

運輸省港湾技術研究所

港湾技術研究所 報告

REPORT OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH
INSTITUTE

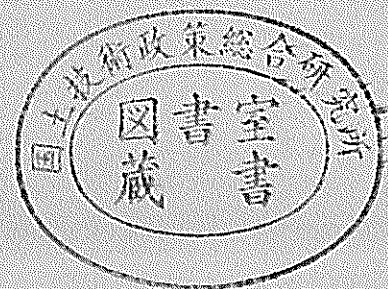
MINISTRY OF TRANSPORT

VOL.39

NO.1

Mar.2000

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



港湾技術研究所報告(REPORT OF P.H.R.I.)

第 39 卷 第 1 号 (Vol.39, No.1), 2000 年 3 月 (Mar. 2000)

目 次 (CONTENTS)

1. A Diagnostic Study on Water Bodies Connecting Two Open Seas
.....Mohamed ELZEIR, Hiroichi TSURUYA, Yasushi HOSOKAWA
and Tadashi HIBINO 3
(二つの海域を連結する狭窄部での流れに関する研究
..... Mohamed ELZEIR・鶴谷広一・細川恭史・日比野忠史)
2. 東京湾における密度構造の変化と流れ場
—黒潮の流れと東京湾—
.....日比野忠史・野村宗弘・岡田知也・古川恵太 25
(Variation of Stratification and Current Field in Tokyo Bay
—Kuroshio Current and Tokyo Bay—
..... Tadashi HIBINO, Munehiro NOMURA, Tomoya OKADA and Keita FURUKAWA)
3. リニア搬送台車を活用したコンテナ荷役システムの試設計および
ターミナルシミュレーションによる評価
..... 門前唯明・田邊俊郎・鈴木 武・中島 晋 57
(Design of a Port Container Handling System Applied a Linear Motor Carriage
and Evaluation by a Terminal Simulation
..... Tadaaki MONZEN, Toshiro TANABE, Takeshi SUZUKI and Susumu NAKASHIMA)
4. クレーンの振れ止め制御におけるノッチフィルタによるロッキング振動対策
.....門前唯明・田邊俊郎・鈴木 武 155
(Rocking Vibration Removing Method by Notch Filter on Anti-sway Control of a Crane
.....Tadaaki MONZEN, Toshiro TANABE and Takeshi SUZUKI)

クレーンの振れ止め制御におけるノッチフィルタによる ロッキング振動対策

門前唯明^{*1}・田邊俊郎^{*2}・鈴木 武^{*3}

要 旨

コンテナターミナルの運営においては、本船荷役中にコンテナクレーンを待たせずに、ヤードの荷役機器を稼働させることが重要な目標の1つである。そのため、トランスファークレーン荷役の高速化が望まれているが、課題の1つに、風等によって生じる吊り荷の振れの収束時間を短縮するための、振れ止め制御の高性能化が挙げられる。そのためには制御系内の遅れをできるだけ小さくする必要があるが、最近の大型化されたトランスファークレーンではコンテナの2次振れ（ロッキング振動）が発生し易く、スピルオーバーを防止するために、振れ検出信号からロッキング振動成分を除去するためのローパスフィルタをかける必要があり、これにより振れ検出に位相遅れが生じて、振れ止め性能を劣化させている。そこで、ローパスフィルタに代えて、ロッキング振動数のオンライン同定機構を備えたノッチフィルタによるロッキング振動除去方法を考案した。そして、シミュレーションによって、0.2mの初期振れが±50mm以内に減衰するまでの収束時間が従来の10.9秒から6.2秒に短縮され、振れ止め制御性能が向上することを確認した。

キーワード：トランスファークレーン、振れ止め制御、ロッキング振動、ノッチフィルタ、
オンライン同定、スピルオーバー、ヤード荷役能率

*1 機械技術部 機械作業システム研究室 客員研究員（運輸施設整備事業団 運輸技術研究員）

*2 計画設計基準部 設計技術研究室長

*3 機械技術部 機械作業システム研究室長

〒239-0826 横須賀市長瀬3-1-1

電話：0468-44-5040 Fax：0468-44-0575 E-mail：monzen@cc.phri.go.jp

Rocking Vibration Removing Method by Notch Filter on Anti-sway Control of a Crane

Tadaaki MONZEN *¹

Toshiro TANABE *²

Takeshi SUZUKI *³

Synopsis

At a container terminal, it is important to operate yard cargo handling machine, not to make container crane wait. So, getting high speed of transfer crane is hoped. One of the subject, there is getting a high performance of anti-sway control, in order to shorten a convergence time of sway of the load. We should to make a delay time in a control system small, but it is necessary to add a low-pass filter to control system, in order to remove rocking vibration signal from sway detection signal to prevent spillover. Therefore, phase delay of sway detection signal occurs, and anti-sway performance is down. So, instead of low-pass filter, we have designed rocking vibration removing method by the notch filter that prepare on-line identification of rocking frequency. By numerical simulation, convergence time until $\pm 50\text{mm}$ from initial sway of 0.2m was shortened from conventional 10.9s to 6.2s.

