102 タワークレーンの制御 (分散制御系と集中制御系の比較)

Control of A Tower Crane

(Comparison between decentralized control and centralized control)

千葉大院 ○高木 清志 千葉大 西村 秀和

Kiyoshi TAKAGI, Chiba University, 1-33, Yayoi-cho, Inage-ku, Chiba 263

Hidekazu NISHIMURA, ibid.

This paper deals with modeling and control of a crane mounted on a tower-like flexible structure. A fast transfer of the load causes swaying of the load rope and vibration of the flexible structure. Our object is to control both the sway and the vibration by the inherent capability of the tower crane. We have already succeeded in realizing a decentralized control consisting of two individual controllers. However, there is a possibility that the control worsened due to the decentralized control system because it did not take into account coupling between the up-and-down direction and the rotational direction. It is therefore necessary to examine the advantage of a decentralized control system precisely. This paper describes the design of a centralized control system considering coupling of both directions and compares it with a decentralized control system. From the results of the comparison of experiments and μ analysis, it is shown that the decentralized control system has almost the same performance and stability as the centralized one and that it is effective for the control of a tower crane.

KeyWords: Positioning Control, Vibration Control, Tower Crane, Flexible Structure, Decentralized Control, H_∞ Compensator, μ analysis

1. まえがき

ビル、ダム建設などで使用されるタワークレーンは、クレーンの土台となるタワー部を剛体とすることは困難であるため、ブームの起伏や旋回、吊り荷ロープの巻き上げと巻き下げ、資材の着地などのクレーンの運動がタワー部の振動を励起し、荷ぶれに加えてタワー部の残留振動が操縦者の作業効率を悪化させることになるという問題がある。

この問題に対して、著者らは起伏・旋回方向の運動を考慮したモデリングと、起伏・旋回方向に独立した制御器を用いる分散制御系の設計を行った。そして、クレーンの本来有する操作力のみに、3次元空間でのブーム自体の位置決め制御、旋回角度の位置決め制御、タワー部の振動制御、吊り荷の制動制御の同時制御が行えることをシミュレーションおよび実験により検証した[1]。

分散制御系は、1) 制御系設計モデルの同定や制御器の調整が容易である、2) 制御系の計算量が少なく済む、という利点がある。しかし、分散制御では起伏・旋回方向の連成を考慮していないため、制御性能が劣化している可能性がある。前報[2]では、集中制御系を設計し、シミュレーションによる分散制御系との比較を行ったが、制御性能および安定性に関する詳しい検討は行っていない。

そこで本研究では、実験および μ 解析により、集中制御系と分散制御系との比較検討を行う。まず、タワークレーンの3次元モデルおよび制御系設計のための低次元化モデルの導出を行う。つぎに、一般化プラントを構成し H_∞ 集中制御系の設計を行う。そして、制御実験を行い、その応答から分散制御系との制御性能の比較を行う。さらに、起伏・旋回方向の連成の変動に影響が大きいパラメータが変動した際のロバスト安定性に関する比較を行う。変動を考慮するパラメータは旋回方向のタワー最上部の重心の位置およびクレーンの旋回速度とし、線形分数変換(LFT)形式で表すことにより μ 解析用モデルを導出する。そして、 μ 解析用モデルと分散制御系および集中制御系との閉ループを構成し、 μ 解析を行う。そして、実験応答および μ 解析による比較結果より、分散制御系は前述の利点を有しつつ、制御性

