

高速エレベータ縦振動系の解析

Analysis of Longitudinal Vibration for High-speed Elevator

重田 政之*
Masayuki Shigeta

早瀬 俊一郎*
Shun'ichirō Hayase

光井 範彦**
Norihiko Mitsui

要 旨

エレベータはその運転速度が高速化するに従い電動機軸に換算した巻上機回転部分の占める慣性モーメントが減少する結果、かごとつり合いおもりとの不平衡負荷に伴う外乱および加減速時の速度制御上の不具合などが助長されて従来のエレベータ以上にかごの上下方向振動が増加しやすい傾向にある。

本報告は超高層ビル用高速エレベータを主体に巻上機の電気制御系とエレベータ機構の機械系とから構成される振動系について解析し、かごの上下方向振動を防止する手段の概要を述べた。

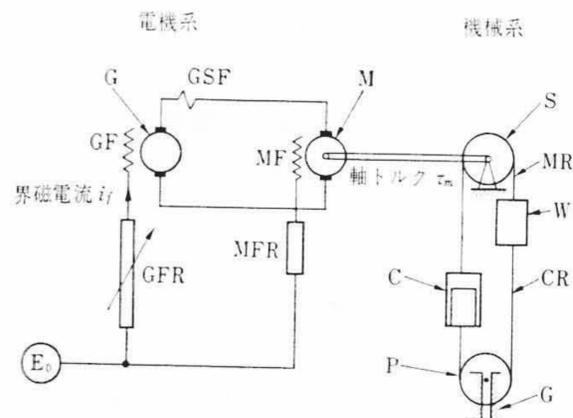
1. 緒 言

高層建築に要求される運転速度の高速化に伴い、かごから見た場合の巻上機回転部分の慣性モーメントは小さくなり、同一の外乱レベルに対してかごの上下方向の振動（以下縦振動と称する）の振幅は増す傾向にある。

この縦振動系は巻上機のエレベータ制御系と電動機、かご、つり合いおもりおよびロープなどのエレベータ機械系とから構成される。この系に作用する外乱として、(1) 加減速時の巻上機速度制御上の不具合による外乱、(2) かごとつり合いおもりとの不平衡負荷に伴う外乱、(3) 乗客の乗降による外乱、特に減速時かごの停止位置までの距離に対する速度パターンの追従を行なううえでの速度指令の不連続に伴う外乱などが考えられる。

これら外乱は縦振動系の強制加振力となりかご内の上下振動を誘発し、乗客に不快感を与えるものである。本報告はこの縦振動を防止する目的で、系の解析と系の減衰を増す手段について述べる。

実機エレベータの試験に対しては、日立製作所水戸工場内のエレベータ研究塔を用いた。



電機系構成要素	機械系構成要素
E ₀ : 直流電源	S : シープ
G : 発電機	C : かご
GSF : 発電機直巻界磁巻線	W : つり合いおもり
GF : 発電機界磁巻線	P : プーリ
GFR : 発電機界磁抵抗	MR : 主ロープ
M : 電動機	CR : 補償ロープ
MF : 電動機界磁巻線	G : プーリ案内
MFR : 電動機界磁抵抗	

(注) GFR は目標運転曲線およびかご位置と運転速度パターンの関連より可変制御が行なわれる。

図1 エレベータ系説明図

2. 縦振動系の説明

縦振動系を図1で説明する。巻上機制御系はワード・レオナード方式で直流電源 E₀、発電機 G および電動機 M からなる。通常は電機子回路の電圧降下を補償するための帰還制御系を構成しているが、系を簡単にするためにこの帰還回路を省略した。

機械系は電動機軸に直結されるシープ S、かご C、つり合いおもり W およびプーリ P からなる。各質点 S、C、W および P はそれぞれ主ロープ MR および補償ロープ CR で連結されている。CR はかごの位置により主ロープの重量が変化するので補償するためのものである。