Key Words : Transfer crane, Anti-sway control, Rocking vibration, Notch filter, Online identification, Spillover, Efficiency of yard cargo handling

*1 Visiting Researcher, Machinery System Laboratory, Machinery Division
(Corporation for Advanced Transport & Technology)

*2 Chief of Design and Construction Technology Laboratory, Planning and Design Standard Division

*3 Chief of Machinery System Laboratory, Machinery Division

1-1-3, Nagase, Yokosuka, Kanagawa, 239-0826 Japan

Phone : 0468-44-5040 Fax : 0468-44-0575 E-mail : monzen@cc.phri.go.jp

目 次

要 旨	155
1. まえがき	159
2. ロッキング振動問題	159
3. 現状の振れ止め制御	160
4. ロッキング振動除去方法の考案	160
5. 基本動作確認	162
6. シミュレーションモデル	162
7. 振れ止め制御シミュレーション	163
8. 結論	165
9. あとがき	165
謝辞	165
参考文献	165

1. まえがき

我が国の貿易のほとんどは海上コンテナ輸送されており、コンテナターミナルは日本経済の重要な拠点となっている。コンテナターミナルの運営においては、本船荷役中にコンテナクレーンを待たせずに、ヤードの荷役機器を稼働させることが重要な目標の1つであり、荷役機器としては、多段積み可能なトランスファークレーンと搬送台車の組み合わせが多く用いられている。

トランスファークレーンのサイクルタイムはコンテナクレーンの1/1.5程度であり、また、コンテナクレーン1基当たり1～2台が対応するので、基本的にコンテナクレーンを待たせずに本船荷役を行うことが可能である。しかし、船積み時のヤード荷役においては、ヤードにランダムに多段積みされているコンテナの中から、船積み順に沿って所定のコンテナを掘り出すための荷繰りが必要となって、コンテナクレーンに待ちが生じる場合がある。また、これを避けるために、本船荷役の前日夜間に、船積み順序に積み直すための配置替え荷役等が行われる場合もあるが、多い時には数百個あるコンテナの積み直しに長時間を要している。

以上のことからトランスファークレーン荷役の高速化が望まれているが、そのための課題の1つに、風などによって生じる吊り荷の振れの収束時間を短縮するための、振れ止め制御の高性能化が挙げられる。また、将来予想される自動化ターミナルにおいては振れ止め制御は必須となるので、この場合には高性能化は特に重要な課題となる。このためにはアクチュエータの応答遅れや検出器の処理時間等、制御系内の遅れをできるだけ小さくする必要がある。しかし、最近の大型化されたトランスファークレーンではコンテナの2次振れ（ロッキング振動）が発生し易く、スピルオーバーを防止するために、振れ検出信号からロッキング振動成分を除去するためのローパスフィルタをかける必要があり、これにより振れ検出に位相遅れが生じて、振れ止め性能を劣化させている。

そこで、振れ検出信号に加わるロッキング振動成分の除去を、振れに対して位相遅れを与えることなく行う方法を考案し、シミュレーションによって振れ止め制御性能が向上することを確認したので、これを報告する。

2. ロッキング振動問題

コンテナのロッキング振動は、例えば図-1に示すような大型トランスファークレーンにおいて、紙面の手前

から奥に向けての水平軸回りのコンテナの慣性モーメントと、巻上下用のワイヤーロープの伸び縮みのばねによって発生し、図-2(b)に示すような振動現象となる。

最近の振れ止め制御における吊り荷の振れ検出方法は、図-2(a)に示すように、吊り具上にレーザ光源等のターゲットを置き、これをトロリー下部に設置した振れセンサと称する高感度カメラで捉え、画像処理によりオンライン計測する方式が用いられている。そのため、振れセンサで検出される波形は、図-2(c)に示すように、振れにロッキング振動が加わった形となる。

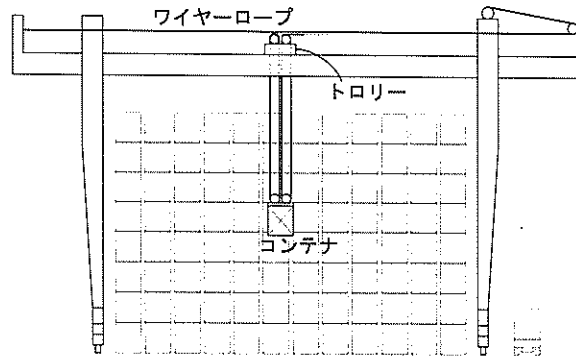


図-1 大型トランスファークレーン

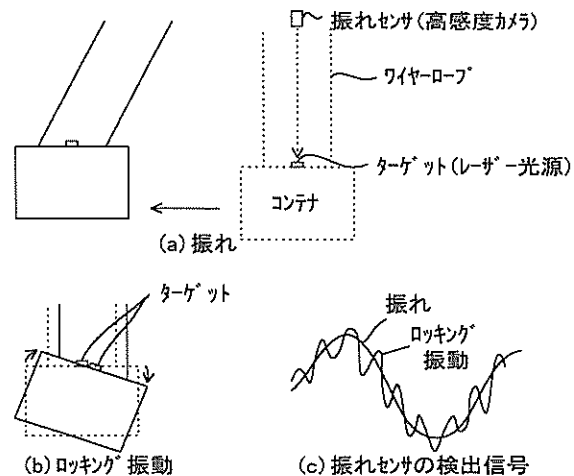


図-2 ロッキング振動現象

ところで、ロッキング振動の動特性は、巻上下でワイヤーロープ長が変わってばね定数が変化し、コンテナ内容物によって慣性モーメントが変化するので、固有振動数が不定な非線形系となる。しかも、コンテナ内容物は計測できないので、ロッキングの固有振動数が判らず、ロッキング振動に関わる数式モデルのパラメータを同定することができない。そのため、パラメータ変化に合わせた一般的な制御手法であるゲインスケジューリン

