

吸振支持制御を用いたエレベーターの縦振動抑制シミュレーション

松岡寛晃*, 滝沢真之*, 関 啓明**, 神谷好承**

Simulation of vertical vibration suppression of the elevator by adopting the elastic support control

Hiroaki Matsuoka*, Saneyuki Takizawa*, Hiroaki Seki**, Yoshitsugu Kamiya**

An elevator is indispensable vertical transport, especially for high-rise buildings. Its typical configuration is a traction type with a counterweight. Since the car and the counterweight are attached to the rope terminals to ensure that the elevator operates in a balanced manner, the length of the rope varies according to the position of the car. Therefore, from the elevator control viewpoint, it is necessary to treat the rope as a variable spring with varying rigidity and the car as a variable mass that varies with the number of passengers. Since the riding comfort is the key item of the elevator's quality, the vertical vibration of the car, especially at low frequency, should be controlled. Reducing the vertical vibrations of around 10 Hz or less contributes to offer a good riding comfort. In this report, we assume the elevator, which has the characteristics mentioned above, as a positioning problem associated with the low-rigidity control model, and propose an elastic support control system. This elastic support control suppresses the vibration of the car by controlling the motor of the traction machine through an elastic support, which has been researched for use in machine tools and robot arms.

Specifically, the report indicates that it is possible to effectively suppress the residual vibration of the car by using optimum control parameters designed under the symmetry condition that the mass of the car and the spring constant of rope suspending the car are equal to those of the counterweight.

Key Words: vertical vibration suppression, elastic support control, symmetry condition

1. 緒言

エレベーターは高層化する建物において欠くことができない縦の移動手段である。その構成はロープの両端に取り付けられた乗りかごと釣合錘をバランスさせ、巻上機に取り付けられたシーブを回転させることにより昇降運転を行う、つるべ式のものが一般的である。ロープは鋼製で、昇降する乗りかごの位置によって剛性が変化する可変ばねと考えることができる。また乗りかごは乗客数により質量が変化することから可変質量として取り扱う必要がある。エレベーターの制御においては、このロープ先端に取り付けられた乗りかごを精

度良く目標位置に位置決めすると共に、乗りかごの振動を抑制し乗り心地を向上させることが品質面、性能面で重要であり、さまざまな研究が行われている^{4), 6)~8), 12)}。巻上機の制御により縦振動を抑制する研究開発も行われているが、前述のごとく可変剛性、可変質量の特徴を持つことから、振動の伝達特性が変化するため制御が複雑となり、最適なパラメータ設計にはノウハウを要し、実機に適用する際には熟練した作業員による調整が必要となる場合もある。

このような特徴を持つエレベーターを剛性の低い制御モデルに対する位置決め問題として捉えると、間欠運動を行う工作機械や低剛性のロボットアーム、多自由度マニピュレータなどの位置決め問題と同様に取り扱うことができると考えられる。たとえば、間欠運動を行う工作機械においては、作業効率を向上させるため、高速かつ正確に所望の位置にワークや治具を位置決めすることが求められる。また、ロボットアームや多自由度マニピュレータなどは、低剛性のアーム先端に取り付けられたハンドが把持するワークの質量が任意に変化しても、正確に位置決めできるように制御する必要がある。

*東芝エレベータ(株)

東京都府中市東芝町1 (株)東芝府中事業所内
(E-mail: hiroaki.matsuoka@toshiba.co.jp)

** 金沢大学大学院 石川県金沢市角間町

* Toshiba Elevator and Building systems Corporation,
1, Toshiba Cho, Fuchu-shi, Tokyo

** Kanazawa University, Kakuma-Cho, Kanazawa City,
Ishikawa

(Received August 23, 2010)

本研究では、エレベーターの乗りかごに発生する縦振動の基本特性を確認し、エレベーターに特有な条件を考慮した振動の抑制手法と最適な制御パラメータについて検討を行う。

具体的には、工作機械やロボットアームなどの残留振動を抑制する手法として研究されている吸振支持を用いた設計法^{1),2)}を応用し、巻上機の電動機制御により乗りかごの縦振動を抑制する吸振支持制御を提案する。この際、エレベーター特有の機器構成を考慮し、乗りかごと釣合錘の質量、ならびにそれらを懸架するロープのばね定数が等しくなる対称条件の下で導出した最適パラメータを用いてシミュレーションを行い、乗りかごの位置や積載の条件が変化した場合の縦振動の抑制効果を確認する。

2. エレベーターの運動モデル

2.1 エレベーターの振動特性

エレベーターの振動特性を調べるため、Fig. 1に示す運動モデルを用いて検討を行う。

まず乗りかごが任意の位置で停止し、巻上機のシーブが回転しないようにブレーキなどにより固定されている状態におけるロープの1次振動数について調査する。乗りかごを懸架しているロープの長さは乗りかごの位置により変化するため、ロープのばね定数も変化する。乗りかご側と釣合錘側のロープのばね定数 $k_{1,2}$ は単位長さ当りのロープばね定数 k_0 [(N/m)/m]、乗りかごと巻上機間、および釣合錘と巻上機間のロープ長さ $L_{1,2}$ [m]を用いて、第(1)式のごとく与えられる。

$$k_{1,2} = k_0 / L_{1,2} \quad \dots (1)$$

通常、乗りかごと釣合錘は複数のロープで懸架されており、そのロープの直径および本数は関連する法規等に定められている安全率を満足し、ロープを巻き掛けるシーブとの間に適正なトラクションが得られるように設計される。本モデルにおいてはロープ張力のばらつきがなく、またロープと巻上機

