加速度フィードバックと予測パターン追従法による クレーンの振れ止め・位置制御

正員 野村 昌克 (株) 明電舎

正員 袴田 佳美 (株) 明電舎

非会員 佐伯 博 (株) 明電舎

Anti-sway Position Control of Crane based on Acceleration Feedback and Predicted Pattern Following Method

Masakatsu Nomura, Yoshimi Hakamada and Hiroshi Saeki (Meidensha Corp.)

Abstract: We developed a new crane control system that has accurate anti-sway position control function of a hanged object. The control system consists of two blocks. One is for anti-sway control, and another is for the position control. Each output of the control blocks is calculated individually, and becomes the velocity reference for the trolley of the crane. The anti-sway control was realized by the acceleration feedback, and the position control is carried out by following the pattern that is calculated so that the trolley stops smoothly at the predetermined standstill position. We confirmed the effectiveness of this controller through experiments.

キーワード：自動クレーン，振れ止め，位置制御

1. はじめに

荷役機械として広く使用されているクレーンの高効率化・省力化・無人化のためには振れ止め・位置決め制御技術が必要であり，これまでに，多数の報告がなされている。提案されている方式は，運動方程式を基にした最適制御⁽²⁾⁽⁶⁾，最適レギュレータ⁽⁴⁾あるいは適応制御⁽⁵⁾を応用したものと，ファジィ⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾に代表される熟練オペレータの運転技術を取り入れたものがあり，目標位置に振れなく移動することを実現している。しかし，これまで提案されている方式では，目標とする位置で停止する動作と振れを抑制する動作の協調をとり，停止精度を得るための調整要素が状態変数に対するフィードバックゲインやメンバーシップ関数であり，調整要素と調整結果の対応付けが容易ではなく，試験調整に高度な演算機能を備えたツールやスキルが必要であり，実際の試験担当者が試験調整を行うことが困難であった。そこで，筆者らは，位置制御と，振れ止め制御をできるだけ分離し，それぞれのアルゴリズムはなるべく単純にし，調整要素とその結果の対応が付きやすくした制御装置の製作を行い，実験により有効性を確認した。

開発したシステムでは，振れ止めに関しては振動抑制の基本である加速度フィードバック⁽¹³⁾を応用し，クレーンの速度に対する荷の速度応答を非振動的になるように設計することで振動抑制を実現した。また，位置制御は，加減速時の振動を発生するエネルギーを抑えるように，加速度の微分（ジャーク）を制限した速度パターンを基本とし，停止位置で2次曲線の極小値となるような速度指令を生成する方式にした。

これら位置制御と振れ止め制御の指令値の合計をクレーンの速度指令としているが，位置制御精度と振れ止め精度は互いにトレードオフの関係にあり，最終的にクレーンの速度指令を生成するときには，2種類の制御の協調を考慮検討する必要がある。ここでは，振れ止め制御の特性を，系のダンピングで設定し，クレーンが目標位置に到達したときには振れがない様に，位置制御系の速度パターンの減速期間を調整する方式にした。また，位置制御精度に対する振れ止めの影響を抑えるために，振れ止めを行っているクレーンの応答の遅れを無駄時間として近似し，この無駄時間先の位置を推定してフィードバックすることにより停止精度を向上させることができた。

以下に，提案する制御方式の考え方と，実験結果について述べる。

2. システム構成

対象としたクレーンは図1に示す様に，横行・走行・巻き上げ用に，ベクトル制御インバータで誘導機を駆動しており，制御装置からの速度指令に基づいて，速度制御を行う。制御装置としては実用面を考慮し，演算能力に問題があるが信頼性の高いシーケンサを用いている。制御装置はD/A変換器を通して，モータドライバに速度指令を出力し，クレーンの位置，ワイヤ長，荷の加速度をカウンタとA/D変換器により検出している。

荷加速度の検出は，ワイヤの動きを渦電流式変位センサで検出し，直線性を改善するための補正，ワイヤの長さから荷加速度に変換する演算をシーケンサで行っている。

3. 制御方式

提案する方式は、図2の様に、振れ止め制御ブロックと位置制御ブロックから構成されており、各制御ブロックで演算した指令速度を速度指令生成ブロックで合計し、クレーンの速度指令としている。