グなどを行うことができない。このような制御系設計において考慮できない高次振動モードは、実際に制御を行うとスピルオーバを起こす可能性があり、トランスファークレーンにおいては実際にロッキング振動のスピルオーバが発生し、振れ検出信号にローパスフィルタをかけることで解決が図られている。しかし、振れの周波数が0.1~0.2Hzであるのに対し、ロッキング振動数は0.6~0.8Hzと近接しており、ロッキング振動成分を除去するためのローパスフィルタは、振れに対して位相遅れを与えて振れ止め性能を劣化させている。

3. 現状の振れ止め制御

最近のトランスファークレーンの振れ止めの機構を図-3に示す。制御系における操作量は、トロリーへの速度指令、左右のシーブ台車への速度指令の3点であり、これにより吊り荷の振れ止め、およびトロリーの位置決めと速度制御、左右シーブ台車の位置制御を行っている。本来トロリー駆動のみで振れ止めは可能であるが、シーブ台車駆動も設けることで、偏心荷重等で生じる旋回振れに対する振れ止めも可能になるので、このようなシーブ台車駆動を付加したものが増えている。^{1) 2)}

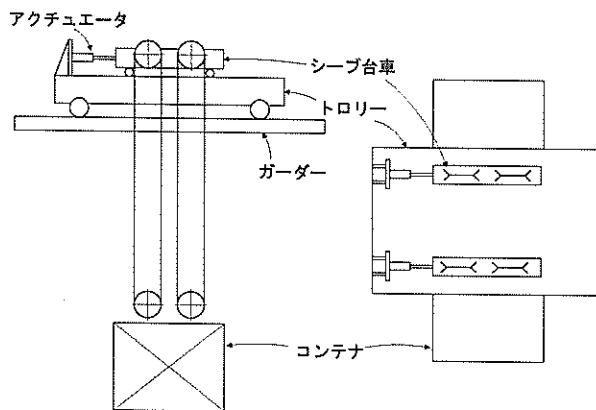


図-3 振れ止め機構

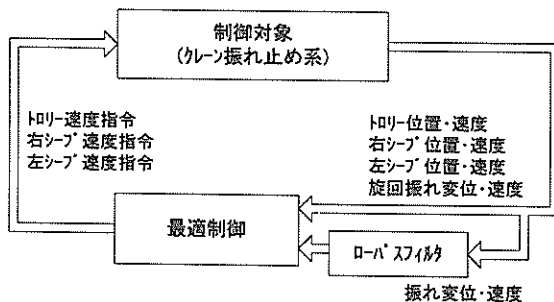


図-4 振れ止め制御系のブロック図

そして、制御則としては図-4に示すように、振れの変位と速度、旋回振れの変位と速度、トロリーの位置と速度、左右シーブ台車の位置と速度の計10点を状態フィードバックする最適制御が用いられており、これに前述した、振れ検出信号である振れ変位・速度からロッキング振動成分を除去するためのローパスフィルタを加えた形となっている。

4. ロッキング振動除去方法の考案

振れに対して位相遅れを与えることなくロッキング振動成分を除去するために、ローパスフィルタに代えて、特定周波数成分のみを除去し、その他の周波数帯域には位相遅れの悪影響が小さいノッチフィルタを用いることを検討した。しかし、前述したようにロッキングの固有振動数はコンテナ内容物等によって変化するので、振れ検出信号をもとにロッキング振動数をオンライン同定し、これに合わせてノッチフィルタの中心周波数を自動調整するものとした。ブロック図を図-5に示す。

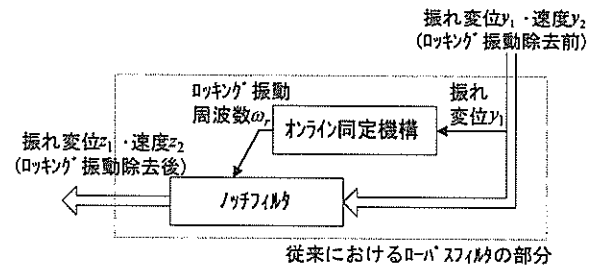


図-5 ロッキング振動除去方法

オンライン同定機構では、まず、振れ変位の信号からロッキング振動成分を取り出すことを行う。ここでは、ロッキング周波数の同定が目的であるので、ロッキング振動成分を位相ずれなく取り出す必要はない。位相がずれなくても構わない場合の周波数分離は容易であり、ゲイン特性において、ロッキング振動数範囲の0.6~0.8Hzのみを通過させ、他の周波数帯域は遮断する4次のバターワース型バンドパスフィルタを用いた。

そして、取り出したロッキング振動成分に対して、(1)式に示す2次振動系の自由応答のARモデルをもとにオンライン同定を行う。ここで、 $y_r(k)$ が k 時刻のロッキング振動データ、 a_1, a_2 が同定すべきパラメータ、 ω_r はロッキング振動数、 ζ_r は減衰率、 T はサンプリング周期である。なお(1)式のARモデルは、(2)式の伝達関数表現に対して双1次変換を行い、自由応答であるので入力 U をゼロとして導いたものである。

$$\left. \begin{aligned} y_r(k) &= a_1 y_r(k-1) + a_2 y_r(k-2) \\ a_1 &= (2T_2 - 2\omega_r^2) / (T_2^2 + 2\zeta_r \omega_r T_2 + \omega_r^2) \\ a_2 &= (-T_2^2 + 2\zeta_r \omega_r T_2 + \omega_r^2) / (T_2^2 + 2\zeta_r \omega_r T_2 + \omega_r^2) \\ T_2 &= 2/T \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

$$Y_r(s) = \omega_r^2 / (s^2 + 2\zeta_r \omega_r s + \omega_r^2) \cdot U(s) \dots\dots (2)$$