能およびロバスト安定性についても集中制御系に比べ劣化はほとんどないことから、タワークレーンの制御に有効であることを示す。

2. モデリング

2.1 3次元モデルの導出

タワークレーンの3次元モデルをFig.1に示す。記号を以下のように定義する。

x_i : タワー各部のx方向絶対変位, y_i : タワー各部のy方向絶対変位, ν : ブームの起伏角度, θ : 吊り荷の起伏方向振り上がり角度, ζ : 旋回角度, ψ : 吊り荷の旋回方向振り上がり角度, Ω_b : ガントリのx-y面に対する角度, L : ブーム長, R_b : 巻胴半径, l : 吊り荷ロープ長, l_{bt} : ガントリ上部からブーム先端までの距離, L_t : タワー部長, a : ブーム下端と原点との距離, a_b : ブーム下端とガントリ上端との距離, W_b : ブーム質量, W_o : 吊り荷質量, M_d : 起伏・旋回モータ, ガントリを含む旋回架構の質量, J_r : 旋回架構のz軸周りの慣性モーメント, m_{bt} : ブーム先端の質量, c_b : ブーム下端まわりに対する減衰係数, M_b : 低次元化モデルの等価的質量, k_t : 低次元化モデルの等価的ばね定数, c_t : 低次元化モデルの等価的減衰係数, x_r : タワー最上部の起伏方向の変位, y_r : タワー最上部の起伏方向と直角方向の変位, l_{mx} : タワー最上部の原点から重心までの x_r 方向の距離, l_{my} : タワー最上部の原点から重心までの y_r 方向の距離, l_{mr} : タワー最上部の原点から

Fig.1 3D model

重心までの x_r 方向の距離 (旋回方向低次元化モデル用), u_s : 旋回方向入力トルク, u : 起伏方向入力トルク, g : 重力加速度 x - y - z 座標の原点はタワー最上部にとる. フルオーダーモデルに関しては以下のように仮定をする.

- (1.1) ロープ質量は考慮しない.
- (1.2) タワー部のねじり振動は微小なものと考え無視する.
- (1.3) タワー部を x - y 面内並進方向のみの4質点系のモデルとする.
- (1.4) ブームは剛体とする.
- (1.5) ブーム支持ロープの動特性を考慮せず, 入力トルクが直接ブーム先端に掛かるとする.

と仮定して運動方程式の導出を以下に示す. ブーム下端より ξ なる位置でのブームの変位を x_b, y_b, z_b , ブーム先端の変位を x_{bt}, y_{bt}, z_{bt} とすると, ブームの持つ運動エネルギー, 位置エネルギー T_b, V_b は,

$$T_b = \frac{W_b}{2L} \int_0^L (\dot{x}_b^2 + \dot{y}_b^2 + \dot{z}_b^2) d\xi + \frac{m_{bt}}{2} (\dot{x}_{bt}^2 + \dot{y}_{bt}^2 + \dot{z}_{bt}^2) \quad (1)$$

$$V_b = \frac{W_b g}{L} \int_0^L z_b d\xi + m_{bt} g z_{bt} \quad (2)$$

となる. 吊り荷の位置を x_o, y_o, z_o とすると, 吊り荷の持つ運動エネルギー, 位置エネルギー T_o, V_o は

$$T_o = \frac{W_o}{2} (\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2 + \dot{z}_o^2), \quad V_o = W_o g z_o \quad (3)$$

となる. 起伏・旋回モータ, ガントリを含む旋回架構の重心の座標を x_{bd}, y_{bd} とすると, 旋回架構の持つ運動エネルギー T_t は,

$$T_t = \frac{1}{2} M_d (\dot{x}_{bd}^2 + \dot{y}_{bd}^2) + \frac{1}{2} J_r \dot{\zeta}^2 \quad (4)$$

となる. そして, 旋回架構を含むクレーン部の運動方程式をラグランジュの方程式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, \dots, 6 \quad (5)$$

$$T = T_b + T_o + T_t, \quad V = V_b + V_o$$

$$q = [q_1, \dots, q_6]^T = [x_1, y_1, \nu, \theta, \zeta, \psi]^T$$

$$Q = [Q_1, \dots, Q_6]^T$$

$$= [Q_{tx} + Q_{tx} + Q_{mx}, Q_{ty} + Q_{ty} + Q_{my}, Q_u, 0, u_s, 0]^T$$

より求める. ここで, Q_1, Q_2 はタワー部曲げに関する等価力, Q_u は制御入力に関する係数である. そして, 4質点バネ-マス-ダンパ系としたタワー部の運動方程式と共通する質量, 減衰, 剛性要素を足し合わせることで結合する. さらに, 吊り荷ロープ振れ角を微小と考えて

$$\sin \theta \simeq \theta, \quad \cos \theta \simeq 1, \quad \sin \psi \simeq \psi, \quad \cos \psi \simeq 1 \quad (6)$$