実際の制御装置は3次元動作（横行、走行、巻き上げ）が可能であるが以下の説明は一次元で行う。ここで以下の条件を仮定する。

- ① 系の固有振動数に比べ、速度応答は十分に速い。
- ② 巻き上げ（下げ）速度は遅く、従って、巻き上げ（下げ）速度の影響で発生する走行・横行間の干渉は無視できる。

<3.1> 振れ止め制御

図3の1次元のクレーンモデルに関する運動方程式は、式(1)のLagrangian L_a より、式(2)となる。

$$L_a = \frac{1}{2} m \cdot (\dot{X}^2 + \dot{u}^2 + 2\dot{u}\dot{X} + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} M \cdot \dot{X}^2 - m \cdot g \cdot (L + z) \quad \text{.....(1)}$$

ここで、 $z = -\sqrt{L^2 - u^2}$ である。

$$\ddot{u} + \ddot{X} - \dot{u}\dot{X}^{-1}\dot{z} + 2uz^{-2}\dot{z}^2 - gz^{-1}u = 0 \quad \text{.....(2)}$$

振れ角が小さく ($z^{-1} \approx -L^{-1}$)、巻き上げ（下げ）は遅い ($\dot{L} \approx 0, \ddot{L} \approx 0$)、とすると、($\dot{z} \approx 0, \ddot{z} \approx 0$)となり、以下のように近似できる。

$$\ddot{u} + \ddot{X} + \frac{g}{L}u = 0 \quad \text{.....(3)}$$

ここで、(3)式に $u = x - X$ を代入すると(4)式が得られる。

$$\ddot{x} + \frac{g}{L}x = \frac{g}{L}X \quad \text{.....(4)}$$

クレーンの速度制御系の応答は指令値の変化に対して十分速く、移動速度 V は速度指令値 V_{ref} と等しいとして、式(4)を微分し、制御量をクレーンの速度とすると、式(5)のように、クレーンの移動速度に対して、荷の速度は、ダンピングのない2次の応答となる。

$$\ddot{v} + \frac{g}{L}v = \frac{g}{L}V \approx \frac{g}{L}V_{ref} \quad \text{.....(5)}$$

ここで、式(6)のように、荷の加速度をフィードバックすることにより、位置制御ブロックからの速度指令 V_s に対する荷の応答にダンピングを付加することができる。

$$V_{ref} = V_s - K\dot{v} \quad \text{.....(6)}$$

K : フィードバックゲイン

これにより、

$$\ddot{v} + \frac{g}{L}K\dot{v} + \frac{g}{L}v = \frac{g}{L}V_s \quad \text{.....(7)}$$

となり、 K に適当な値を設定することで、容易に振動を抑制することができる。

ダンピング係数を ζ_n として K を以下のように設定すると、荷速度は式(9)のように、位置制御速度指令に対し、ダンピングのある2次の応答となる。

$$K = 2 \cdot \zeta_n \sqrt{\frac{L_0 - dL}{g}} \quad \text{.....(8)}$$

図1 自動クレーンシステム構成

Fig. 1. System configuration of automated crane

図2 ブロック線図

Fig. 2. Block diagram

L_0 : L の初期値

dL : L の変化 (巻き上げによる)

$$\frac{d^2}{dt^2}v + 2 \cdot \zeta_n \cdot \omega_n \cdot \frac{d}{dt}v + \omega_n^2 \cdot v = \omega_n^2 \cdot V_s \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\omega_n : \text{固有角周波数} \quad \left(\omega_n = \sqrt{\frac{g}{L_0 - dL}} \right)$$

巻き上げ (下げ) を行うと, L の値が変化してダンピングも変わるので, L の初期値からの変化分を巻き上げ用モータに取り付けたエンコーダで検出し, フィードバックゲイン K の補正を行い, 系のダンピング定数が一定になるようにしている。

このように, 荷の加速度をフィードバックすることで, 位置制御のためのクレーン速度に対する荷の速度応答を非振動的な応答にすることができ, 実際のクレーン速度は式(5)になるため, 加減速を行うと, クレーン位置と荷位置に差がでる。

3.2> 位置制御

位置制御ブロックでは, 図4に示すように, クレーンの速度と目標までの距離により運転モードを切り換え, それぞれのモードにあった速度指令値を計算する。ここでは, ジャークを設定して加減速領域で二次曲線となるようにクレーンの速度指令を演算している。