オンライン同定については、約1分のサイクルタイムで取り扱うコンテナが変わること、荷役中は頻繁に巻上が行われることから、あまり過去のデータは同定演算に使うべきではないので、忘却要素付きの逐次型最小二乗法とした³⁾。同定演算式を(3)式に示す。ここで、 a_k が求めるべき k 時刻におけるパラメータ a_1, a_2 の推定値から成るベクトル、 Φ_k は $y_r(k-1), y_r(k-2)$ から成るベクトル、 e_k は中間変数、 S_k は共分散行列と呼ばれる 2×2 の行列で初期値を $10^3 \times I$ (I は単位行列)とした。 λ が忘却要素で、一般的な推奨範囲の中から忘却性が強い0.97とした。(3)式により、パラメータ推定値 a_k が求まるので、(1)式を逆算することによりロッキング振動数 ω_r を得ることができる

$$\left. \begin{aligned} S_k &= (S_{k-1} - (S_{k-1} \Phi_k \Phi_k^T S_{k-1}) / (\lambda + \Phi_k^T S_{k-1} \Phi_k)) / \lambda \\ a_k &= a_{k-1} + (S_{k-1} \Phi_k e_k) / (\lambda + \Phi_k^T S_{k-1} \Phi_k) \\ e_k &= y_r(k) - \Phi_k^T a_{k-1} \end{aligned} \right\} \dots\dots (3)$$

そして、ノッチフィルタの中心周波数がロッキング振動数 ω_r となるように、ノッチフィルタの演算式のパラメータを設定する。ノッチフィルタの演算式を(4)式に示す。ここで、 $y(k)$ がノッチフィルタ通過前の信号、 $z(k)$ がノッチフィルタ通過後の信号である。 ω_n がノッチフィルタの中心周波数で、これをロッキング振動数 ω_r とし、パラメータ $n_1 \sim n_5$ を設定すればよい。 ζ_n は周波数除去の帯域幅に関わるもので、大きいほど帯域幅は広がるが、振れに対する位相遅れの影響が大きくなる。振れが0.2Hzでロッキング振動が0.6Hzの時に両者が最接近して振れの位相遅れが最大となるが、最大でも位相遅れが100msecになるように $\zeta_n = 0.168$ とした。なお、(4)式の演算式は、(5)式のノッチフィルタの伝達関数表現に対して双1次変換を行って得たものである。

そして、このノッチフィルタに振れ検出信号(振れ変位 y_1 および速度 y_2)を通すことにより、振れに対して大きな位相遅れを与えることなく、ロッキング振動成分を除去した信号(ロッキング振動除去後の振れ変位 z_1 および速度 z_2)を得ることができる。

$$\left. \begin{aligned} z(k) &= n_1 z(k-1) + n_2 z(k-2) \\ &\quad + n_3 y(k) + n_4 y(k-1) + n_5 y(k-2) \\ n_1 &= (2T_2 - 2\omega_n^2) / (T_2^2 + 2\zeta_n \omega_n T_2 + \omega_n^2) \\ n_2 &= (2\zeta_n \omega_n T_2 - T_2^2 - \omega_n^2) / (T_2^2 + 2\zeta_n \omega_n T_2 + \omega_n^2) \\ n_3 &= (T_2 + \omega_n^2) / (T_2^2 + 2\zeta_n \omega_n T_2 + \omega_n^2) \\ n_4 &= (2\omega_n^2 - 2T_2) / (T_2^2 + 2\zeta_n \omega_n T_2 + \omega_n^2) \\ n_5 &= (T_2 + \omega_n^2) / (T_2^2 + 2\zeta_n \omega_n T_2 + \omega_n^2) \\ T_2 &= 2/T \end{aligned} \right\} \dots\dots (4)$$

$$Z(s) = (s^2 + \omega_n^2) / (s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2) \cdot Y(s) \dots (5)$$

上述したノッチフィルタ、ローパスフィルタ、バターワースフィルタのボード線図を図-6~図-8に示す。なお、ノッチフィルタはロッキング振動数が0.6Hzであった場合のもので、ローパスフィルタは時定数0.24秒の1次遅れとした。ノッチフィルタはローパスフィルタに比べて、0.6Hzのロッキング振動に対するゲイン低減率が大きく、かつ、0.1~0.2Hzの振れに対する位相遅れが小さく、例えば0.2Hzの振れの位相遅れはローパスフィルタが17°に対してノッチフィルタが7°である。また、バターワースフィルタについては0.6~0.8Hzのロッキング振動のみ抽出できることが分かる。