とし, また

$$\sin \nu = \frac{\sin \nu}{\nu} \cdot \nu, \quad \cos \nu = \frac{\cos \nu}{\nu} \cdot \nu \quad (7)$$

$$(20 \leq \nu \leq 70 \quad (\text{deg}))$$

と変形し, 状態方程式を求めると,

$$\dot{x}_{td} = A_{td}(\nu, \dot{\nu}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \psi, \dot{\psi}, l, \dot{l}, \ddot{l}) x_{td} + B_{td}(\nu, \dot{\nu}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \psi, \dot{\psi}, l, \dot{l}, \ddot{l}) [u \ u_s]^T \quad (8)$$

$$x_{td} = [x_1, y_1, \nu, \theta, \zeta, \psi, x_2, x_3, x_4, y_2, y_3, y_4, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\nu}, \dot{\theta}, \dot{\zeta}, \dot{\psi}, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4, \dot{y}_2, \dot{y}_3, \dot{y}_4]^T \quad (9)$$

となる. 観測量 y_{td} は以下の出力方程式で表される.

$$y_{td} = [x_1, y_1, \nu, \theta, \zeta, \psi]^T = C_{td} x_{td} \quad (10)$$

Fig.2 Models for decentralized control

2.2 制御器設計用モデルの導出

制御器の次数を小さくするために仮定 (1.1) ~ (1.5) に加え

- (2.1) タワー部を等価的な1質点系とし, 旋回角度 ζ に関する相対座標 x_r, y_r 方向の運動を考慮する.

とする. 仮定 (2.1) において, タワー最上部絶対座標 x_1, y_1 から旋回角度 ζ に関する相対座標 x_r, y_r への変換は次式で行われる.

$$x_r = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \cos(\zeta - \rho) \quad (11)$$

$$y_r = -\sqrt{x_1^2 + y_1^2} \sin(\zeta - \rho) \quad (12)$$

$$(\rho = \tan^{-1} \frac{y_1}{x_1})$$

ブーム, 吊り荷に関するエネルギーを, 3次元モデルと同様に求める. タワー部に関しては, 1次モードの固有振動数, 減衰比が Fig.1 の3次元モデルのタワー部1次モードの固有振動数, 減衰比に一致するように等価的ばね定数 k_{tx}, k_{ty} , 等価的減衰係数 c_{tx}, c_{ty} を決める. 運動方程式をラグランジュの方程より求め, 式 (6) と同様に変形すると, 状態方程式, 観測量および出力方程式は,

$$\dot{x}_{tr} = A_{tr}(\nu, \dot{\nu}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \psi, \dot{\psi}, l, \dot{l}, \ddot{l}) x_{tr} + B_{tr}(\nu, \dot{\nu}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \psi, \dot{\psi}, l, \dot{l}, \ddot{l}) [u \ u_s]^T \quad (13)$$

$$x_{tr} = [x_1, y_1, \nu, \theta, \zeta, \psi, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\nu}, \dot{\theta}, \dot{\zeta}, \dot{\psi}]^T$$

$$y_{tr} = [x_1, y_1, \nu, \theta, \zeta, \psi]^T = C_{tr} x_{tr} \quad (14)$$

となる.

なお, 分散制御系のために Fig.2(a), Fig.2(b) に示す各方向のみの運動を考慮したモデルを導出している [1].

3. 制御器の設計

制御系設計に用いる式 (13) などの低次元化モデルは, 3次元モデルに対して無視したタワー部の高次モードが入っていない. また, 実験装置は吊り荷の回転運動による振動や吊り荷ロープとブーム支持ロープの横振動や装置のがた, 旋回モータ支持部のモードなど3次元モデルにもモデリングされていない振動モードを持っている. そこで, 制御系設計においてロバスト制御理論の適用が必要になる. そのため本章では, 吊り荷ロープ長を一定とし線形ロバスト制御理論である H_∞ 制御理論をもとに制御器を設計する.