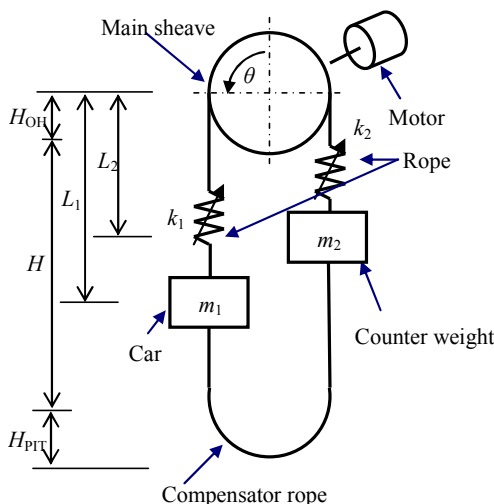


Fig.1 Elevator simulation model

シーブとの間のすべりが発生しないものとして取り扱うものとする。

また、乗りかごの質量はかご室内の乗客の乗り降りにより変化する。乗りかごの質量 m_1 [kg]、釣合錘の質量 m_2 [kg]とすれば、 m_1 は乗りかごの自重 m_{cage} [kg]とかご室内の積載 m_L [kg]の和で与えられ、 m_2 は乗りかごの自重 m_{cage} [kg]とかご室内の定格積載 m_{rate} [kg]、および定数 OB を用いて次式のごとく設計される。

$$m_1 = m_{cage} + m_L \quad \dots (2)$$

$$m_2 = m_{cage} + OB \cdot m_{rate} \quad \dots (3)$$

ここで、かご室内の積載 m_L は可変質量であり、0[kg]から m_{rate} [kg]まで変化する。また、定数 OB はオーバervalanceと呼ばれ、一般的なエレベーターにおいては0.5前後の値が用いられる。

以上より、巻上機が回転しないように固定された条件下における乗りかごと釣合錘の縦振動の振動数は第(4)式で与えられる。

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{1,2}}{m_{1,2}}} \quad \dots (4)$$

Fig. 2は、昇降行程が400[m]級のエレベーターにおいて、巻上機を固定した状態で乗りかごの位置条件と積載条件を変化させた際の振動数の変化を示した例である。ロープに要求される剛性や安全率などの関係から、ロープの1次振動の振動数は一般に数[Hz]から10[Hz]程度の範囲で変化する。この低周波の縦振動は乗りかご内の乗客が体感しやすい範囲と言われており、この振動が継続的に続くと乗客に不安や不快感を与えて乗り心地を損ねることから速やかに抑制する必要がある。

2.2 モデルの運動方程式

Fig. 1に示す運動モデルにおいて、乗りかごの変位を x_1 [m]、釣合錘の変位を x_2 [m]、電動機の回転角を θ [rad]とすると、運動方程式は次式で表される。

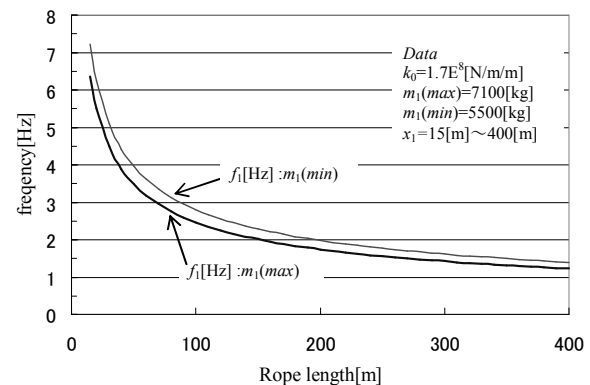


Fig.2 Relation between the rope length and frequency of the elevator car

乗りかごに対して,

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - r\theta) = 0 \quad \dots (5)$$

また, 釣合錘に対しては,

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 + r\theta) = 0 \quad \dots (6)$$

として表され, また巻上機に発生するトルクは,

$$T_m = (r\theta - x_1)r + (r\theta + x_2)k_2r = m_1\ddot{x}_1r - m_2\ddot{x}_2r \quad \dots (7)$$

として表される. ここで, シーブ半径を r [m], 巻上機トルクを T_m [Nm]とする. 第(5)から第(7)式を整理すると, シーブの回転角と巻上機のトルクはそれぞれ第(8), (9)式で与えられる.

$$\theta = \frac{m_1s^2 + k_1}{rk_1} X_1(s) = -\frac{m_2s^2 + k_2}{rk_2} X_2(s) \quad \dots (8)$$

$$T_m = m_1rs^2 X_1(s) - m_2rs^2 \frac{-k_2}{(m_2s^2 + k_2)} \frac{(m_1s^2 + k_1)}{k_1} X_1(s) \quad \dots (9)$$

3. 吸振支持制御の設計とシミュレーション

3.1 吸振支持制御のパラメータ設計

エレベーターの乗りかごと釣合錘はロープにより懸架され, ガイドレールに沿って昇降路を上下に移動する構造をもつことから, 乗りかごには不動点との間にダンパなどの減衰機構を付加する事ができない. そこで, 乗りかごに発生する残留振動を速やかに減衰させる手法として, 工作機械やロボットアームなどにおいて検討されている吸振支持の考え方を適用する.

吸振支持は, 駆動系と負荷系の間にはね・ダンパ・質量からなる振動系を挿入することで構成される. エレベーターにおいてこの機構を実現する一手法として, 巻上機の電動機とシーブの間にこの振動系の挿入する構成が考えられるが, 構造面やコスト面, 保守性や安全性の面で現実的ではない. そこで巻上機をサーボモータとして制御し, 吸振支持の性能を実現する吸振支持制御について検討する. **Fig.3**はエレベーターの運動モデルを基に作成した位置制御系のブロック線図である. 比例積分制御の場合, 伝達関数は第(10)式で表される.

$$\left[\{(\Theta - \theta) \cdot K_p - T_G \omega\} \left(\frac{K_C}{s} + K_D \right) \frac{K_r}{\alpha} - T \right] \frac{1}{Js^2} = \theta \quad \dots (10)$$

ここで, K_p は位置ゲイン, K_C は積分ゲイン, K_D は比例ゲイン, K_r [Nm/A]はトルク定数, α [V/A]は電流フィードバック係数, Θ [rad]は巻上機に与える回転角の入力である.

