(c)のY軸のグラフの拡大図を示す。 A_s は船上クレーンの吊り荷の振幅、 A_r を地上クレーンの吊り荷の振幅を表わす。それぞれの振幅の平均値は以下のようになった。

$$A_s = 6.489[\text{m}]$$

$$A_r = 5.329[\text{m}]$$

船上クレーンの吊り荷の振幅 A_s のほうが地上クレーンの吊り荷の振幅 A_r より 1.16m だけ大きいことから、クレーン吊

Fig. 9 Concept of the control design

り荷運動が船体横揺れに影響されていることがわかる。

以上の結果から、船上クレーンの挙動解析で、定性的に船上クレーンの現象を説明できていると思われ、これをバーチャルプラントとして採用する。

3. 制御設計のための簡易モデル化

本研究で考える制御設計の手順を Fig.9 に示す。本研究では、計算解析に時間の要するバーチャルプラントを用いて試行錯誤的に制御系設計を行なわず、制御系設計のための簡易モデルを構築し、それを基に制御系の設計を行なう。これにより、簡易モデルを基に制御システムを設計して簡易モデル上でその制御性能を評価し、制御性能が良ければバーチャルプラント上で制御システムの有効性を確認する。この設計手順を踏むことで制御設計を容易にし、設計時間を短縮することが可能となり、高効率な制御設計法といえる。

簡易モデルは、バーチャルプラントを用いて船体の挙動を表わす数学モデルを構築し、旋回クレーンモデルと組み合わせて構築する。そこで、まず、船体の数学モデルを導出する。運動する船体には、浮力を生ずる静水圧のほかに変動する流体圧力（ラディエーション流体力）、流体の粘性に基づく摩擦力、抵抗力が船体に働く。その他、波強制力、波浪衝撃力、風からの力、潮流力、係留力などさまざまな力が働くが、これらの力は必ずしも船体に掛かるものではないため、構築する数学モデルに考慮しない。したがって船体の運動方程式は、船体の慣性力 $F_I(t)$ 、ラディエーション流体力 $F_R(t)$ 、粘性流体力 $F_V(t)$ 、静水圧に基づく復原力 $F_S(t)$ 、船体に外力として働く力 $F(t)$ またはトルク $T(t)$ とのつり合いにより得られる。また、船体の運動は、6 自由度の運動モードを有するが、船体の対象性、細長体であることを考慮し、6 自由度がすべて連成しないと仮定すると、前後揺れ、上下揺れ—縦揺れ、左右揺れ—横揺れ—船首揺れの 3 組に分離できる。さらに、吊

り荷の搬送開始時は静水中に船体が浮かんでおり、波浪はないものとして前後揺れおよび左右揺れを無視し、吊り荷の搬送による船首揺れおよび上下揺れは、横揺れ、縦揺れに比べ小さいとすると、船体の運動方程式はつぎの式で表わせる。

$$(I_x + m_x)\ddot{\rho}_x + N_x\dot{\rho}_x + C_x\rho_x = T_x \quad (12)$$

$$(I_y + m_y)\ddot{\rho}_y + N_y\dot{\rho}_y + C_y\rho_y = T_y \quad (13)$$

ここで、 $i = x, y$ と置き、 ρ_i は船体の傾斜角度、 I_i は慣性モーメント、 m_i は付加水質量、 N_i は造波減衰、 C_i は復原係数（排水量 × メタセンター高さ）、 T_i は船体に掛かるトルクである。

横揺れ、縦揺れを減衰比 ζ と固有振動数 ω_n を用いて (12)、(13) 式を書き直すとつぎの式になる。

$$\ddot{\rho}_x + 2\zeta_x\omega_{nx}\dot{\rho}_x + \omega_{nx}^2\rho_x = \frac{T_x}{I_x + m_x} \quad (14)$$

$$\ddot{\rho}_y + 2\zeta_y\omega_{ny}\dot{\rho}_y + \omega_{ny}^2\rho_y = \frac{T_y}{I_y + m_y} \quad (15)$$