図3 クレーンモデル

Fig. 3. Crane model

- X : クレーン位置 V : クレーンの速度
 x : 荷位置 (水平) v : 荷速度
 z : 荷位置 (垂直)
 u : 荷役変化位置 θ : 吊り荷の振れ角
 L : 荷重心までの長さ m : 吊り荷の質量
 M : 吊り荷の質量 g : 重力加速度

加速領域では、移動開始から定速度の1/2に達するまでの速度指令と、それ以降一定速度になるまで速度指令は1/2速度の時点を中心として点対称になっている。この領域では、位置制御のためのフィードバックは行っていない。定速度領域では、目標位置までの距離が減速に要する距離になるまで、一定速度で移動する。減速に要する距離は、一定のジャークで減速を行い、目標位置で速度がゼロになるまでに必要な移動距離であり、目標値までの距離がこの値になったときに、定速域から減速域へ切り換える。最終的な位置決めは、減速期間において行っており、目標地点までの距離と、現在の速度指令から、目標とする地点で速度が二次曲線の極で0となるような速度パターンを生成している。

図5に示すように、クレーンが定速走行で振れがない状態から減速を開始し、目標位置で停止するようにした位置制御に関するクレーンの速度指令は式(10)となる。式(10)は時刻 t （減速開始からの時間）において生成した速度パターンであり、時刻 q での速度指令である。振れ止めのための速度指令を考えないと、速度指令とクレーン速度が等しくなり、この速度パターンに沿って減速すれば目標位置で停止することができるが、振れ止めや外乱、速度制御の遅れなどのため速度指令とクレーン速度は完全には一致しない。そこで、クレーンの位置をフィードバックして制御演算毎に速度指令のパターンを更新するようにしている。これにより、目標位置で停止することができる。

図4 位置決めのための速度指令
Fig. 4. Speed command for position control

$$V_s(t, q) = \begin{cases} V_m - \frac{1}{2} \cdot H(t) \cdot q^2 & t \leq q \leq T_e(t) \\ \frac{1}{2} \cdot H(t) \cdot (2T_e(t) - q)^2 & T_e(t) < q \leq 2 \cdot T_e(t) \end{cases} \quad (10)$$

$V_s(t, q)$: 位置制御速度指令, V_m : 定速域速度

$H(t)$: ジャーク $T_e(t)$: 停止予定時間の1/2
ここで,

$$V_s(t, T_e) = V_m - \frac{1}{2} H(t) \cdot T_e(t)^2 = \frac{1}{2} V_m$$

の関係より、速度指令は(11)式となる。

$$V_s(t, q) = \begin{cases} V_m \left(1 - \frac{1}{2} \frac{q^2}{T_e(t)^2} \right) & t < q \leq T_e(t) \\ \frac{1}{2} \cdot V_m \cdot \left(2 - \frac{q}{T_e(t)} \right)^2 & T_e(t) < q \leq 2 \cdot T_e(t) \end{cases} \quad (11)$$

図5 位置決め方式
Fig. 5. Positioning method

図6 減衰定数と設定停止時間の関係
Fig. 6. Damping factor and positioning period

この速度パターンにより停止するまでに移動する距離は、

$$D(t) = \int_t^{2T_e} V(t, q) dq = \begin{cases} V_m \cdot \left(T_e(t) - t + \frac{1}{6} \frac{t^3}{T_e(t)^2} \right) & 0 \leq t \leq T_e(t) \\ \frac{1}{6} \cdot V_m \cdot T_e(t) \cdot \left(2 - \frac{t}{T_e(t)} \right)^3 & T_e(t) < t \leq 2 \cdot T_e(t) \end{cases} \quad (12)$$

であり、目標までの距離は検出できるので、式(13)により T_e を求めることができる。式(11)より、速度指令は式(14)となる。

実際の制御装置では、1 サンプル時間 T_s 後の $V_s(t, t+T_s)$ を速度指令として出力する。

$$T_e(t) = \begin{cases} \frac{1}{V_m} \cdot \left(D(t) + \frac{1}{3} \cdot V_s(t, t) \cdot t \right) - \frac{2}{3} \cdot t & 0 \leq t \leq T_e(t) \\ \frac{3}{2} \cdot \frac{D(t)}{V_s(t, t)} + \frac{1}{2} \cdot t & T_e(t) \leq t \leq 2 \cdot T_e(t) \end{cases} \quad (13)$$

$$V_s(t, q) = \begin{cases} V_s(t, t) - V_m \cdot \frac{q}{T_e(t)} \left(t - \frac{1}{2} \frac{q}{T_e(t)} \right) & 0 \leq t \leq T_e(t) \\ V_s(t, t) - V_m \cdot \frac{q}{T_e(t)} \left(2 \cdot t - \frac{1}{2} \frac{q}{T_e(t)} \right) & T_e(t) < t \leq 2 \cdot T_e(t) \end{cases} \quad (14)$$