吸振支持制御による振動抑制の基本性能を確認するため, ここでは積分ゲイン K_C に0を与えて検討を行なうこととする.

$$\text{第(9)式に } K_C = 0 \text{ を代入し, 整理すると,} \\ (\alpha Js^2 + T_G K_D K_r s + K_p K_D K_r) \cdot \theta = K_p K_D K_r \Theta - \alpha T_m \quad \dots (11)$$

第(8)式, 第(9)式と第(11)式より, 伝達関数は第(12)式に示す代数方程式となる.

$$\begin{aligned} & (\alpha Js^2 + T_G K_D K_r s + K_p K_D K_r) \frac{m_1 s^2 + k_1}{rk_1} X_1(s) \\ & = K_p K_D K_r \Theta \\ & - \alpha \left\{ m_1 r s^2 X_1(s) - m_2 r s^2 \frac{-k_2}{(m_2 s^2 + k_2)} \frac{(m_1 s^2 + k_1)}{k_1} X_1(s) \right\} \quad \dots (12) \end{aligned}$$

巻上機が回転しないように固定した状態においては, 第(4)式, および**Fig.2**に示すごとく, 乗りかごの位置や積載の条件により振動数が変化する非線形特性を示し, 運転中においては乗りかごと釣合錘の位置が時々刻々と変化的ことから, 最適パラメータの導出は複雑となる. そこでエレベーターの機器構成に着目してパラメータの導出を行う.

エレベーターはつるべ式の構造を持つため, 電動機制御の面からは乗りかごと釣合錘の質量が等しく, 乗りかごと釣合錘を懸架するロープのばね定数が等しくなる状態が理想的である. そこで, 乗りかごの質量 m_1 と釣合錘の質量 m_2 が等しくなり, かつ乗りかごの変位 x_1 と釣合錘の変位 x_2 が等しくなる対称条件を基準として制御パラメータの設計を行う. 対称条件が成立する場合, $m_1 = m_2 = m$ かつ $k_1 = k_2 = k$ が成り立ち, 第(8)式, および第(9)式はそれぞれ次式として得られる.

$$\theta = \frac{ms^2 + k}{rk} X(s) \quad \dots (13)$$

$$T_m = 2mrs^2 X(s) \quad \dots (14)$$

これらを第(12)式に代入すると,

$$\begin{aligned} & (\alpha Js^2 + T_G K_D K_r s + K_p K_D K_r) \cdot \frac{ms^2 + k}{rk} X(s) \quad \dots (15) \\ & = K_p K_D K_r \Theta - 2camrs^2 X(s) \end{aligned}$$

が得られる. これを整理すると

$$\begin{aligned} & \{ amJs^4 + mT_G K_D K_r s^3 + (mK_p K_D K_r + \alpha Jk + 2camr^2 k) s^2 \\ & + T_G K_D K_r ks + K_p K_D K_r k \} X(s) = rkK_p K_D K_r \Theta \quad \dots (16) \end{aligned}$$

となり, 4次の特性方程式として扱うことができる. ここで第(16)式において,

$$\begin{aligned} & \frac{K_p K_D K_r}{\alpha J} = \omega_d^2, \quad \frac{k}{m} = \Omega^2, \quad \frac{J}{mr^2} = \xi, \quad \frac{\omega_d}{\Omega} = \beta \\ & \zeta_d = \frac{T_G K_D K_r}{2\sqrt{\alpha J K_p K_D K_r}} \end{aligned}$$

と置いて整理すると, この系の振動方程式は次式のごとくとなる.

$$s^4 + 2\zeta_d \beta \Omega s^3 + \left(1 + \frac{2}{\xi} + \beta^2 \right) \Omega^2 s^2 + 2\zeta_d \beta \Omega^3 s + \beta^2 \Omega^4 = 0 \quad \dots (17)$$

この振動方程式の4根を $-\eta_1 \pm j\Omega_1$, $-\eta_2 \pm j\Omega_2$ と仮定すれば, 運動方程式の解は次式で与えられる.

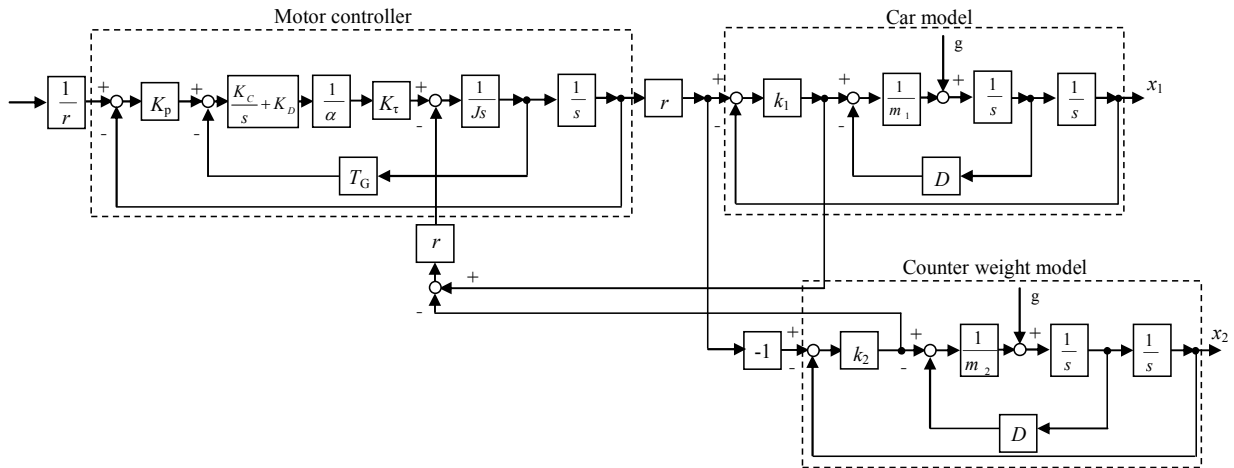


Fig 3. Block diagram of the elevator controller (Position control)

$$x_{1,2} = e^{-\eta t} (C_1 \cos \Omega_1 t + C_2 \sin \Omega_1 t) + e^{-\eta t} (D_1 \cos \Omega_2 t + D_2 \sin \Omega_2 t) \quad \dots \quad (18)$$