ただし、

$$\zeta_x = \frac{N_x}{2\sqrt{C_x(I_x + m_x)}}, \quad \omega_{nx} = \sqrt{\frac{C_x}{I_x + m_x}}, \quad K_x = \frac{1}{C_x}$$

$$\zeta_y = \frac{N_y}{2\sqrt{C_y(I_y + m_y)}}, \quad \omega_{ny} = \sqrt{\frac{C_y}{I_y + m_y}}, \quad K_y = \frac{1}{C_y}$$

さらに、 ρ_i を出力、 T_i を入力とみなし、(14)、(15) 式を連続単一入出力の伝達関数に書き換えると、各伝達関数 $G_{\rho_x}(s)$ および $G_{\rho_y}(s)$ はつぎの式になる。

$$G_{\rho_x}(s) = \frac{K_x\omega_{nx}}{s^2 + 2\zeta_x\omega_{nx}s + \omega_{nx}^2} \quad (16)$$

$$G_{\rho_y}(s) = \frac{K_y\omega_{ny}}{s^2 + 2\zeta_y\omega_{ny}s + \omega_{ny}^2} \quad (17)$$

この伝達関数に対して、減衰比 ζ_i 、固有振動数 ω_{ni} rad/s、ゲイン K_i の同定を行なう必要がある。従来は、これを実験により求める必要があったが、本研究では、数値流体力学ソフトウェア Flow-3D に旋回クレーンモデルを統合したバーチャルプラントとして用い、未知パラメータの同定を行なうことが可能である。これが大きなメリットである。具体的には、バーチャルプラント上で一般的な吊り荷の旋回搬送を行ない、得られた船体の傾斜角度に対して誤差の二乗和が最小となるように、シンプレックス法を用いてパラメータを同定した。得られた値を以下に、バーチャルプラントより得られた船体の応答と、構築した簡易モデルの応答を Fig.10 に示す。

$$K_x = 2.177 \times 10^{-9}, \quad \zeta_x = 0.0677, \quad \omega_{nx} = 2.597$$

$$K_y = 2.364 \times 10^{-10}, \quad \zeta_y = 0.0764, \quad \omega_{ny} = 1.964$$

Fig.10 より、バーチャルプラントの応答と簡易モデルの応答は概ね一致していることから、導出した簡易モデルは妥当であるといえる。なお、Fig.10 の数値流体力学ソフトウェア Flow-3D を統合したバーチャルプラントの解析時間は、吊り荷搬送時間 40s の計算解析を行なうのに、パーソナルコン

Fig. 10 Model identification

ピュータ (Intel Xeon CPU 3.80GHz, メモリ 4.0GB), 数値流体力学ソフトウェア Flow-3D のライセンス (Single Processor License) を用いた場合は約 20h なのに対し, 制御設計用の簡易モデルでは約 2s と, 計算時間を大幅に短縮でき, 制御系設計用モデルとしては効率的かつ有効である. 本研究では, この簡易モデルを用いて制御系の設計を行なう.

4. 搬送制御

本研究で想定する船上クレーンの制御システムを Fig. 11 に示す. 船体の状態である横揺れ, 縦揺れ, 上下揺れを検出するジャイロセンサと旋回クレーンの旋回角度, 起伏角度, ロープ長を検出するエンコーダ, そして吊り荷振れ角度を検出するレーザセンサからなるシステムである. これらのセンサの情報から吊り荷位置が検出可能なシステムとなっている.

Fig. 11 Shipboard crane system

4.1 直線搬送方式

現在, 旋回クレーンを用いている現場での搬送方法は, 多くが吊り荷の旋回搬送である. しかし, 吊り荷の旋回搬送を行なうと, 吊り荷は遠心力の影響を受け外側に多く振れてしまう. そのため, 荷崩れの危険性が増加し, さらに荷振れ

が止まるまで荷の取り外しが行なえず, 非常に非効率的な搬送方法といえる.

そこで, 搬送開始位置から目標位置までの搬送を, 旋回動作と起伏動作の同期制御を行ない, X - Y 平面上で直線に荷を搬送する直線搬送方式がある^{5), 11)}. この手法により, 旋回搬送による遠心力の影響を取り除け, 吊り荷の振れを搬送方向である直線方向のみとすることができ, 吊り荷の制振搬送システムの設計を容易にすることができる. そこで, 本研究では, この直線搬送方式を用いる.