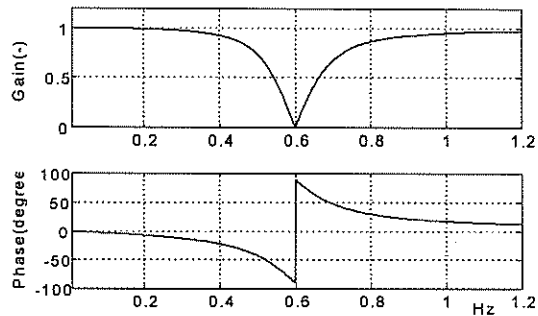


図-6 ノッチフィルタ

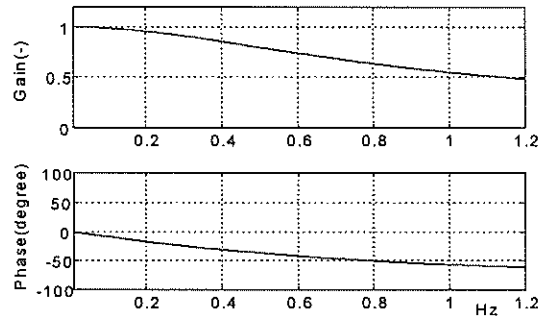


図-7 ローパスフィルタ

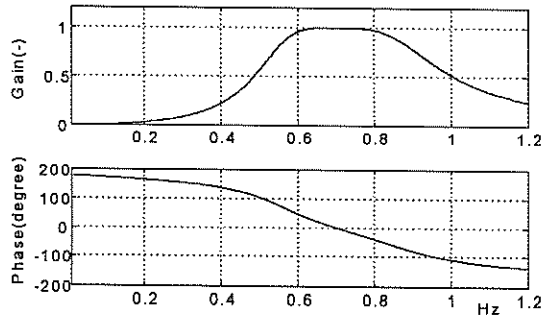


図-8 バターワースフィルタ

5. 基本動作確認

本考案のロッキング振動除去方法の基本動作確認を行った。まずケース1として、取扱コンテナを変えたことによるロッキング振動数の変化を想定し、20秒地点で0.6Hzから0.8Hzに、40秒地点で0.8Hzから0.6Hzにステップ変化させた場合の結果を図-9に示す。上段がロッキング振動除去前の振れ変位 y_1 、下段がロッキング振動除去後の振れ変位 z_1 、中段が同定周波数 $f_r = \omega_r / (2\pi)$ である。振れは0.2Hzで±0.1m、ロッキング振動は0.6Hzまたは0.8Hzで±0.1mとした。同定開始の初期値は0.7Hzとした。次にケース2として、巻上下によるロッキング振動数の変化を想定し、20秒から40秒にかけて0.6Hzから0.8Hzにランプ状に変化させた場合の結果を図-10に示す。その他の条件はケース1と同様である。

ケース1のステップ変化に対しては、振れの約1.5周期で同定を完了し、その後はロッキング振動を完全に除去できている。ケース2のランプ状変化の最中においては、同定周波数に定常偏差が生じており、ロッキング振動が僅かに残っているが、ほぼ除去できている。

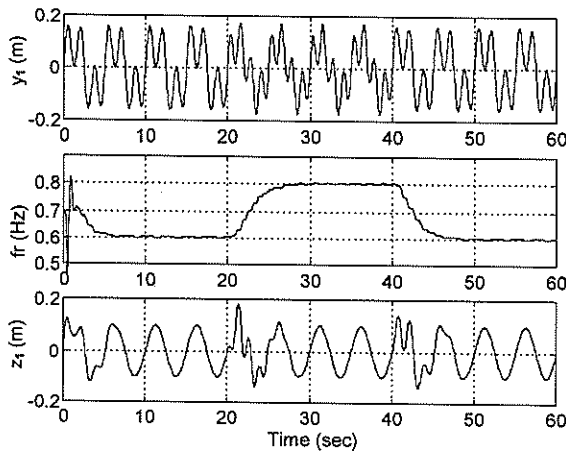


図-9 ケース1

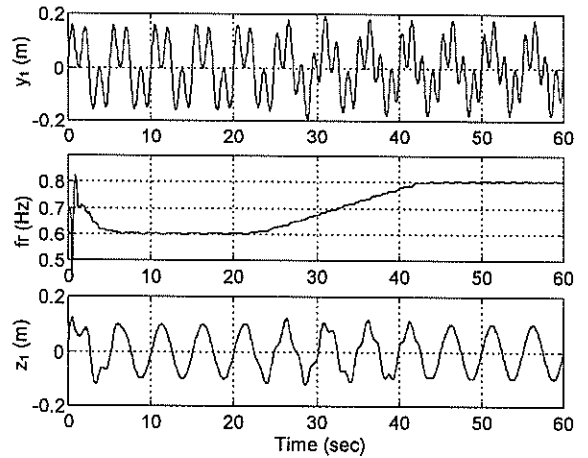


図-10 ケース2

6. シミュレーションモデル

本手法の実現目途を得たので、これによる振れ止め収束時間の短縮効果をシミュレーションにより確認することにした。シミュレーションとしては、実際にロッキング振動のスピルオーバーが確認されたトロリー横行停止後のシーブ台車単独の振れ止め制御を対象とすることにした。また、ここではロッキング振動の影響を受けない旋回振れは考慮する必要がないので、コンテナの旋回振れ、および左右シーブ台車各々の逆方向移動のモデル化は省略することにした。以上のことから、図-11に示すような二重振り子モデルとした。ここで、 m はシーブ台車2台分の質量、 M は吊り荷質量、 l_1 はロープ長、 l_2 は吊り荷重心位置までの長さ、 I_2 は吊り荷の慣性モーメント、 d はロープ間距離の半分、 K_2 はロープ伸縮のばね定数、 C_2 は粘性係数、 C_1 は振れの粘性係数、 x はシーブ台車変位、 θ_1 は振れ角度、 θ_2 はロッキング振動角度、 f はシーブ台車駆動力である。