3. 巻上機制御系の解析

図1に示した巻上機制御系の要素はすべて線形であると仮定した。まず制御系よりシープ周上に発生する力 F_m を求める。

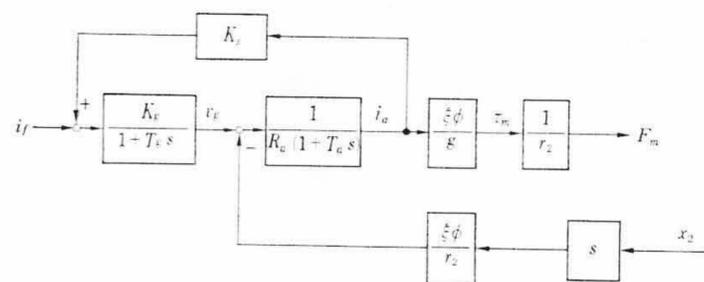
発電機界磁電流 i_f と F_m との関連式は

$$v_g + T_g \frac{dv_g}{dt} = K_g (i_f + K_s i_a) \quad (1)$$

$$R_a \left(i_a + T_a \frac{di_a}{dt} \right) = v_g - (\xi \phi) \cdot \frac{1}{r_2} \frac{dx_2}{dt} \quad (2)$$

$$\tau_m = \frac{(\xi \phi)}{g} \cdot i_a \quad (3)$$

$$F_m = \frac{\tau_m}{r_2} \quad (4)$$



i_f : 発電機界磁電流 F_m : 電機系のシープ作用線上に作用する力
x₂ : シープ周変位 s : ラプラス変換演算子

図2 電気系ブロック線図

- ここに、
- v_g : 発電機誘起電圧 (V)
 - i_a : 電機子回路電流 (A)
 - K_s : 発電機直巻界磁定数 (-)
 - K_g : 発電機誘起電圧定数 (V/A)
 - T_g : 発電機界磁時定数 (s)
 - T_a : 電機子回路時定数 (s)
 - R_a : 電機子回路抵抗 (Ω)
 - ξφ : 電動機界磁束 (V・s)
 - τ_m : 電動機発生トルク (kg・m)
 - x₂ : シープ周上の変位 (m)
 - r₂ : シープ半径 (m)
 - g : 重力加速度 (m/s²)

(1)~(4)式をブロック線図で示すと図2となる。ここで F_m を発

* 日立製作所日立研究所

** 日立製作所水戸工場

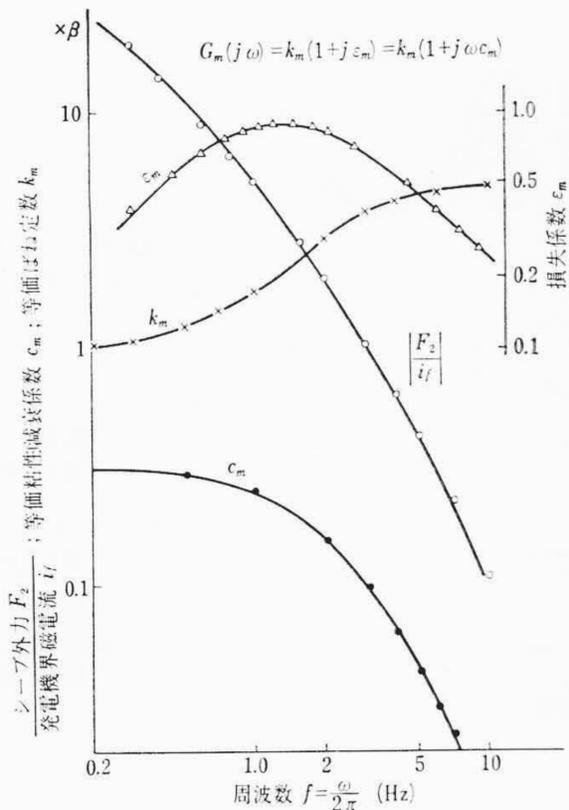


図3 シープ周上に作用する制御系の等価な強制加振力 F_2 および複素弾性係数 $G_m(s)$

電機界磁電流 i_f とシープ周上変位 x_2 に関するものに分離して求めると

$$F_m = G_i(s) \cdot i_f - G_m(s) \cdot x_2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、

$$G_i = \alpha \cdot \frac{1}{1+T_e s} \cdot \frac{1}{s}; \quad G_m = \beta \cdot \frac{1+T_g s}{1+T_e s} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\alpha = \frac{(\xi \phi) K_g}{r_2 \cdot g \cdot R_a (T_g + T_a)}; \quad \beta = \frac{\xi \phi}{r_2 \cdot K_g} \alpha;$$

$$T_e = \frac{T_g T_a}{T_g + T_a} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、電動機の負荷トルクが変化しても電動機回転速度の残留偏差が生じない条件 $K_g \cdot K_s / R_a = 1^{(1)}$ を満足するものとした。