この速度パターンを指令値としたときの荷速度は式(15)、クレーンに対する速度指令は、式(16)となる。

$$\frac{d^2}{dq^2} v(t, q) + 2 \cdot \zeta_n \cdot \omega_n \cdot \frac{d}{dq} v(t, q) + \omega_n^2 \cdot v(t, q) = V_s(t, q) \quad (15)$$

$$\begin{aligned} V_{ref}(t, q) &= V_s(t, q) - 2 \cdot \zeta_n \cdot \omega_n \cdot \frac{d}{dq} v(t, q) \\ &= \frac{d^2}{dq^2} v(t, q) + \omega_n^2 \cdot v(t, q) \end{aligned} \quad (16)$$

図6は減速開始時で想定した速度パターンとそのパターンで、振れ止めを行いながら、減速したときの荷速度である。この様に、振れ止めを行いながら減速すると、振れ止めを含めた荷の伝達特性(式(3))より、位置制御速度指令に対するクレーンの速度に遅れが生ずる。この遅れが存在すると、位置のフィードバックにより、減速パターンの傾きが急になり、位置制御特性が悪化する。特に、ジャークの設定が大きい場合、停止精度が悪くなる。そこで、図7に示すように、この遅れを単純な時間遅れと近似して補償を行う。

<3.3> 速度応答の遅れ補償

式(3)の伝達関数で、ランプ入力に対する定常時での時間遅れ T_m を補償すべき遅れ時間として、減速開始時間と減速パターンを以下のように修正する。

$$T_m = \frac{2 \cdot \zeta_n}{\omega_n} \quad (17)$$

減速開始は、目標まで式(18)の距離になったときに減速開始を始めるようにする。

$$D_s = V_m \cdot (T_e + T_m) \quad (18)$$

次に式(13)、(14)で、検出した距離 $D(t)$ の代わりに T_m 先の時刻での距離の推定値 $D_s(t+T_m)$ を用いて速度指令を計算する。

図7 位置決め方式

Fig. 7. Positioning method

(a) 遅れ補償なし

(b) 遅れ補償あり

図8 位置制御シミュレーション結果

Fig. 8. Simulation results of positioning

(減衰定数: 0.3, L: 5m)

$$D_s(t+T_m) = D(t) - \int_{t-T_m}^t V_s(t, t) dt \quad \dots\dots\dots(19)$$

図8は、位置制御を行ったときのシミュレーション結果であり、遅れ補償を行わないと、減速パターンの傾きが加速時に比べ急になり、停止位置をオーバーしているが、遅れ補償を行うことにより、目標位置で、滑らかに停止できている。

この制御系で調整する要素としては、式(8)によってダンピングと関連づけられる振れ止めのフィードバックゲイン K と、式(18)で示される、減速を開始する目標までの距離であり、調整するパラメータと調整した結果の関係が明確になっている。

4. 実験結果

提案した方式の有効性を確認するために実験を行った。実験に用いたシステムは、定格荷重2.8tのもので、シーケンサで速度指令を演算し、ベクトル制御インバータで速度制御を行った。

図9は走行に関し目標地点にクレーンを移動したときの

実験結果であり、(b)は振れ止め制御を行ったとき、(a)は振れ止めを行わないときの結果である。振れ止めを行わないと、加速時、減速時に振れが発生し、走行中、停止後も振れているが、振れ止め制御を行うことにより、加速時、減速時に振れがほとんど発生せずに、滑らかに目標位置で停止できていることがわかる。図10はクレーンが停止中に、外力を加え、荷を揺らした状態で移動を開始した例であり、走行中に振れを抑え、目標位置停止時にはほとんど振れていない。これらの実験では、ダンピング係数を大きくするとワイヤに高次の振れが発生するため、ゲインを低めに設定してあり（ダンピング係数0.3）、図10のように、振れを止めるのに数サイクルかかっている。