ただし、 C_1 、 C_2 、 D_1 、 D_2 は積分定数

第(18)式の運動方程式において、 η_1 、 η_2 は残留振動の包絡線の傾きを決定し、かつ η_1 、 η_2 の内、小さい方 η_{\min} の振動成分が残留振動の主成分となることから、良好な吸振効果を得るためには η_{\min} が最大となるように設計する必要がある。

一方、振動方程式が複素根を持つと仮定した場合、振動方程式は次式のごとく表せる。

$$(s + \eta_1 + j\Omega_1)(s + \eta_1 - j\Omega_1)(s + \eta_2 + j\Omega_2)(s + \eta_2 - j\Omega_2) = 0 \quad \dots \quad (19)$$

第(19)式を展開すると、

$$s^4 + 2(\eta_1 + \eta_2)s^3 + (\eta_1^2 + \eta_2^2 + 4\eta_1\eta_2 + \Omega_1^2 + \Omega_2^2)s^2 + 2\{\eta_1(\eta_2^2 + \Omega_2^2) + \eta_2(\eta_1^2 + \Omega_1^2)\}s + (\eta_1^2 + \Omega_1^2)(\eta_2^2 + \Omega_2^2) = 0 \quad \dots \quad (20)$$

となる。第(17)式と第(20)式の係数を比較し、整理すると、第(21)式から第(24)式が得られる。

$$\zeta_1 + \zeta_2 = \zeta_d \beta \quad \dots \quad (21)$$

$$\zeta_1^2 + \zeta_2^2 + 4\zeta_1\zeta_2 + Z_1^2 + Z_2^2 = 1 + \frac{2}{\xi} + \beta^2 \quad \dots \quad (22)$$

$$\zeta_1(\zeta_2^2 + Z_2^2) + \zeta_2(\zeta_1^2 + Z_1^2) = \zeta_d \beta \quad \dots \quad (23)$$

$$(\zeta_1^2 + Z_1^2)(\zeta_2^2 + Z_2^2) = \beta^2 \quad \dots \quad (24)$$

ただし、

$$\eta_1/\Omega = \zeta_1, \quad \eta_2/\Omega = \zeta_2, \quad \Omega_1/\Omega = Z_1, \quad \Omega_2/\Omega = Z_2$$

これらの関係より ζ_1 、 ζ_2 、 Z_1 、 Z_2 について解き、 ζ_1 、 ζ_2 を比較し、小さい方の最大値より最適パラメータを求めることができる。ただし、 ζ_1 、 ζ_2 、 Z_1 、 Z_2 を解析的に求めるのは困難なため、最適条件を得ると考えられる物理条件を考慮して式を変形し、最適条件を仮定する。まず、効果的な吸振性能を

得るためには ζ_1 と ζ_2 が共に大きくなる必要がある。そこで、第(21)式より最適条件における ζ_{OPT} を、

$$\zeta_{OPT} = \zeta_1 = \zeta_2 = \frac{1}{2} \zeta_d \beta \quad \dots \quad (25)$$

と仮定する。これを第(22)、(23)および(24)式に代入、整理して Z_1 、 Z_2 を求めると、第(26)式のごとくとなる。

$$Z_{1,2}^2 = 1 - \left(\frac{1}{2} \zeta_d \beta \right)^2 \pm \sqrt{1 - \beta^2} \quad \dots \quad (26)$$

ここで、 Z_1 、 Z_2 が共に大きくなる条件が成り立つのは、重根を持つ時であることから、 $\sqrt{1 - \beta^2} = 0$ となり、 $\beta = 1$ が得られる。よって運動方程式の最適パラメータの実数部は、

$\eta_{OPT} = \eta_1 = \eta_2$ の時、

$$\eta_{OPT} = \zeta_{OPT} \Omega = \frac{1}{2} \zeta_d \Omega \quad \dots \quad (27)$$

また、虚数部は $\Omega_{OPT} = \Omega_1 = \Omega_2$ の時、

$$\Omega_{OPT} = \sqrt{1 - \frac{1}{2\xi}} \Omega \quad \dots \quad (28)$$

として与えられる。ただし、最適パラメータとして複素重根を持つことが出来るのは、第(28)式より $\xi \geq 0.5$ の場合に限られる。したがって、慣性モーメント比 $\xi = J/mr^2 \geq 0.5$ 、かつ固有振動数比 $\beta = \omega_d/\omega = 1$ の条件において、吸振支持制御の最適パラメータが得られる。

上述の条件において、電動機制御部の位置ゲインと比例ゲインは以下のごとく求めることができる。

位置ゲイン K_P は $\omega_d^2 = \frac{K_P K_D K_t}{\alpha J}$ より、

$$K_P = \frac{\alpha J}{K_D K_t} \omega_d^2 \quad \dots \quad (29)$$

また比例ゲイン K_D は $\zeta_d = \frac{T_G K_D K_t}{2\sqrt{\alpha J K_P K_D K_t}}$ より、

$$K_D = \frac{2\alpha J \zeta_d \omega_d}{T_G K_t} \omega_d \quad \dots \quad (30)$$

ただし, $\zeta_d = \sqrt{2/\xi}$ $\omega_d = \Omega = \sqrt{k/m}$

3.2 シミュレーション条件の設定

前記, 対称条件の下で設計された吸振支持制御のゲインを与えて, 乗りかごの位置条件および積載条件を変化させた場合の振動抑制効果をシミュレーションにより確認する. エレベーターモデルの諸元をTable 1のごとく設定した. なお, ここでは簡単化のためロープ質量の影響は除外する.

