超高速エレベータの振動制御*

(第1報, シミュレーションによるかご横振動制御法の検討)

山崎 芳昭^{*1}, 富沢 正雄^{*1}
岡田 浩二^{*2}, 杉山 美樹^{*3}

Vibration Control of Super-High-Speed Elevators

(1st Report, Control Method of Car Horizontal Vibration Based on Computer Simulation)

Yoshiaki YAMAZAKI, Masao TOMISAWA,
Kouji OKADA and Yoshiki SUGIYAMA

We proposed a new vibration control mechanism and control method for cabin horizontal vibration of super-high-speed elevators. An AC servo motor and ball screw on the car frame drive the control force to the cabin where the horizontal vibration is to be suppressed. The vibration of the cabin, detected by an acceleration sensor, is integrated to determine the velocity and the position. The control force is determined based on the above position and velocity, and on the velocity of a motor encoder taking into account the car dynamics. The derived dynamics of the elevator car with a control mechanism and the effect of vibration control was verified by numerical simulations. The results indicate good performance of the vibration control system, which can suppress the 1st- and the 2nd-mode vibrations of the car. Control force and actuator stroke remained within the practical extent of designed values.

Key Words: Elevator, Servo Mechanism, Vibration Control, AC Servo Motor, Ball Screw

1. はじめに

1993年7月, 横浜みなとみらい21地区に世界最高速の乗用エレベータが運転を開始した⁽¹⁾. 昇降速度は750 m/minで, 1978年に達成した600 m/minの記録を15年ぶりに塗り替えた. 21世紀には, 100階クラスのビルの開発, 1000 m以上の空中や大深度地下の利用が考えられており, エレベータの運転効率を高めるためによりいっそうの高速化が必要である.

エレベータの乗り心地を高めるには, かご振動の抑制が必要である. かごの横振動はおもにガイドレールの曲がりにより生じるが, ローラガイドのばねと減衰定数を適正に選ぶ必要がある⁽³⁾. このため, エレベータを多質点系でモデル化したときのレール曲がりによる振動解析法が開発され⁽⁴⁾, 摩擦ダンパのローラガイドへの適用などが行われている⁽⁵⁾. 最近ではローラガイドへのオイルダンパ⁽¹⁾, 減衰量が制御できる磁気ダンパの適用が検討されている⁽²⁾.

しかし, 最近進歩の著しい振動制御技術⁽⁶⁾を活用して, エレベータのよりいっそうの乗り心地を改善する試みはなされていないようである. 本研究ではかご振動制御機構を提案し, 制御則の有効性をシミュレーションで確認したので報告する.

図1 エレベータかごの概要

* 平成5年12月8日 第2回交通・物流部門大会講演会において講演. 原稿受付 平成5年10月22日.

^{*1} 正員, 三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1).

^{*2} 三菱電機(株)稲沢製作所 (〒492 稲沢市菱町1).

^{*3} 正員, 三菱電機(株)稲沢製作所.

2. かごの構造と振動制御機構

乗り場正面から見たエレベータかごの断面モデルを図1に示す。乗客の乗るかご室、防振ゴムを介して支えるかご枠で構成される。かご枠は四隅に取付けられたローラガイドで案内されてガイドレールに沿って昇降する。かご室の床はかご床防振ゴムで支えられ、かごの上部と下部にかご室の倒れを防ぐゴム製の振れ止めが設けられている。

検討に用いた昇降速度 540 m/min のエレベータの代表的諸元と記号を表1に示す。かごは複数のばね要素で支えられるが、表1ではこれらの並進方向の和で示している。

かご枠をはり要素、かご室をシェル要素、防振ゴムと振れ止めをスカラ要素でモデル化し、NASTRANで振動解析した振動モード(X方向)を図2に示す。一次はかご室とかご枠が並進方向に同相、二次はかごの回転、三次は並進方向に逆相に振れるモードである。

図3はエレベータを上昇運転したときのかご室床の上下方向Z、横方向のXとYの加速度の一測定例である。上昇時の加速パターンは起動から1.0sで最大加速度 0.8 m/s^2 になり、約10sこれを保持して最高速

度 540 m/min に達する。最高速度になった付近でX方向とY方向の最大加速度が生じている。この周波数は1.5~2.0 Hzであり、一次モードが支配的である。ガイドレールの曲がりによる強制変位でかごは振動するので、図2の一次と三次の並進方向のモードが励起されやすい。