ここで, 旋回クレーンの直線搬送入力, 搬送開始位置から目標位置までの直線上で設計した速度リファレンスを X 軸および Y 軸方向リファレンスに分解し, ブーム先端位置とクレーンの旋回角, 起伏角の関係から導出する逆ヤコビ行列を用いて, 旋回クレーンの旋回速度および起伏速度入力に変換することで得られる. 詳しくは, 著者らの文献 4), 5), 11) に記載されているので, ここでは割愛する.

4.2 ハイブリッド整形法

本研究において, 旋回搬送時の遠心力成分を直線搬送方式⁵⁾により除去し, ハイブリッド整形法 (HSA: Hybrid Shape Approach)¹²⁾を用いて, 吊り荷および船体の揺れを励起させない制御システムを設計する. ハイブリッド整形法は, 周波数領域 (振動特性, ゲイン特性, 位相特性など) と時間領域 (過渡特性, 整定時間, オーバシュート, 入力制限など) の両方の設計仕様を最適化の際のパナルティ関数とすることで, それぞれの領域の仕様を満たすことができる. また, 制御対象の振動要素に対して, コントローラ内に各振動要素の固有周波数に対応したノッチフィルタを設けることで受動的に振動抑制を行なう制御手法である.

本制御システムは, 目標位置追従特性と速応性を向上させるため PI コントローラ, 高次のダイナミクスやノイズなどを考慮してローパスフィルタ, 吊り荷振動および船体動揺の両方を受動的に抑制するためノッチフィルタを組み合わせ, 以下の $K_{FF}(s)$ を求め, $K_{FF}(s)$ に対しサーボ系を組み, 制御コントローラ K を構築する.

$$K(s) = \frac{K_P s + K_I}{s} \frac{1}{T_L s + 1} \prod_{i=1}^3 \frac{s^2 + 2\zeta\omega_i s + \omega_i^2}{s^2 + \omega_i s + \omega_i^2} \quad (18)$$

ここで, 固有振動数成分のゲインを大きく落とすため ζ は 0.0001 とする. 船上クレーンの振動要素は, 吊り荷の揺れ, 船体の横揺れおよび縦揺れの 3 要素であり, 各要素に対しノッチフィルタを設ける. ここで, 吊り荷の揺れの固有振動数 $\omega_l = 0.5717 \text{ rad/s}$ である. 未知パラメータ K_P , K_I および T_L は, 周波数領域と時間領域の両方の設計仕様を満たす最適化値を, シンプレックス法を用いて決定する. ただし, シンプレックス法より得られる解は, 常に大域的最適解ではない. したがって, 初期シンプレックス値をコントローラに対して簡易モデル上で所望の制御性能が得られるまで試行する. 得られたコントローラ係数を下記に, 本制御システムの

Fig. 12 Gain diagram of the proposed controller

Fig. 13 Simulation results of HSA control using simple mathematical model

ゲイン線図を Fig.12 に示す。

$$K_P = 0.42523, \quad K_I = 0.22908, \quad T_L = 0.27908$$

Fig.12 より、コントロールゲインが吊り荷の固有角周波数で減衰していることが確認できる。また、高周波数領域 (314rad/s) において、コントロールゲインはローゲインであり、高周波領域制約を満たしている。そして、低周波領域において目標追従特性によりコントロールゲインがハイゲインになっていることが確認できる。

4.3 制御シミュレーション

船上クレーンの簡易モデルを用いて、構築した本システムの制御性能について検証する。構築した本システムによる吊り荷の搬送結果を Fig.13 に示す。搬送環境および搬送距離は 2.2 節の吊り荷の搬送シミュレーションと同条件とし、直線方向の加速度 2.0m/s^2 、直線方向の速度 1.0m/s の搬送とする。