式 (13) の集中型制御器のための次元化モデルのマトリックス A_{tr}, B_{tr} は, $\nu, \dot{\nu}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \psi, \dot{\psi}, l, \dot{l}, \ddot{l}$ の関数となるが, 吊り荷ロープ長 l は l_0 に固定し, $\dot{\nu}, \dot{\theta}, \dot{\zeta}, \dot{\psi}, \dot{l}, \ddot{l}$ は, それぞれ0とおき, ブーム起伏角度は移動しうる中間点の角度 $\nu_0 = \frac{45}{180} \pi$ (rad) とする. 一般化プラントは, Fig.3 のように構成し, $\|G_{zw}\|_\infty < \gamma$ となるような制御器を求める.

Fig.4 に乗法的誤差 Δ_{sp} と各重み関数の周波数応答を示す. 乗

Fig.3 Generalized plant

Fig.4 Gain of weighting function

Fig.5 Bode diagrams of centralized controller

Fig.6 Bode diagrams of decentralized controller

法的誤差 Δ_p は起伏方向の誤差, 旋回方向の誤差, 両方向のクロス項の誤差を示している. 各方向の誤差は3次元モデルと集中制御系設計モデルから各方向のサブシステムを取り出し計算されている. $W_{2x}, W_{2y}, W_{2\theta}, W_{2\zeta}, W_{2\psi}$ は, それぞれタワー部 x_r 方向, タワー部 y_r 方向, ブーム起伏角度, 起伏方向吊り荷振れ角, 旋回角度, 旋回方向吊り荷振れ角に対する重み関数とする. ブーム起伏角度, 旋回角度に関しては, サーボ系による位置決め制御を行うこととし, $W_{2\nu}, W_{2\zeta}$ には積分特性を含ませる. Fig.5に求められた H_∞ 制御器のボード線図を示す. 制御器の次数は26次である. また, Fig.6に分散制御器のボード線図を示す. それぞれの制御器の次数は13次である.

4. 実験

Fig.7にTable 1に示すような目標値を与え, ブーム起伏および旋回の同時運動を行ったときの応答を示す. 目標値は, 制御入

Table 1 References of experiment

	Initial value	Speed	Objective value
ν_n	45 deg	5 deg/s	55 deg
ζ	0 deg	20 deg/s	45 deg

Fig.7 Experimental results $\nu: 45 \rightarrow 55(\text{deg})$, $\zeta: 0 \rightarrow 45(\text{deg})$

力の飽和を防ぐためと急激な旋回による吊り荷振れを防ぐために, ステップ状ではなくランプ状の目標値とする. ただし, ブーム角度に関しては, モデリング時に定義した z 軸からの角度とせず, x 軸から反時計方向を正とする角度 $\nu_n = 90 - \nu \cdot \frac{180}{\pi}(\text{deg})$ とする.

前節で求めた集中制御器による応答を実線で, 分散制御器による応答を破線で, ブーム起伏角度および旋回角度に与える目標値を点線で示す. また, タワー最上部の変位は旋回角度に対する相対変位 x_r, y_r で示す. Fig.7より, 集中制御系は分散制御系に比べて性能の向上は見られない. それはFig.3のように一般化プラントを構成する H_∞ 制御では制御対象のクロス項に対するの程よい制御性能の調整が困難なためである. 例えば, 制御対象のクロス項の中でも, 旋回方向制御入力 u_s から起伏方向タワー部変位 x_r までのゲインは高い. しかし, u_s の x_r に対する制御性能の向上を図るために, 制御性能の重み W_{2x} のゲインを上げると, 起伏方向制御入力 u の x_r に対する制御器のゲインも上がってしまい, 起伏方向のブームの位置決め, 吊り荷振れ止め

の同時制御が行えなくなってしまう。また、集中制御系を用いても、旋回方向の遠心力により生ずる起伏方向の吊り荷振れに対する制御性能の向上は見られない。それは、式(13)のようにモデルを線形化することにより、旋回方向の制御入力から起伏方向吊り荷振れへの直接の可制御性が消えてしまうためである。