図4は走行速度を変えたときのX方向の振動をまとめたものである。走行速度に比例して振動が大きくなる。

並進方向モードの振動を制御するため、図5に示す構造のアクチュエータを開発した。図1のかご枠側に設置し、かご室の加速度を検出して振動を制御する。

ACサーボモータの軸端にボールねじを取付け、モータの回転を直進運動に変換する。乗員数の変化により生ずるかご室の上下変位を吸収するためのリニアガイドがボールねじナット部に取付けられる。さらに、かごへは拘束を防ぐためのゴムを介して取付けられる。

表1に示した諸元のエレベータを対象にして寿命と重量を考慮してアクチュエータを設計した。この主要

表1 エレベータかごの諸元

Item	Constant value
Cabin mass	$m_1=2300\text{kg}$
Car frame mass	$m_2=3500\text{kg}$
Cabin-Car frame rubber	(No control) $k_1=17.6 \times 10^5 \text{ N/m}$ $c_1=8.00 \times 10^3 \text{ Ns/m}$ (Control) $k_1=10.0 \times 10^5 \text{ N/m}$ $c_1=8.00 \times 10^3 \text{ Ns/m}$
Roller guide	$k_2=5.88 \times 10^5 \text{ N/m}$ $c_2=12.5 \times 10^3 \text{ Ns/m}$

図2 エレベータかごの振動モード

図3 エレベータ走行時のかご加速度

図4 かご横振動とエレベータ昇降速度

$$\{[(1+\alpha T_h s)^2(1+T_i s)^2 \Delta_c] \dots\dots\dots (8)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \Delta_c = & \{(m_2 s^2 + c_1 s + c_2 s + k_1 + k_2 + k_f) \\ & \times (m_a s^2 + K_\theta s + k_f) - k_f^2\} (m_1 s^2 + c_1 s + k_1 + k_f) \\ & - (c_1 s + k_1 + k_f)^2 (m_a s^2 + K_\theta s + k_f) \\ & - k_f^2 (m_2 s^2 - c_1 s + c_2 s - k_1 + k_2 - k_f) \\ & + k_f s^2 (K_v T_i s + K_v + K_p) (m_2 s^2 + c_2 s + k_2) \\ & \times (\alpha + \alpha T_h s)^2 / \{(1+\alpha T_h s)^2(1+T_i s)^2\} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

制御系の基本特性を把握するため、かご室の速度と位置が検出できるとして $1/(1+T_i s) \rightarrow 1/s$, $G_h(s) = 1.0$ とする。このときの $s=0$ における振動抑制効果と制御力を求めると次のようになる。

$$\left(\frac{x_1}{x_0}\right)_{s=0} = \frac{1}{1+(K_p/k_1)} \dots\dots\dots (10)$$

$$\left(\frac{F_m}{x_0}\right)_{s=0} = -\frac{K_p}{1+(K_p/k_1)} \dots\dots\dots (11)$$

上式は本制御則の基本特性をよく示している。

図7 エレベータかご振動制御系のブロック線図

(K_p/k_1) を大きくすることで、かご室変位が抑制できる。なお、 K_p を増すと制御力も大きくなる。一定の制御力で大きい制振効果を得るには、 k_1 を小さくする必要がある。

4. 振動制御効果のシミュレーション

かご室変位 x_1 と速度 $\dot{x}_1$ を検出した理想的な場合について、 $K_v = 5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, かご位置フィードバックゲイン K_p を変えたときの x_1/x_0 を図8に示す。 K_p を増すとDC域からかご一次固有振動数までの振動抑制効果が増し、式(10)と同様な関係が得られる。

エレベータかごへの振動制御機構の実装を考えると、アクチュエータの軽量化が不可欠である。ボールねじのリードを小さくするとモータは小形化できるが、等価質量 m_d はリードの二乗で増加する。

m_d による各モードの減衰比の変化の例を図9に示す。 $K_p = 10 \times 10^5 \text{ N/m}$ とし、 K_v を変化したときの減衰比である。かご一次モードの減衰比 ζ_1 は m_d の変化の影響をあまり受けない。 $m_d = 52.3, 100 \text{ kg}$ の二次モードの極は K_v を増すと実根になる。しかし、 $m_d = 200 \text{ kg}$ と大きくなると K_v の増加につれて減衰比は低下し、やがて不安定域に近づく。 m_d が増えるとアクチュエータの三次の固有振動数は低下し、 $m_d = 200 \text{ kg}$ では二次と三次の極の入れ替わりが生じる。このため、三次はほぼ二次と逆の傾向を示しているが、不安定にはならない。系を安定化するには、 m_d をなるべく小さくする必要がある。