5. まとめ

提案した方式により、振れ止めを行いながら、クレーンを目標位置で停止できることが確認できた。この方式は、位置制御と振れ止めに独立に考えることにより、制御構成が理解し易く、設計が簡単であり、演算能力の劣るシーケンサでも

図9 走行位置決め制御実験結果

Fig. 9. Experimental results of positioning control
(荷: 2500Kg, 移動距離: 10m, ロープ長: 1.8m)

制御装置として適用でき、実際のシステムとして実現性の高いシステムとなっている。

実験装置では、振れ止めのダンピング係数を高くできなかったが、振れを発生させる原因が、位置決めのための動き、風などであるとする、屋内での使用に、実用上問題はないと思われる。

(平成9年4月1日受付 平成9年6月23日再受付)

文 献

- (1) 山岸:「クレーンの振れ止め制御」, 第16回自動制御連合講演会前刷353, 1973
- (2) 美多, 金井:「クレーンの最大速度に注目したクレーンの最適運転法」, 計測制御学会論文集, 15, 125, 1979
- (3) 児新:「オブザーバを用いた天井クレーンの振れ止め制御」, 電気学会技術報告(II)第395号P41-46
- (4) 大久, 星名, 村田, 門前, 豊原「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. 31, No. 5 Page. 306 - 309 1994
- (5) 柴田尚武, 武口美之, 筒井一憲, 笠原英史:「特集 産業用システム電機品 クレーン振れ止め制御」, 技報安川電機 Vol. 57, No. 4 Page. 289 - 297 1993
- (6) 田中正吾, 河野進, 林弘昭:「クレーンリフターの姿勢自動計測制御について」 自動制御連合講演会前刷 Vol. 37th Page. 449 - 450 1994
- (7) 村田, 中島:「コンテナクレーンの自動化」, 日本機械学会論文集(C編) 59巻564号93/8, p137-143
- (8) 山田 市橋:「n次メンバーシップ関数を用いた逐次ファジィモデリングとそのクレーン制御への応用」, 日本ファジィ学会誌, 91/5, VOL. 3, No. 2, P347~356 7)制御方式
- (9) 伊藤, 右田, 入江:「クレーン自動運転におけるファジィ制御の適用」, 日本ファジィ学会誌1994/4, VOL. 16 No2, P172-P181
- (10) 石出, 内田, 宮川:「天井クレーンシステム自動化におけるファジィニューラルネットワークの適用」, 第9回ファジィシステムシンポジウム講演論文集, 93/5, P29-32
- (11) 高田, 平沢, 大林:「一般化学習ネットワークの非線形クレーン・制御システムへの応用」, 自動制御連合講演会前刷 Vol. 37th Page. 167 - 168 1994
- (12) 小林, 平沢, 大林, 垣内:「おニク階層ネットを用いたフィードバック・オブザーバゲインの決定法」, 自動制御連合講演会前刷 Vol. 37th Page. 165 - 166 1994
- (13) 電気学会技術報告 第554号 モーションコントロールの最新技術」, 1995
- (14) 野村, 袴田:「クレーンの振れ止め位置決め制御」, 平成7年電気学会産業応用全国大会予稿集
- (15) Hakamada, Nomura, : "Anti-sway and Position Control of Crane System", AMC96

図10 初期振れ抑制実験結果

Fig. 10. Experimental results of positioning control
(荷: 500Kg, 移動距離: 5m, ロープ長: 2.5m)

野村 昌克 (正員) 1952年12月6日生。1975年3月名古屋大学工学部電子工学科卒業。1977年3月名古屋大学工学研究科電気工学専攻博士課程前期課程修了。同年4月(株)明電舎入社。以来、高調波抑制装置、誘導機のベクトル制御、FA関連の研究開発に従事、現在に至る。

袴田 佳美 (正員) 1963年4月2日生。1987年3月職業訓練大学(現職業能力開発大学)電気工学科卒業。同年4月(株)明電舎入社。以来、ビル、電鉄、電力などのシステムエンジニアリングに従事。現在は、物流関連機器、プラントシステムの制御装置開発に従事。

佐伯 博 (非会員) 1968年4月6日生。1991年3月広島工業大学工学部機械工学科卒業。1993年3月広島工業大学機械システム工学科修士課程修了。同年4月(株)明電舎入社。以来、FAシステム工場にて、物流機器の開発設計に従事。