G_i , G_m の物理上の意味はそれぞれ

$G_i(s)$ = 発電機界磁電流をシープ周上の力に換算するための換算係数

$G_m(s)$ = 巻上機制御系のシープ周上に作用する等価な複素弾性係数⁽²⁾

である。いま、 $G_i(s) \cdot i_f = F_2(s)$ とするならば F_2 は i_f をシープ周上に換算した力となる。また、 $s = j\omega (j = \sqrt{-1})$ として

$$G_m(j\omega) = k_m(1+j\epsilon_m) = k_m + j\omega c_m \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} k_m(\omega) &= \beta \cdot \frac{1+T_g T_e \omega^2}{1+T_e^2 \omega^2} \\ c_m(\omega) &= \beta \cdot \frac{T_g - T_e}{1+T_g T_e \omega^2} \\ \epsilon_m(\omega) &= \frac{(T_g - T_e) \omega}{1+T_g T_e \omega^2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

とするならば、 k_m と c_m はそれぞれ制御系のシープ周上に作用する等価なばね定数および粘性減衰係数である。また、 ϵ_m は制御系の内部損失係数で ϵ_m が大きいほどシープに発生する振動エネルギーが吸収できることになる。供試エレベータの数値を用いて、周波数 $f = \omega/2\pi$ に対する $|F_2/i_f|$, k_m , c_m および ϵ_m をプロットすると図3となる。 ϵ_m は 1 Hz 付近で最大となるが、考えられる外乱の周波数あるいは縦振動系のモビリティの大きい周波数付近で ϵ_m が最大になるように T_g , および T_e を定めることが肝要である。しかし

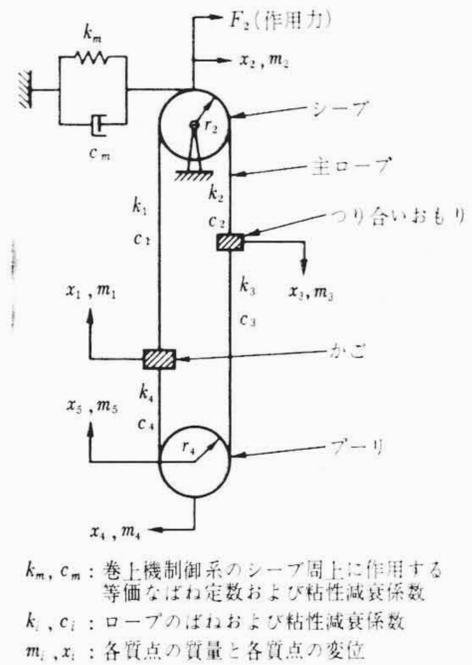


図4 縦振動系の構成

T_g , T_e がエレベータ速度制御の速応性の問題ならびに電動機および発電機の製作上の問題に関係するため、ここでは縦振動系を明らかにするうえに必要な k_m , c_m を求めるまでとした。

巻上機制御系以外の縦振動系に作用する外乱の大きさは通常 100 kg 以内である。一方、(7)式の β は 100~200 程度の大きさであるから図3より $i_f = 1(A)$ に対する F_2 の大きさに置換して考えれば十分である。以後外乱の大きさとして $i_f = 1(A)$ のときの F_2 をもって検討を進める。

4. エレベータ機械系の解析

4.1 縦振動系の伝達関係

巻上機制御系がシープ周上に作用する外力 F_2 と等価なばね k_m および粘性減衰器 c_m で置換することができるので、縦振動系は図4に示される系となる。ただし、縦振動系の固有振動数は通常 5~6 Hz 以下であるため、このような低周波数領域ではロープの波動効果は無視でき、ロープはその重量の $1/2$ を両端の質点に加え、ばねおよび粘性減衰器からなる集中定数とした。

図4の縦振動系の各質点に対する運動方程式は

$$\ddot{x}_1 + \mu_1 \{b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \omega_1^2(x_1 - x_2)\} + \mu_4 \{b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4 - \dot{x}_5) + \omega_4^2(x_1 - x_4 - x_5)\} = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_1^2(x_2 - x_1) + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \omega_2^2(x_2 - x_3) = F_2 - c_m \cdot \dot{x}_2 - k_m \cdot x_2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\ddot{x}_3 + \mu_2 \{b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + \omega_2^2(x_3 - x_2)\} + \mu_3 \{b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4 + \dot{x}_5) + \omega_3^2(x_3 - x_4 + x_5)\} = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\ddot{x}_4 + b_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3 + \dot{x}_5) + \omega_3^2(x_4 - x_3 + x_5) + b_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 + \dot{x}_5) + \omega_4^2(x_4 - x_1 + x_5) = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\ddot{x}_5 + \mu_5 \{b_3(\dot{x}_5 + \dot{x}_3 - \dot{x}_4) + \omega_3^2(x_5 + x_3 - x_4)\} + \mu_5 \{b_4(\dot{x}_5 + \dot{x}_4 - \dot{x}_1) + \omega_4^2(x_5 + x_4 - x_1)\} = 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、質量比