(a) X-Y plan

(b) Rotational angle of ship

(c) Position of boom tip and load

Fig. 14 Simulation results of STT control using simple mathematical model

また、本システムの制御性能と比較・検証を行なうため、吊り荷と船体の制振制御を行なわない吊り荷の直線搬送を行なった。その結果を Fig.14 に示す。

Fig.13 の (a) より、本システムは旋回搬送時の遠心力成分が除去され、吊り荷が外側に大きく振れていないことが確認できる。また、Fig.13 の (b) および (c) より、本システムは、船体の揺れと吊り荷の振れは励起せず、吊り荷の制振搬送が行なえているといえる。制振制御を行っていない直線搬送においても、Fig.14 の (a) より、吊り荷の遠心力成分を除去し、搬送開始位置から目標位置まで吊り荷を直線に搬送できていることが確認できる。しかし、Fig.14 の (c) より、吊り荷が搬送方向に対し大きく揺れていることが確認でき、荷役作業において非常に危険であるといえる。

以上の結果から、吊り荷と船体の揺れを考慮して設計した本システムの制御性能は、船上クレーンを用いた吊り荷の搬送において優れているといえる。

5. 制御結果

最後に、構築した船上クレーンのバーチャルプラントを用いて、本システムの有効性について検証する。搬送環境および搬送距離は 2.2 節の条件と同じとし、直線方向の加速度 2.0m/s^2 、直線方向の速度 1.0m/s の搬送を行なう。本システムによる搬送シミュレーションを Fig.15 に示す。

Fig.15 より、直線搬送により旋回搬送時の遠心力成分が除去され、吊り荷が外側に大きく振れていないことが確認できる。さらに、本システムの振動抑制制御により、搬送による吊り荷の振れと船体の揺れが励起されずに、吊り荷の搬送を

Fig. 15 Simulation results of HSA control using virtual plant

行なえていることが確認できる。しかし、Fig.13の簡易モデルの搬送と比べ、船体のX軸傾斜角度に小さな振動が発生し、船体に横揺れが起きていることが確認できる。これは、搬送開始直後に船体が約0.1m沈んでしまい、そのときに発生する波の影響が船体の横揺れに現れているためだと考えられる。現在、数値流体力学ソフトウェアFlow-3Dの流体メッシュ間隔は0.4mであり、それに対して船体の沈み量は0.1mであるため、現状では問題ないと考えられる。

以上のことから、本システムは吊り荷の搬送により励起される吊り荷の振れと船体の揺れを抑制する搬送システムとして、有効であるといえる。しかし、現在、船体が傾斜することでブーム先端位置が目標位置からずれてしまう問題がある。さらに、実際の現場では風や波などの問題もあるため、これらの問題を解決するための目標位置追従型のフィードバック系を組み込んだ2自由度制御系を構築する必要があると考えられる。

本研究により、バーチャルプラント、制御系設計のための簡易モデル、制御コントローラの設計、そしてバーチャルプラントでの検証と、実験レスを目指した船上クレーンの最適デザインのツールを開発した。しかしながら、今後は、実機実験により、バーチャルプラントのモデルの妥当性の検証、そして制御系のロバスト性の考慮などをして、実用化に向けてのさらなる究明が必要である。本研究では、そのためのツールを開発したところに独創性があり、試行錯誤の多い現場での実用化への基盤的な知見を与えることできた。

最後になるが、Fig.16に出力された解析結果の動画のようすを示す。ここで、Fig.16の(a)は船上クレーンによる吊り荷の搬送、(b)はX-Z平面における流体挙動、(c)はY-Z

(a) Movie of transfer using Shipboard crane

(b) CFD analysis of movie in Y-Z plane

(b) CFD analysis of movie in X-Z plane

Fig. 16 Movie of virtual plant

平面における流体挙動である。また、(b)、(c)の白い矢印は流体の速度ベクトルになる。本研究で構築した船上クレーンのバーチャルプラントは、吊り荷搬送による流体挙動を動画として容易に出力することができる。これにより、バーチャルプラントの解析結果を数値だけでなく、視覚的にも見ることができ、制御系設計において非常に有利であるといえる。