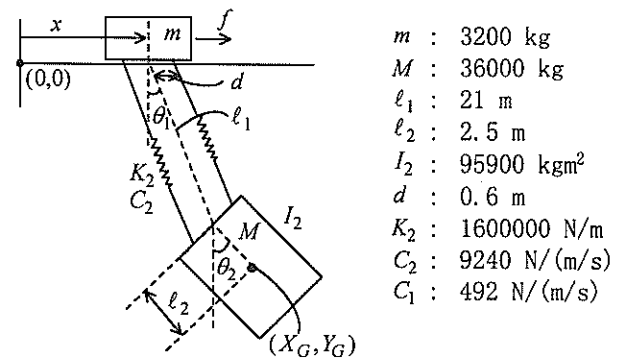


図-11 二重振り子モデル

このモデルをもとに、(6)式に示すように運動エネルギー

ギー T 、位置エネルギー V 、損失エネルギー F の式を立て、(7)式に示すラグランジェの運動方程式から、(8)式に示す状態方程式を導いた。

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}M(\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2) + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}_2^2 \\ V &= Mg\{l_1(1-\cos\theta_1) + l_2(1-\cos\theta_2)\} + \frac{1}{2}K(d\sin\theta_2)^2 \times 2 \\ F &= \frac{1}{2}C_1\left\{\frac{\partial}{\partial \dot{\alpha}}(l_1\sin\theta_1)\right\}^2 + \frac{1}{2}C_2\left\{\frac{\partial}{\partial \dot{\alpha}}(d\sin\theta_2)\right\}^2 \times 2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} + \frac{\partial V}{\partial \alpha} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}} &= f \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_i} + \frac{\partial V}{\partial \theta_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\theta}_i} &= 0 \quad (i=1,2) \end{aligned} \right\} \dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B f \\ x &= [x, \dot{x}, \theta_1, \dot{\theta}_1, \theta_2, \dot{\theta}_2]^T \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

そして、(8)式の状態方程式に、(9)式に示すシーブ台車駆動モータのPI速度制御系を加え合わせることににより、モータへの速度指令 u を入力とし、状態量 x を出力とする、(10)式に示す制御対象の数式モデルを導出した。ここで、 \dot{x} 、 \ddot{x} はシーブ台車速度と加速度、 m' はモータイナーシャの等価マス、 k_p と T_I はPI制御のゲインと積分時間である。右辺全体を2倍しているのは、左右シーブ台車各々に駆動モータが計2台あるからである。

$$f = \left\{ k_p(u - \dot{x}) + \frac{k_p}{T_I} \int (u - \dot{x}) dt - \frac{m'}{2} \ddot{x} \right\} \times 2 \quad \dots\dots (9)$$

$$\dot{x} = Ax + B u \quad \dots\dots (10)$$

上述したように、(10)式は図-4における制御対象に相当する数式モデルなので、図-4の振れ止め制御系全体の数式モデルとするために、現状の実機に組み込んでいる最適制御、および振れ検出信号に対するローパスフィルタ、または本考案のロッキング振動除去方法を加え合わせて、シミュレーション用の数式モデルとした。

以下に詳細を説明する。まず、現状の実機に組み込んでいる最適制御について説明する。最適制御の設計方針としては、ロッキング振動は制御帯域を越えた高周波振動であり、また前述したように固有振動数を同定できないことから、ロッキング振動に対する制御は困難であり、ローパスフィルタによって除去する、という方針で設計されている。つまり、吊り荷は基本的に単振り子とみなし、制御対象の動的要素としては、トロリー x_0 、シーブ台車2台 x_1, x_2 、吊り荷の振れ θ_p 、旋回振れ θ_s の計5点

としている。従って図-4に示すように、各動的要素の変位と速度の計10点をフィードバックし、トロリーとシーブ台車2台への速度指令を出力する、(11)式に示すような 3×10 の最適ゲイン K_c による最適制御となっている。なお、吊り荷の振れや旋回振れは、ワイヤーロープ長やコンテナサイズといったパラメータにより固有振動数が増えるため、パラメータ値ごとに最適ゲイン K_c を複数用意しておき、ゲインスケジューリングを行っている。

$$u = K_c x \quad \dots\dots (11)$$

次に、(11)式のお最適制御と、ロッキング振動を考慮した(10)式の制御対象を組み合わせることを考える。6章で述べたように、トロリー横行停止後の旋回振れを考慮しない場合の振れ止め制御を想定しているのので、制御対象が出力する(8)式の状態量を、最適制御が必要とする状態量に図-12のように代入することができる。また、ロッキング振動の状態量は無視する。これにより、制御対象の出力する状態量をもとに、実機のお最適制御の演算を行うことができる。なお、最適制御の出力はトロリーとシーブ台車2台への計3点の速度指令であるが、このうちのシーブ台車1台分(2台分は各々同じ)のみを制御対象に入力する。

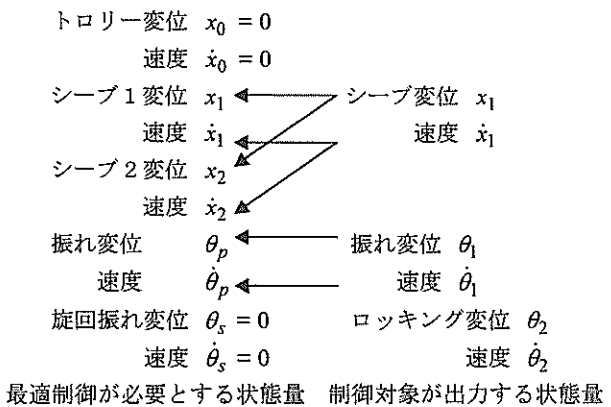


図-12 状態量の代入

7. 振れ止め制御シミュレーション

まず、現状の振れ止め制御においてローパスフィルタを取り除き、ロッキング振動のスピルオーバーが再現するかどうかを試した。初期振れを与えて振れ止め制御を行った結果を図-13に示す。1段目がシーブ台車変位 x 、2段目が振れ変位(ターゲット位置の水平変位) y_1 、3段目がシーブ速度指令 u 、4段目がコンテナ重心位置での

振れ角度 θ_G , 5 段目がロッキング角度 θ_2 である. 実際と同様, 振れは収まるもののロッキングの持続振動が発生した. 発散していないのは, 3 段目に示すようにモータ速度制御系におけるシーブ速度指令の変化率制限にかかっているためである.