Table 1 Specification of elevator model

Travel distance[m]	H	385	
Overtop height[m]	H_{OH}	15	
Pit depth[m]	H_{PT}	10	
Rated capacity[kg]	m_{rate}	1600	24 passengers
Car weight[kg]	m_{cage}	5500	
Over balance	OB	0.5	Constant
Counter weight[kg]	m_2	6300	
Spring constant of the rope [N/m/m]	k_o	$1.7E^8$	
Sheave radius[m]	r	0.5	
Inertia moment of a traction machine[kgm ²]	J	875	Motor + Main Sheave
Torque constant[Nm/A]	K_τ	1	Constant
Current feedback coefficient[V/A]	α	1	Constant
Resistance coefficient	D	0.2	Constant

4. シミュレーション結果

乗りかごの位置と積載の条件を変化させ, 乗りかごに変位1[m]のステップ入力を与えた場合の乗りかご振動と釣合錘の

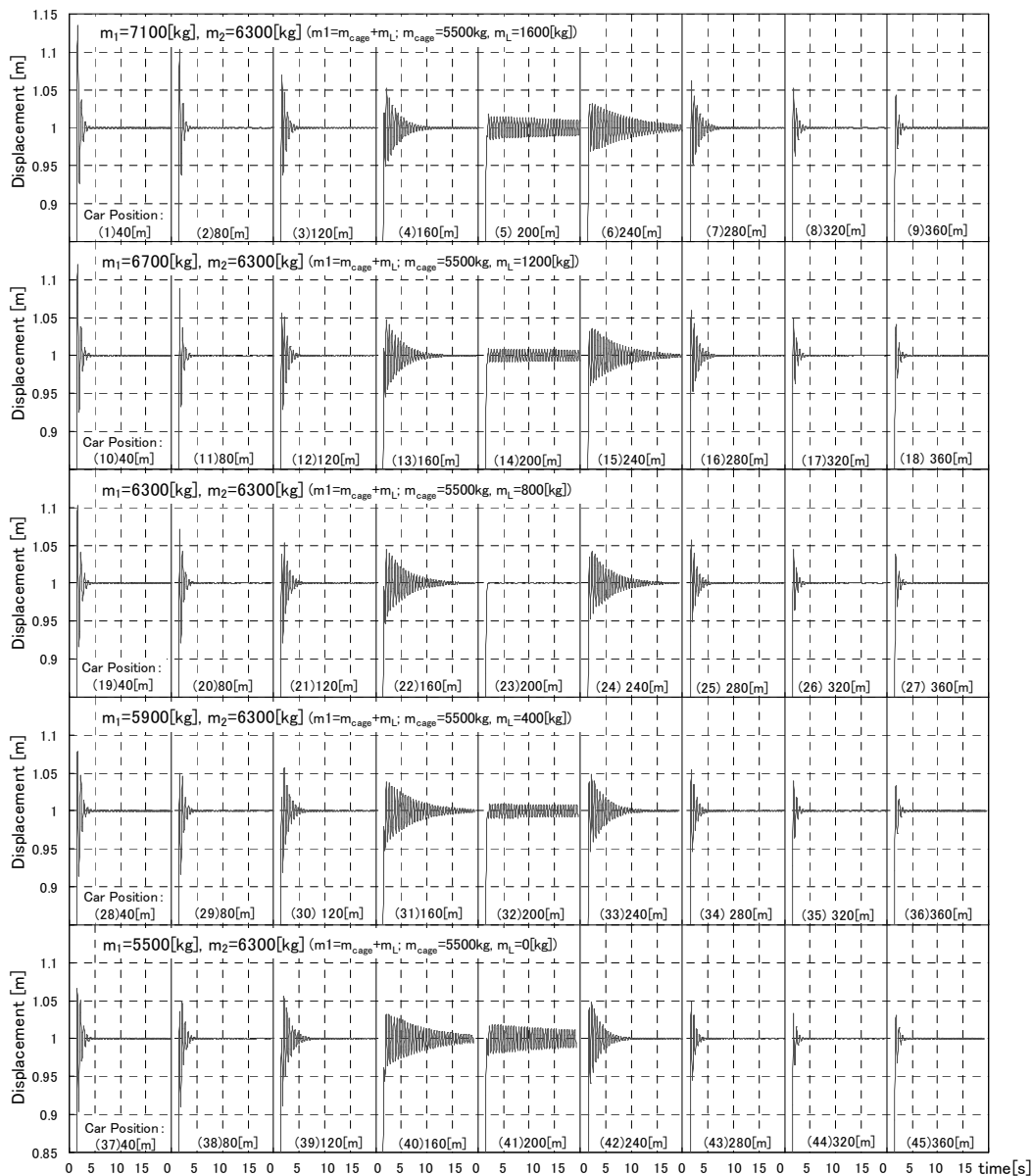


Fig.4 Step response of the car

振動，および巻上機の送り量についてシミュレーションを行った。Fig. 4からFig. 6にそれぞれの結果を示す。これらの図において横軸は時間[s]を示し，乗りかご位置について最下階付近(かご位置40[m])から最上階付近(かご位置360[m])までを40[m]間隔で9分割して示している。また，縦軸は乗りかご，釣合錘の移動量，および巻上機の送り量を示し，積載条件については最小(0[kg])から最大(1600[kg])までを400[kg]間隔で5分割して示している。