次に、かご室速度信号からフィルタで速度と位置を求めて制御する場合を検討する。式(10)で振動抑制効果が $1/2$ になる $K_p = 10 \times 10^5 \text{ N/m}$ とし、かご室速度

図8 x_1/x_0 の伝達関数
(かご変位と速度が検出できる場合)

ゲイン K_v を $0 \sim 100 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ の範囲で変化させたときの根軌跡を図 10 に示す。実線は乗客数が零、破線は最大乗客数に相当するかご室質量の結果である。かごの一次と二次、アクチュエータの三次の極のほか、フィルタによる低域の零次があらわれる。 $K_v = 4 \sim 6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 近傍では、安定な制御系である。しかし、 K_v が $6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ を超えると三次の極の減衰比が低下し、 $K_v = 30 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ で不安定になる。破線の最大乗員数のときの根軌跡は、乗客が零との場合と大きな差はない。乗客の有無を考慮して、 $K_v = 5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ を選定し、このときの極の位置を図 10 中に丸印で示している。

制御効果を調べるため、 $K_p = 10, 20, 30 \times 10^5 \text{ N/m}$ としたときの x_0 と x_1 間の伝達関数を図 11 に示す。 K_p を大きくしたときのピーク値は、フィルタの零次モードで増加、かごの一次モードで減少、かご二次モードで増加する。乗客が体感するのは変位ではなく加速度であり、零次モードによる変位の盛り上がりは加速度で評価すれば小さい。式 (10) で $1/2$ の振動抑制効果に

図 9 m_d による減衰比の変化 図 10 K_v による根軌跡の変化 図 11 x_1/x_0 の伝達関数 図 12 F_m/x_0 の伝達関数

図 13 ステップ変位入力に対するかご室とかご枠の応答

図 14 アクチュエータ等価変位と制御力の応答

なる K_p を選んだが、一次遅れ要素と位相進み補償による影響で振動抑制効果は $1/4$ になっている。

$K_p = 10 \times 10^5 \text{ N/m}$ としたときのアクチュエータ制御力 F_m を調べる。 x_0 に対する F_m の伝達関数を図 12 に示す。 $x_0 = 1.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ とすると最大軸力は 2240 N 必要で、これはアクチュエータの最大発生力に相当する。

ガイドレールのつなぎ目などで不連続なステップ的外力が加わる危険性がある。 $x_0 = 1.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ のステップ入力に加わったときの過渡応答を図 13 に示す。かご室にインパルス的な加速度が生じるが、振動制御で約 $1/2$ に抑制される。インパルス発生後の過渡振動は制御により約 $1/4$ に抑制される。また、かご枠の加速度は制御で増加することではなく、非制御時のインパルス値の約 $3/4$ にとどまっている。

図 14 は制御時のアクチュエータの等価変位と制御力の過渡応答である。 x_d の最大値は $-1.6 \times 10^{-3} \text{ m}$ と小さく、アクチュエータのストロークを十分満足する。制御力の最大値は -788 N である。過渡的なために正弦波入力に比べて $1/3$ にとどまり、定格出力内におさまっている。

以上のシミュレーション結果より、本研究で提案した制御法で良好な振動抑制効果が得られ、設計したアクチュエータは十分実用し得る能力があることがわかる。

5. ま と め

本研究では、エレベータのかご横振動低減のための振動制御機構と制御則について検討し、次の結論を得た。

(1) AC サーボモータとボールねじからなる振動制御機構、かご室の速度と位置およびモータ速度のフィードバックを基本とし、かごの加速度信号より制御信号を求めるときの実装を考慮した制御則を提案した。

(2) 制御時のかごダイナミクスの基礎式を示してシミュレーションで振動抑制効果を検討し、かごの一次と二次モードともに非制御時の $1/2$ 以下まで抑制できることを示した。

(3) 具体的なアクチュエータを設計し、制御力やストロークが設計仕様値におさまることをシミュレーションより確認した。

以上の検討結果をふまえて、第 2 報では実物大のかご加振装置を用いた予備実験結果、第 3 報では昇降速度 750 m/min 超高速エレベータを用いた実走行試験について述べる。

文 献

- (1) 渡辺・ほか 4 名, 三菱電機技報, 67-7(1993), 689.
- (2) 重田・ほか 3 名, 日立評論, 75-7(1993), 437.
- (3) 光井・奈良, 日立評論, 52-12(1970), 1091.
- (4) 遠藤・ほか 3 名, 東芝レビュー, 29-8(1974), 685.
- (5) 岡田・ほか 3 名, 機講論, No. 910-3(1991-1), 48.
- (6) 川畑・青山, 機講論, No. 910-17, D(1991-3, 4), 351.