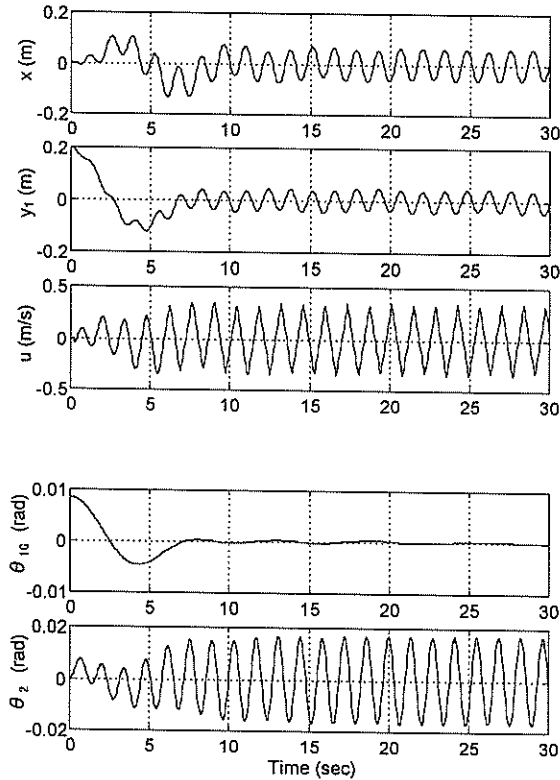


図-13 ローパスフィルタなしの場合

次に, ローパスフィルタを用いた現状の振れ止め制御を行った. 結果を図-14 に示す. ロッキング振動は発生しないものの, 振れ止め性能が劣化し, 0.2m の初期振れが $\pm 50\text{mm}$ 以内に減衰するのに 10.9 秒要した. なお, $\pm 50\text{mm}$ とは搬送台車とのコンテナ受け渡し, またはヤードへの蔵置や取り出しを可能とする振れ変位の目安である. 3 段目はローパスフィルタ後の振れ変位 y_{lpf} を実際の振れ変位 y_1 と比較して示したものであり, これより振れに位相遅れが生じていることが判る. なお, ローパスフィルタは時定数 0.24 秒の 1 次遅れとした.

そして, 本考案のロッキング振動除去方法を用いた振れ止め制御を行った. 結果を図-15 に示す. ロッキング振動が発生せず, かつ 0.2m の初期振れが $\pm 50\text{mm}$ 以内に減衰する時間が 6.2 秒となり, 従来よりも 4.7 秒短縮された. また, 3 段目はロッキング振動数同定結果 f_r であるが, 初期値 0.6Hz から真値 0.76Hz へ速やかに収束することも確認した.