対称条件が成立するのは乗りかごと釣合錘の位置 x_1 [m]， x_2 [m]，および質量 m_1 [kg]， m_2 [kg]がそれぞれ等しくなった場合であり，本モデルでは $x_1=x_2=200$ [m]， $m_1=m_2=6300$ [kg]，すなわち乗りかご内の積載 $m_L=800$ [kg]の場合である。Fig. 4-(23)，Fig. 5-(23)およびFig. 6-(23)に見るように，この場合は良好な制振性能が得られることが確認された。

一方，対称条件が成立しない場合においては，まず位置条件に着目すると， $x_1=x_2$ が成立する位置から乗りかごと釣合錘の高さ方向の位置の差が大きくなると，Fig. 4-(22)，Fig. 4-(24)に示すようにある範囲までは振動が残りやすくなるが，更に終端階方向に移動すると，Fig. 4-(19)やFig. 4-(27)に示すようにオーバーシュートは残るものの，残留振動は次第に抑制される傾向を示す。また，乗りかごと釣合錘の質量差の影響については，Fig. 4-(5)，(14)およびFig. 4-(32)，(41)等に示すように乗りかごと釣合錘の質量差が大きくなるにつれて残留振動の振幅が大きくなる傾向が見られた。

以上より，位置や積載が対称条件の近傍にある場合においては，乗りかごと釣合錘に同相の振動が残りやすく，減衰するまでに時間が掛かる傾向が見られた。

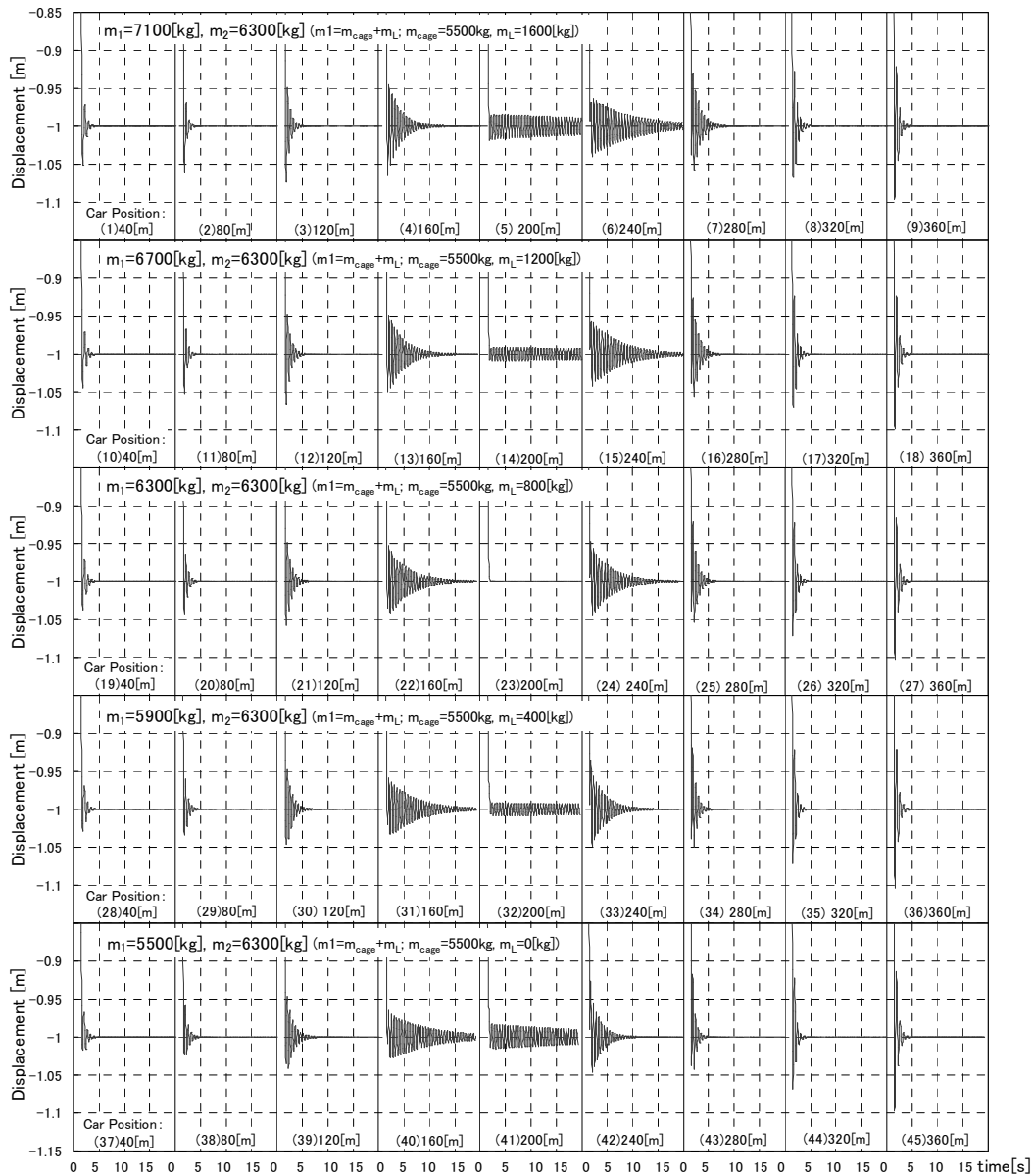


Fig.5 Step response of the counter weight

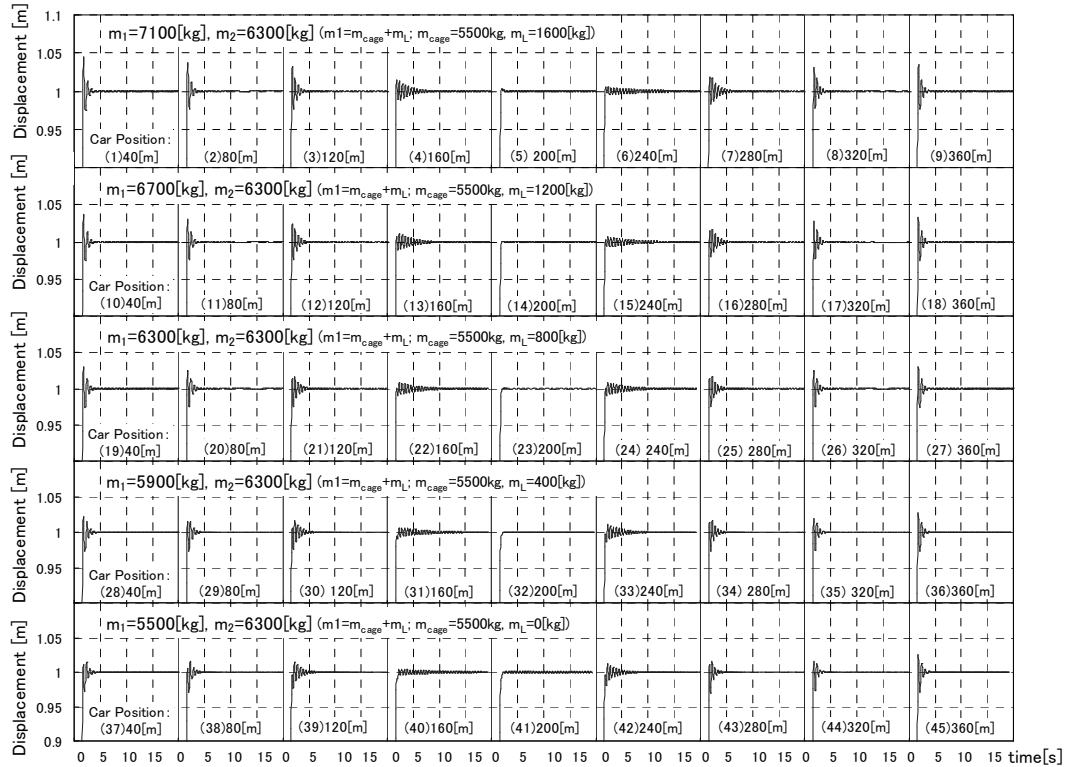


Fig.6 Step response of the traction machine

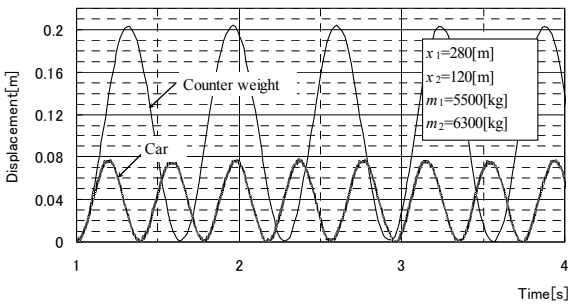


Fig.7 Free vibration (a car and a counter weight)

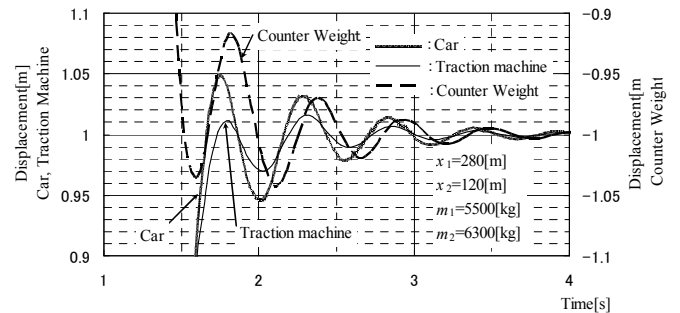