$$\mu_1 = \frac{m_2}{m_1}; \quad \mu_2 = \frac{m_2}{m_3}; \quad \mu_3 = \frac{m_4}{m_3}; \quad \mu_4 = \frac{m_4}{m_1};$$

$$\mu_5 = \frac{m_4}{m_5} \quad \dots\dots\dots (15)$$

シープと主ロープおよびプーリと補償ロープで構成される系の固有角振動数および減衰比率をそれぞれ

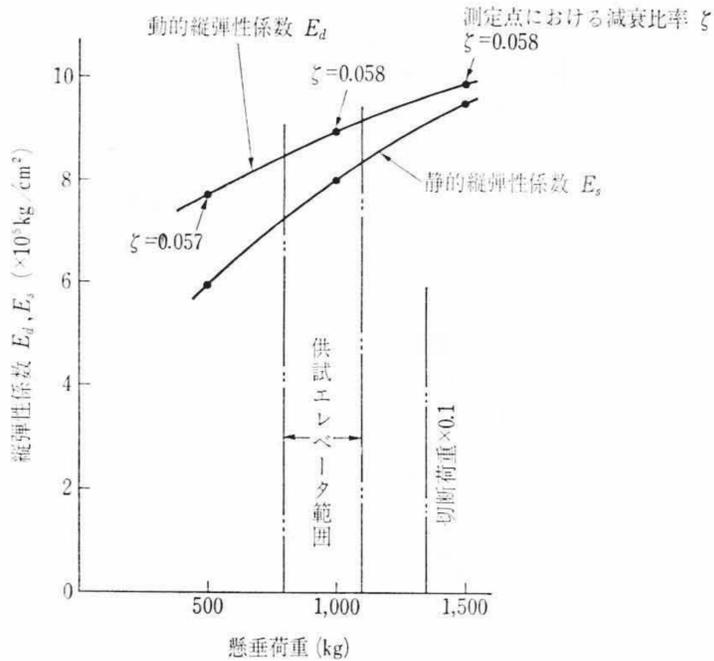


図5 エレベータ用ロープ(18φ)の縦弾性係数

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_2}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}; \omega_3 = \sqrt{\frac{k_3}{m_4}}; \omega_4 = \sqrt{\frac{k_4}{m_4}} \dots (16)$$

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{m_2 k_1}}; \zeta_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{m_2 k_2}}; \zeta_3 = \frac{c_3}{2\sqrt{m_4 k_3}}; \zeta_4 = \frac{c_4}{2\sqrt{m_4 k_4}} \dots (17)$$

とし、 $b_i = 2\zeta_i \omega_i (i=1\sim 4)$ とした。(10)~(14) 式の運動方程式に変換演算子を s としラプラス変換を施し、発電機界磁電流 i_f に対するかごの加速度応答 $\ddot{x}_1(t)$ の伝達関数 $G(s)$ を求めると

$$G(s) = \frac{L\{\ddot{x}_1(t)\}}{i_f} = s^2 \cdot G_i(s) \cdot \frac{M(s)}{N(s)} \dots (18)$$

で与えられる。ここで $M(s)$, $N(s)$ はそれぞれ s の7次および10次の高次式である。

4.2 ロープの低振動域特性

高階床エレベータでは主および補償ロープは長くなり、コストと安全率に見合う性能を得るために従来のロープ径 12φ や 16φ に対して 18φ のエレベータ用ロープが使用される。18φ ロープ使用にあたり、ロープ単体の低振動域 (2~5 Hz) 特性、すなわち静的および動的縦弾性係数ならびに使用範囲の懸垂荷重に対する減衰比率を測定した⁽³⁾。

静的、動的縦弾性係数 E_s, E_d および E_d の測定点に対する減衰比率 ζ の測定結果を図5に示す。供試エレベータの平均懸垂荷重範囲 (800~1,100 kg) での E_d は E_s の 10~15% 増となり、 $8.4\sim 9.2 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$ である。また、 ζ は懸垂荷重変化に対してほぼ一定で 0.058 程度であった。