6. おわりに

本研究では、数値流体力学ソフトウェアと旋回クレーンの動力学を組み合わせ、実験に代替可能な船上クレーンの統合的シミュレーションツールであるバーチャルプラントを構築した。これにより、今まで実機を用いて試行錯誤的に制御系設計を行なう方法に比べ、制御システム構築までのプロセス

の短縮化を図れ、バーチャルプラントにおいてさまざまな環境条件下でシミュレーションを行なうことができことから、制御系設計において非常に有効であると考えられる。

また、バーチャルプラントより得られた応答を基に、制御系設計のための簡易モデルを構築、直線搬送方式とハイブリッド整形法を用いて吊り荷の制振搬送システムを開発し、バーチャルプラントにより、船上クレーンを用いた吊り荷の搬送における有効性を確認した。

謝辞 カスタマイズ版数値流体力学ソフトウェア Flow-3D の導入に際して数々のご協力をいただきました株式会社 CFD 研究所 宮本義弘 様、馬場周平 様に深く感謝します。

参 考 文 献

- 1) 白石ほか：起重機船の吊フック振れ止めシステムの開発、水埋模型実験による減揺効果の確認、港湾技研資料, No.966 (2000)
- 2) 筒井, 上島：作業船の鉛直地切り制御, 第 7 回計測自動制御学会システムインテグレーション部門講演会論文集, 842/843 (2006)
- 3) 秋山, 福山, 池谷：波浪中のクレーン船の動揺に伴う吊荷の挙動, 鹿島技術研究所年報, **52**, 43/48 (2004)
- 4) Y. Shen, K. Terashima and K. Yano: Optimal Control of Rotary Crane Using the Straight Transfer Transformation Method to Eliminate Residual Vibration, Trans. of the Society of Instrument and Control Engineers, **39**-9, 817/826 (2003)
- 5) K. Terashima, Y. Shen and K. Yano: Modeling and optimal control of a rotary crane using the straight transfer transformation method, Int. J. of Control Engineering Practice **15**, Elsevier, 1179/1192 (2007)
- 6) O. Sawoddy, H. Aschemann and S. Lahres: An automated gantry crane as a large workspace robot. Control Engineering Practice, **10**-12, 1323/1338 (2002)
- 7) B. Stefano and R. Enrico: Wind Heeling Moments on Very Large Ships. Some Insights through CFD Results, Proceedings on the 9th International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles, Rio de Janeiro (2006)
- 8) E. Muk-Pavic, S. Chin and D. Spencer: Validation of the CFD code FLOW-3D for the free surface flow around the ships' hulls, 14th Annual Conference of the CFD Society of Canada, Kingston, Canada (2006)
- 9) R.R. Samuel and E.W.M. Hansen: Numerical Simulations of Sloshing in Rectangular Tanks, Proceedings of OMAE2006, 25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Hamburg, Germany (2006)
- 10) M. Barkhudarov and G. Wei: Modeling of the Coupled Motion of Rigid Bodies in Liquid Metal, Modeling of Casting, Welding and Advanced Solidification Processes - XI, May 28 - June 2, 2006, Opio, France, eds. Ch.-A. Gandin and M. Bellet, 71/78 (2006)
- 11) Y. Shen, 寺嶋, 矢野：旋回クレーンの起伏・巻上げ同時動作による直線搬送方式での荷物の最短時間制御, 計測自動制御学会産業論文集, **3**-10, 70/79 (2004)
- 12) 矢野, 小黑, 寺嶋：時間, 周波数使用を考慮したハイブリッド整形法による制振起動制御, 計測自動制御学会論文集, **137**, 403/410 (2001)
- 13) W.M. Zajackowski: Global Special Regular Solutions to The Navier - Stokes Equations in a Cylindrical Domain Under Boundary Slip Conditions, GAKUTO International Series Mathematical Sciences and Applications

《 付 録 》

A. ナビエーストークス方程式

ナビエーストークス方程式 (Navier-Stokes equations) とは、流体の運動を記述する 2 階非線形偏微分方程式である。この有名な基礎に対してのさまざまな解法が提案されており¹³⁾、ここで詳しくは述べないが、簡単に式のみ記述しておく。