Fig.8 Combined vibration of the elevator system by adopting the elastic support control

5. 考察

巻上機による吸振支持制御により、乗りかごと釣合錘に対称条件が成立する条件の下で導出した最適パラメータを用いて、シミュレーションにより乗りかごのステップ応答を調査した。エレベーターが静止状態、すなわちブレーキなどにより巻上機のシーブが回転しないように固定された状態においては、乗りかごはFig. 2に示した振動数で振動する。たとえば、静止状態における乗りかごの位置 $x_1=280$ [m]、質量 $m_1=5500$ [kg]、釣合錘の位置 $x_2=120$ [m]、質量 $m_2=6300$ [kg]における振動数は、第(4)式を用いてそれぞれ、 $f_1=2.55$ [Hz]、 $f_2=1.56$ [Hz]となる。この時の乗りかごと釣合錘の自由振動の様子をFig. 7に示す。一方、巻上機による吸振支持制御を有効にし、乗りかごにステップ入力を与えた際の応答において

は、Fig. 4-(43)、Fig. 5-(43)、およびFig. 6-(43)を拡大、合成したFig. 8に示すように、乗りかご、巻上機および釣合錘が連成し、おおむね等しい振動数で振動し減衰するように制御される。

本シミュレーションの全体的な特徴として、乗りかごが最下階に近づくにつれ、乗りかご側のロープ剛性が低くなるためオーバーシュートが大きくなる傾向を示すが、残留振動は速やかに抑制される。これは乗りかごと釣合錘を懸架するロープばね定数の差が大きくなることから、両者の振動数の差により巻上機のシーブ回転方向にトルク差が生じ、吸振支持制御が効果的に機能したためと考えられる。一方、乗りかごの位置、質量の条件によっては振動が継続する場合があることも確認された。たとえば、Fig. 4-(5)、Fig. 5-(5)、およびFig. 6-(5)を拡大したFig. 9に示す様に、乗りかごと釣合錘がおおむね同相、同周期で振動しているにもかかわらず、巻上