縦振動系の定数を算出するに必要なロープの動的縦弾性係数 E_d は $8.8 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$ とし、 ζ はロープエンドにコイルばねが直列に取り付くため 0.058 より小さくなり実測値より 0.02 とした。

4.3 縦振動系の固有振動数

縦振動系の伝達関数 $G(s)$ の分母 $N(s)=0$ の特性方程式の根より固有振動数を求めたものが図6である。縦振動系の自由度はプーリ上下動が可動の場合5自由度で、固定の場合は4自由度となる。

振動モードには、(1) 各質点同位相振動モード M_1 , (2) かごおよびつり合いおもりの上下振動モード M_2 , (3) プーリの上下振動モード M_3 , (4) シープの回転振動モード M_4 , (5) プーリの回転振動モード M_5 があり、各モードに対する固有振動数を $f_{n1}\sim f_{n5}$ とする。ここでプーリ上下動固定の場合にはモード M_3 は消え、4モ

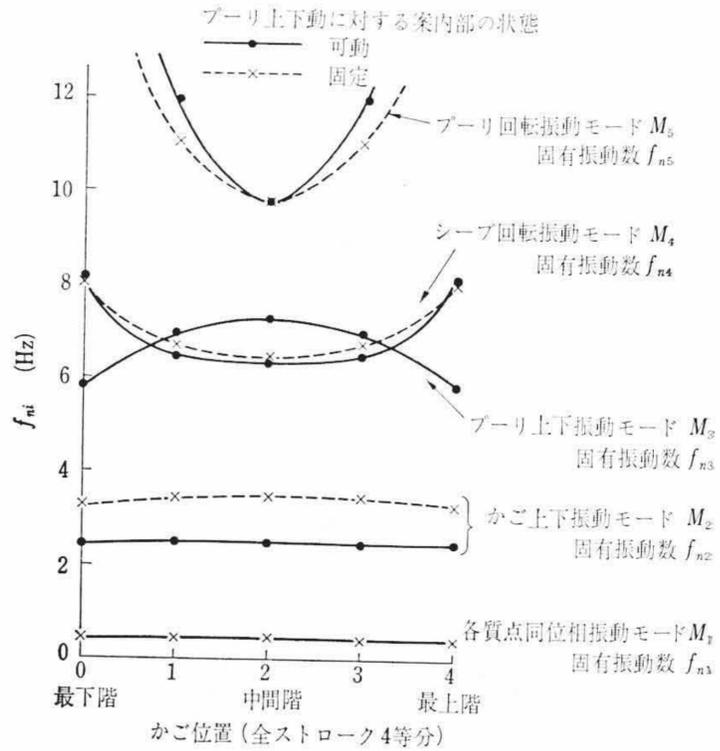


図6 かご位置に対する縦振動系固有振動数

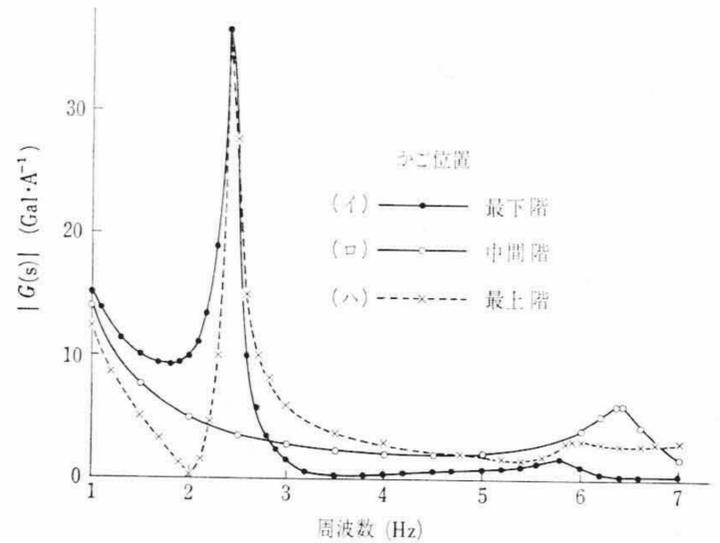


図7 プーリ上下可動時の G(s) の周波数応答

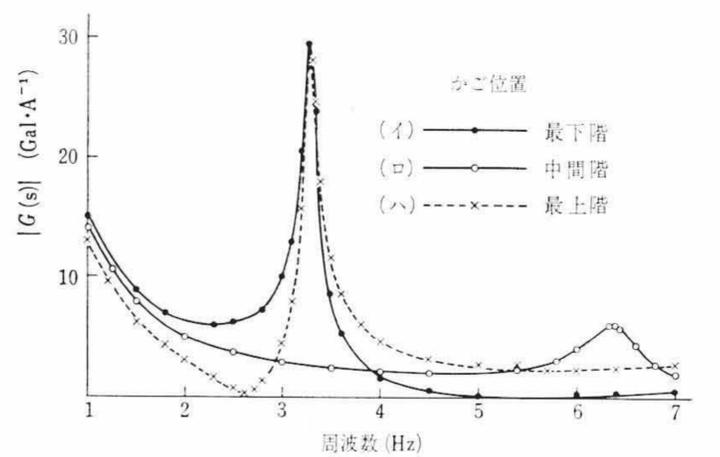


図8 プーリ上下動固定時の G(s) の周波数応答

ードとなる。

プーリ上下可動および固定の条件によって各モードの振動数は変化するが、かご内上下振動で注目されるモードは M_2 である。この固有振動数 f_{n2} はかごの位置によってほとんど変化しない。

4.4 縦振動系の伝達関数 G(s) の周波数応答