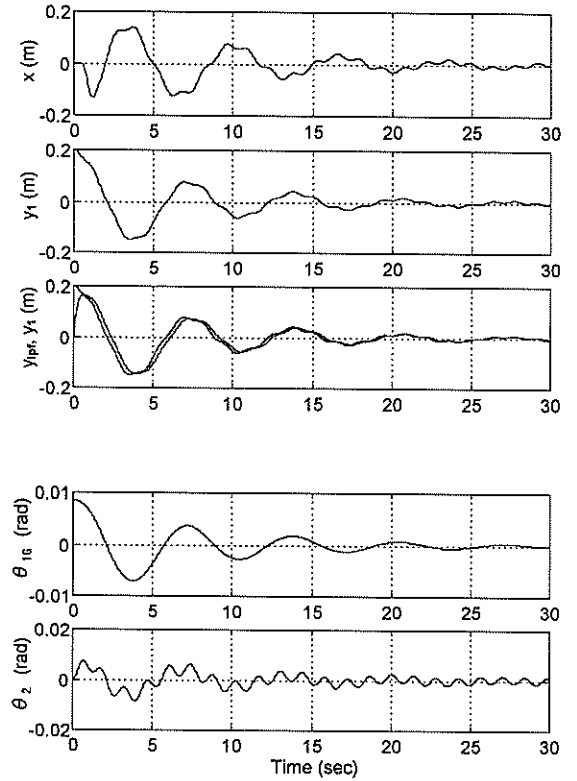


図-14 現状の振れ止め制御

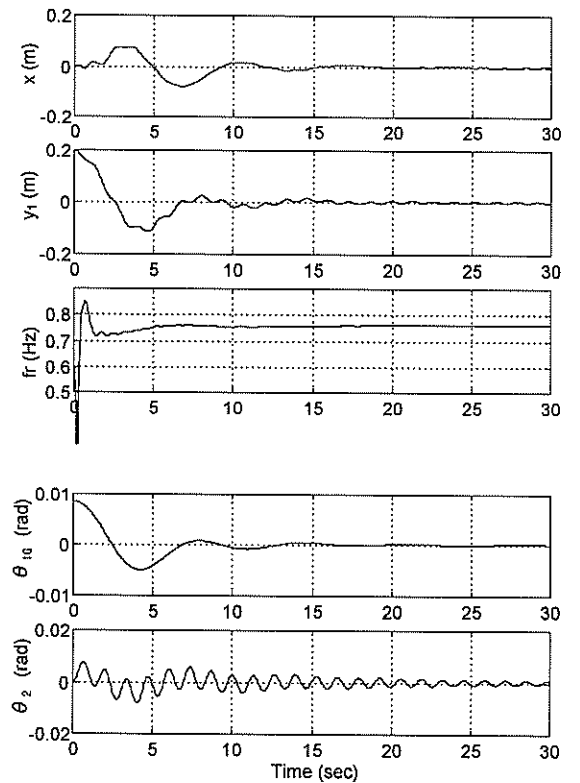


図-15 本考案の振れ止め制御

なお、ロッキング振動が無くなった場合は同定演算を終了する必要があるため、同定過程で抽出したロッキング振動成分に対して振幅値を算出し、微小値以下になったら同定演算を終了して同定周波数をホールドするシーケンスを組み込んだ。

さらに、初期振れ変位をパラメータとし、 $\pm 50\text{mm}$ 以内の収束時間のケーススタディを行った。結果を図-16に示す。なお、図-13のローパスフィルタなしの場合でも、ロッキングの持続振動はあるものの、振れ変位 y_1 はノッチフィルタの場合と同程度のタイミングで $\pm 50\text{mm}$ 以内におさまっている。しかし、ロッキング振動は高周波の速い振動であり、コンテナ端では上下動もあることから、着床時の衝撃は大きく着床不能と判断されるので、収束時間の評価の対象外とした。

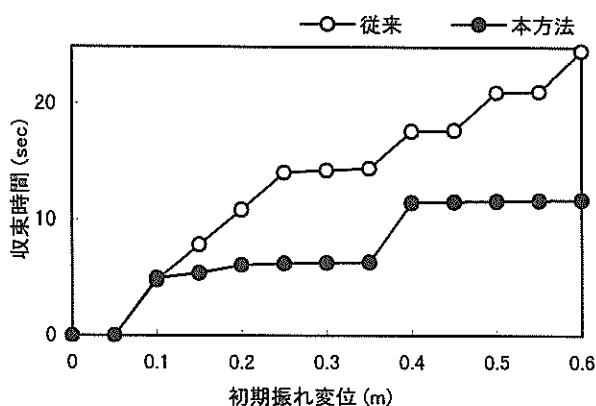


図-16 収束時間の計測結果

最後に、本方法によるヤード荷役能率向上についての考察を以下に述べる。通常、トロリーを目標位置に横行停止させた時には、残留振れがゼロとなるように横行時の振れ止め制御が調整されるが、風やシャーシレーンでの微小位置決めへの介入等があると残留振れが生じる。このような悪条件を想定し、仮に各荷役サイクルで平均的に $\pm 0.2\text{m}$ の残留振れが発生するとし、従来のサイクルタイムが平均 60 秒であったとすると、ヤード荷役は $(60-4.7)$ 秒で約 8% 短縮されることになる。

8. 結論

トランスファークレーンの吊り荷の振れ止め制御において、振れ検出信号からロッキング振動成分を除去してスピルオーバを防止するためのローパスフィルタに代えて、振れに位相遅れを与えずにロッキング振動成分を除去する方法とし、ロッキング振動数のオンライン同

定機構を備えたノッチフィルタによる方法を考案した。

そして、シミュレーションにより、振れ止め制御によって 0.2m の初期振れが $\pm 50\text{mm}$ 以内に減衰するまでの収束時間が従来の 10.9 秒から 6.2 秒に短縮され、振れ止め制御性能が向上することを確認した。

ヤード荷役能率の向上については、風等の悪条件を想定して、各荷役サイクルで平均的に $\pm 0.2\text{m}$ の残留振れが発生すると仮定すると、約 8% の荷役能率向上となる。

9. あとがき

狭帯域除去フィルタであるノッチフィルタは共振周波数除去方法として多くの実績があるので、実機適用においても問題ないと思われる。一方、ロッキング振動数のオンライン同定については、振れ検出信号からバンドパスフィルタで抽出する $0.6\sim 0.8\text{Hz}$ 範囲の中に、ロッキング振動以外の構造振動等の高周波振動が存在しないことが前提条件となる。また、同定の収束性を理論的に証明していないので、実機連続運転による検証が必要である。今回は実機試験にまで研究をもっていくことができなかったが、今後機会があれば、クレーンメーカー、荷役関係者等に協力を依頼して実験を実施したい。

しかし、本方法は一般的な最小二乗法による同定やノッチフィルタにより構成されるので、ロジックが単純であり、プログラム容量も 2 次の AR モデルによる同定演算や 2 次のノッチフィルタ等で大きなものではない。また、調整パラメータはノッチフィルタの除去帯域幅に関わる ζ_n と、同定における忘却要素 λ の 2 点であり、物理的意味も明らかである。以上のことから、実機適用は比較的容易であると考えている。

(1999 年 11 月 26 日受付)

謝辞

本研究は、「運輸分野における基礎的研究推進制度」において研究を行っており、運輸施設整備事業団をはじめとする皆様にご支援・ご協力を頂いており、ここに深く感謝致します。

参考文献

- 1) 大久保ほか：コンテナクレーン吊り荷の振れ止め制御技術の開発，三菱重工技報，Vol. 34 No5，1994 年 9 月，pp. 306~309
- 2) 大久保ほか：コンテナクレーンのスキュー振れ止

め制御, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 '94 講演論文集, No. 940-21, 1994 年 6 月, pp. 445~448

- 3) 足立: 制御のためのシステム同定, 東京電機大学出版局, 1996 年, pp. 115~119