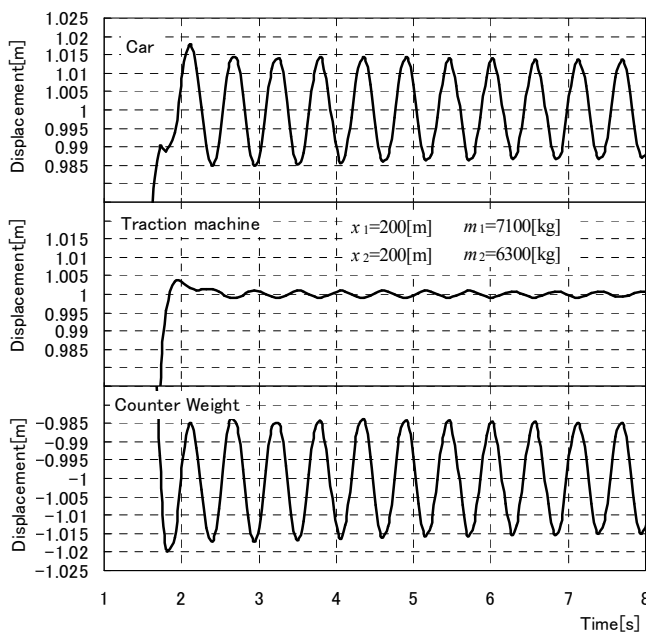


Fig.9 Residual vibration at the neighborhood of the symmetrical condition (Close-up of Fig.4-(5), Fig.5-(5) and Fig.6-(5))

機の送り量はほとんど変化していない。これは乗りかごと釣合錘が同相近傍で振動するモードが発生すると巻上機のシーブ回転方向のトルク差が微小となり、吸振支持制御が有効に作用しない状態になるためと考えられる。

6. 結言

エレベーターの乗りかご縦振動を抑制する手法として巻上機を用いた吸振支持制御を提案し、最適パラメータの設計を行った。この際、乗りかごと釣合錘の位置と質量が等しくなる、対称条件の下で得られた制御ゲインを用いることで、乗りかごの位置や積載が変化してもおおむね良好な振動抑制効果が得られた。しかしながら、乗りかごと釣合錘が同相で振動する場合には振動が残る傾向があることから、その抑制には別の手段を付加する必要がある。

参考文献

- 1) 神谷, 高野: 間欠運動の高速化に関する研究, 精密機械, 81/88, 精密工学会 (1977)
- 2) 神谷, 高野: ロボットアームの高速位置決め, 精密機械, 41/47, 精密工学会 (1979)
- 3) 神谷, 関, 疋津, 酒井: DCサーボモータの動特性に関する考察, 精密工学会誌, Vol.65-No.3, 464/468, 精密工学会 (1999)
- 4) 荒川, 宮田: 乗り心地向上のためのエレベーター低振動化法, 機械学会論文集(C編), 66巻-651号, 3547/3553, 日本機械学会 (2000)
- 5) 石井, 松岡, 染谷: 革新を続けるエレベーター, 東芝レビュー, Vol.58-No.12, 28/31, 東芝 (2003)

- 6) 木村, 森下, 中垣: 昇降機のシミュレーション技術, 東芝レビュー, Vol.58-No.12, 42/45, 東芝 (2003)
- 7) 藤和, 吉田, 永井, 鎌田, 藤田, 首藤, 海田, 小林: 高速エレベーターの乗り心地評価法に関する研究, 機械学会第13回交通・物流部門大会公演論文集, 141/144, 日本機械学会 (2004)
- 8) 松尾, 平井, 水野: 世界最高速1,010m/minエレベーター, 東芝レビュー, Vol.60-No.4, 56/59, 東芝 (2005)
- 9) K. Izumi, H. Matsuoka, H. Sano, A. Osada: The New Type Machine Room-less Elevator, Proceedings of ELEVCON, ELEVATOR TECHNOLOGY, 90/97, IAEE (2005)
- 10) H. Matsuoka, T. Ishii, K. Kamimoto, S. Takaishi, H. Kikuchi: Small Machine Room Elevator, Proceedings of ELEVCON, ELEVATOR TECHNOLOGY, 139/147, IAEE (2005)
- 11) T. Shudo, K. Kamimura, S. Maeda: 1010m/min Elevator Installed in the Taipei101 Building, Proceedings of ELEVCON, ELEVATOR TECHNOLOGY, 185/194, IAEE (2005)
- 12) 大川, 鎌田, 永井, 松岡: エレベーター巻上機のトルク制御によるかご上下振動の低減, Dynamics and Design conference 2007 CD-ROM 論文集, No.07-8, 日本機械学会 (2007)

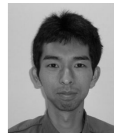
【参考文献】

松岡 寛晃



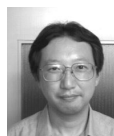
1967年8月生。1995年芝浦工業大学大学院工学研究科修士課程修了。同年株式会社東芝に入社。2001年より東芝エレベーター株式会社にてエレベーター制御システムの開発設計に従事。日本機械学会, 精密工学会, 日本ロボット学会の会員。

滝沢 真之



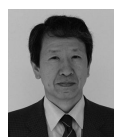
1984年1月生。2008年金沢大学大学院自然科学研究科博士前期課程修了。同年東芝エレベーター株式会社に入社。在学中はエレベーターの運動と制御に関する研究に従事。現在, エレベーターの機械品, 巻上機の開発設計に従事。

関 啓明



1966年9月生。1996年東京大学大学院工学研究科博士課程修了。同年東京大学工学部精密機械工学科助手。1998年金沢大学工学部助手, 講師, 2005年より同准教授。ロボットにおける新しい原理に基づくセンシングや機構の創成に関する研究に従事。博士(工学)。日本機械学会, 精密工学会, 日本ロボット学会等の会員。

神谷 好承 (正会員)



1949年5月生。1975年金沢大学大学院工学研究科修士課程修了。同年金沢大学工学部助手, 講師, 助教授を経て1993年より同教授。メカトロニクスを含めた機械の運動と制御に関する研究に従事。工学博士。精密工学会, 日本機械学会, 日本ロボット学会等の会員。