5. μ 解析

集中制御系と分散制御系についてパラメータ変動に対してのロバスト安定性を検証するために μ 解析を行う。変動させるパラメータは起伏方向と旋回方向の連成の変化に大きな影響を与える、クレーン旋回架構の重心の y_r 方向の距離 l_{my} と旋回速度 $\dot{\zeta}$ とする。Fig.8(a)~(c)に式(13)の集中制御系設計モデルのノミナル状態、 $l_{my} = 0$ としたとき、 $\dot{\zeta} = \frac{\pi}{4}$ としたときの起伏方向の制御入力に対するゲイン線図を示す。 l_{my} は起伏方向と旋回方向の連成に影響が大きく、 $l_{my} = 0$ となるにつれて連成はほとんど生じなくなるがわかる。また、 $\dot{\zeta}$ が大きくなると起伏方向に遠心力が加わることで、連成の大きさが変化することがわかる。以下のように μ 解析用モデルを導出する。 l_{my} を $|\delta_1| \leq 1$ を満たす実数パラメータを用いて以下のように表す。

$$l_{my} = \bar{l}_{my} + \Delta l_{my} \delta_1 \quad (15)$$

$$\Delta l_{my} = 0.8 \bar{l}_{my}$$

ここで $\bar{l}_{my}$ は l_{my} のノミナル値である。さらに、

$$l_{my}^2 = \bar{l}_{my}^2 + 2\bar{l}_{my}\Delta l_{my}\delta_1 + \Delta l_{my}^2\delta_2 \quad (16)$$

$$(\delta_2 = \delta_1^2)$$

とすると、 l_{my} の変動を含むタワークレーンのモデルは以下のディスクリプタ形式で表現できる。

$$(E + \sum_{i=1}^2 \delta_i E_i) \dot{x} = (A + \sum_{i=1}^2 \delta_i A_i) x + (B + \sum_{i=1}^2 \delta_i B_i) u \quad (17)$$

これをLFT形式に変換し μ 解析用モデルが得られる[3]。そして、分散制御系はFig.9(a)のような、集中制御系はFig.9(b)のような相互接続を構成し μ 解析を行う。ここで K_U 、 K_R は分散制御系のそれぞれ起伏方向、旋回方向の制御器である。数値計算結果をFig.10(a)に示す。実線は集中制御系、破線は分散制御系による数値計算結果である。 $\dot{\zeta}$ についても同様に変動の範囲を

$$\dot{\zeta} = \frac{4}{\pi} \delta_1, \quad -1 \leq \delta_1 \leq 1. \quad (18)$$

とする。実験において、目標値として与えている旋回速度は20deg/sであり、式(18)では実験のときのほぼ倍の旋回速度の変動まで考慮している。ディスクリプタ形式をLFTに変換し μ 解析を行った結果をFig.10(b)に示す。Fig.10(a), (b)より、連成の変化に影響が大きいパラメータが変動した際のロバスト安定性は、分散制御系と集中制御系の間に大きな差がないことがわかる。

6. まとめ

タワークレーンについて分散制御系の有効性を検証するため、起伏・旋回方向の連成を考慮した集中制御系を設計し比較を行った。比較は制御実験と起伏・旋回方向の連成の変化に影響が大きいパラメータを変動として選んだ μ 解析により行った。制御実験では H_∞ 制御は集中制御系のクロス項のゲインを任意に調整することが難しかったため、制御性能の改善が難しいことを示した。 μ 解析ではパラメータが変動した際も集中制御系と分散制御系のロバスト安定性に大きな差がないことを示した。これらの結果から、分散制御系は、制御器の調整が容易で、制御系の

Fig.8 Bode diagrams of the plant in the case in which the parameters vary

Fig.9 Block diagrams of μ analysis

Fig.10 Results of μ analysis

実装に際して計算量が小さい、という優位性を保ちつつ、制御性能・ロバスト安定性においても集中制御系に比べて劣ることがない、という理由から、タワークレーンの制御に有効な制御系である。

参考文献

- [1] 高木清志, 西村秀和, タワークレーンの起伏・旋回方向の分散制御, 日本機械学会論文集, C編, 65巻640号, (1999), 4692-4699
- [2] 高木清志, 西村秀和, タワークレーンの起伏・旋回方向の H_∞ 制御, 第42回自動制御連合講演会, (1999), 63-66
- [3] M.Hirata, K.Z.Liu and T.Mita, "Active vibration control of a 2-mass system using μ -synthesis with a descriptor form representation" Control Eng. Practice, Vol.4, No. 4, pp.545-552, 1996.