流体力学でしばしば用いられる条件の非圧縮性流れのニュートン流体について、有次元のナビエーストークス方程式をベクトル形式で表わすと、

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f} \quad (\text{A.1})$$

ここで、 $\mathbf{u}$ は速度ベクトル、 $\mathbf{f}$ は単位体積当りの流体に加わる外力のベクトル、 ρ は密度、 p は圧力、 ν は動粘性係数である。

(A.1) 式の左辺は加速度、右辺は単位質量当りの流体に作用する力を表わしている。各項はそれぞれ、左辺第 1 項は時間項、第 2 項は移流項、右辺第 1 項は圧力項、第 2 項は粘性項 (拡散項)、第 3 項は外力項と呼ばれる。外力項には、状況によって、重力をはじめ浮力・表面張力・電磁気力などが該当する。

非圧縮性流れに対するナビエーストークス方程式は、未知数として圧力 p と流速 $\mathbf{u}$ を含んでいる。したがって、この方程式のみでは流体の挙動を解析することはできない。そこで、質量保存則から導かれる連続の式と連立することによって、原理的には解くことが可能である。しかし、いまだ一般解は見つかっておらず、一般には数値計算によって近似的に解かれる。

本研究で採用した数値流体力学ソフトウェア Flow-3D は、このナビエーストークス方程式と連続の式、その他必要に応じてエネルギーの式 (熱対流) やマクスウェルの方程式 (電磁流体力学)、状態方程式などを連立して、数値的に解くことで流体の挙動を予測する数値解析ソフトである。

B. 旋回クレーンの振れ角モデル

本研究で採用した旋回クレーンの振れ角モデルについて説明する^{4), 5)}。振れ角モデルとは、Fig.4 の右図に示すように、吊り荷の振れ角に注目し、吊り荷の運動を振れ角により記述する数学モデルである。

まず、絶対座標系 Σ におけるブーム先端位置 $(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z})$ と吊り荷振れ角 (α, β) を基に、吊り荷位置は以下の (B.1) ~ (B.3) 式と表わすことができる。

$$x = \tilde{x} + \frac{l \sin \alpha \cos \beta}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}} \quad (\text{B.1})$$

$$y = \tilde{y} + \frac{l \cos \alpha \sin \beta}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}} \quad (\text{B.2})$$

$$z = \tilde{z} - \frac{l \cos \alpha \cos \beta}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}} \quad (\text{B.3})$$

ここで、吊り荷振れ角 (α, β) は微小と考えると $\sin^2 \alpha \sin^2 \beta \cong 0$ であるので、近似的に

$$\sin^2 \alpha \sin^2 \beta = 0 \quad (\text{B.4})$$

と置くことができ、(B.1)～(B.3)式はつぎの式に書き換えることができる。

$$x = \tilde{x} + l \sin \alpha \cos \beta \quad (\text{B.5})$$

$$y = \tilde{y} + l \cos \alpha \sin \beta \quad (\text{B.6})$$

$$z = \tilde{z} - l \cos \alpha \cos \beta \quad (\text{B.7})$$

つぎに、(B.5)～(B.7)式を用いて、運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は以下の式で表わすことができる。

$$T_x = \frac{1}{2} M \dot{\tilde{x}}^2 + \frac{1}{2} m_L \left\{ \frac{d}{dt} (\tilde{x} + l \sin \alpha \cos \beta) \right\}^2 \quad (\text{B.8})$$

$$T_y = \frac{1}{2} M \dot{\tilde{y}}^2 + \frac{1}{2} m_L \left\{ \frac{d}{dt} (\tilde{y} + l \cos \alpha \sin \beta) \right\}^2 \quad (\text{B.9})$$

$$T_z = \frac{1}{2} M \dot{\tilde{z}}^2 + \frac{1}{2} m_L \left\{ \frac{d}{dt} (\tilde{z} - l \cos \alpha \cos \beta) \right\}^2 \quad (\text{B.10})$$

$$T = T_x + T_y + T_z \quad (\text{B.11})$$

$$U = Mg\tilde{z} + mg(z - l \cos \alpha \cos \beta) \quad (\text{B.12})$$

ここで、 M はブーム先端の質量 [kg] である。ラグランジュの運動方程式を用いると

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} + \frac{\partial U}{\partial \alpha} = 0 \quad (\text{B.13})$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} + \frac{\partial U}{\partial \beta} = 0 \quad (\text{B.14})$$

となる。(B.13)、(B.14)式について解くと、吊り荷振れ角の状態は以下の(B.15)、(B.16)式となる。

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= u_\theta, \quad \ddot{\phi} = u_\phi, \quad \ddot{l} = u_l \\ \ddot{\alpha} &= - \frac{(\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) B + \ddot{x} C + \ddot{y} D + (g + \ddot{z}) E + \dot{\alpha} \dot{\beta} F}{A} \dots \\ &\dots + \frac{\ddot{l} G + \dot{\alpha} \dot{l} H}{A} \end{aligned} \quad (\text{B.15})$$

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} &= - \frac{(\dot{\alpha}^2 + \dot{\beta}^2) I + \ddot{x} J + \ddot{y} K + (g + \ddot{z}) L + \dot{\alpha} \dot{\beta} M}{A} \dots \\ &\dots + \frac{\ddot{l} N + \dot{\beta} \dot{l} H}{A} \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

ただし、

$$\begin{aligned} e_x &= x - \tilde{x}, \quad e_y = y - \tilde{y}, \quad e_z = z - \tilde{z}, \\ A &= \sin^2 \alpha \sin^2 \beta + \cos^2 \alpha \cos^2 \beta, \quad B = \cos \alpha \sin \alpha \sin^2 \beta, \\ C &= \cos^3 \alpha \cos \beta / l, \quad D = -\sin \alpha \sin^3 \beta / l, \\ E &= \sin \alpha \cos \beta (\sin^2 \beta + \cos^2 \alpha) / l, \\ F &= -2 \cos^2 \alpha \sin \beta \cos \beta, \quad G = -\cos \alpha \sin \alpha \sin^2 \beta / l, \\ H &= 2A / l, \quad I = \sin^2 \alpha \cos \beta \sin \beta, \quad J = -\sin^3 \alpha \sin \beta / l, \\ K &= \cos \alpha \cos^3 \beta / l, \quad L = \cos \alpha \sin \beta (\sin^2 \alpha + \cos^2 \beta) / l, \\ M &= -2 \cos \alpha \sin \alpha \cos^2 \beta, \quad N = \sin^2 \alpha \sin \beta \cos \beta / l \end{aligned}$$

吊り荷振れ角の X 軸方向角速度 $\dot{\alpha}$ は (B.13) 式について、Y 軸方向角速度 $\dot{\beta}$ は (B.14) 式について解くと旋回クレーン

振れ角モデルが得られる。

[著者紹介]

伊藤 隆二

2007年豊橋技術科学大学工学部生産システム工学課程卒業。同年同大学工学研究科生産システム工学専攻入学。現在に至る。船上旋回クレーンのモデリング、搬送制御の研究に従事。

寺嶋 一彦 (正会員)

1981年京都大学工学研究科博士後期課程修了。82年豊橋技術科学大学工学部生産システム工学系助手、講師、助教授を経て94年教授、現在に至る。91年～92年ドイツミュンヘン工科大学客員研究員。システム制御理論とその応用に従事。日本機械学会、システム制御情報学会、日本製造工学会、日本ロボット学会、IEEEなどの会員。

野田 善之 (正会員)

2006年豊橋技術科学大学大学院工学研究科博士後期課程修了。2005年国立長寿医療センター研究所長寿医療工学研究部生活支援機器開発室長、2006年豊橋技術科学大学工学部生産システム工学系助手、2007年助教となり、現在に至る。2005年6月～8月メルボルン大学客員研究員。鋳造産業における注湯工程の自動化、制振制御、車椅子の走行制御および動的計量の研究に従事。システム制御情報学会、日本ロボット学会、日本鋳造工学会などの会員。

岩佐 剛浩

2006年豊橋技術科学大学工学部生産システム工学課程卒業。同年同大学工学研究科生産システム工学専攻入学。現在に至るまで、システム制御理論とその応用に従事。