伝達関数 $G(s)$ の周波数応答を求め、プーリが上下可動の場合を図7、固定の場合を図8に示す。モード M_2 の応答レベルは、プーリ上下動可動で約 35 Gal/A, 固定で約 28 Gal/A となる。ただし、かご位置は最上下階である。

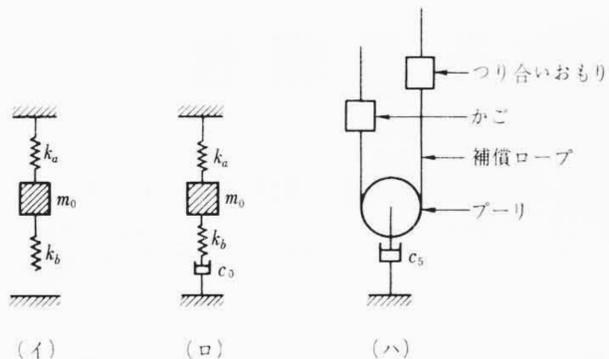


図9 縦振動系の減衰

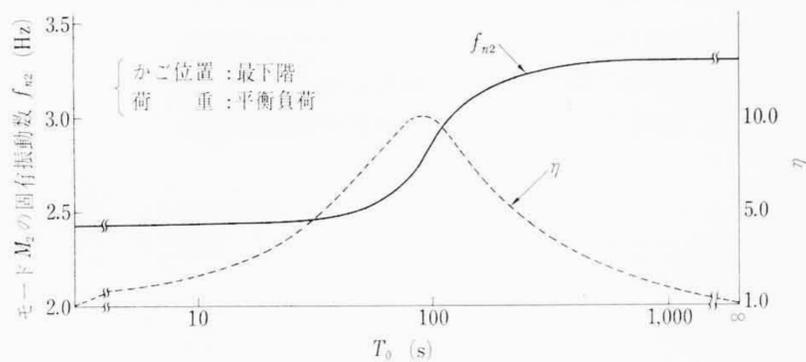


図10 時定数 T_0 に対する f_{n2} および η

5. 縦振動系の減衰

かごの上下振動モード M_2 に対する固有振動数 f_{n2} はプーリの上下可動条件から固定条件にすることによって上昇したが、この現象は図9(イ)の質量 M_0 とばね k_a, k_b からなる1自由度系の固有振動数がばね k_b の下端を自由状態から固定状態とすることによって上昇する現象に類似する。すなわち、プーリ上下可動条件ではかごとつり合いおもりを連結している補償ロープは、プーリの質量とその慣性モーメントおよび補償ロープの質量が比較的小さいため自由状態に近く、固定条件とすることによって補償ロープは連結し、そのばね作用で f_{n2} は上昇するものとする。

図9(ロ)のように、ばね k_b と直列に粘性減衰器 c_0 を設ける系では、系の振動減衰を最大にする適当な c_0 の値が存在する⁽⁴⁾ことに注目し、プーリの軸心と大地間に図9(ハ)に示すように粘性減衰器 c_5 を設けて⁽⁵⁾縦振動系の減衰を増すことを考える。

c_5 を設ける場合の縦振動系の運動方程式は(10)~(14)式において、(14)式の左辺に $T_0\dot{x}_5$ が追加される。ただし、 $T_0=c_5/m_5$ である。

供試品の定数を用いて時定数 T_0 に対するモード M_2 の固有振動数 f_{n2} およびその振動の減衰比率 ζ_{n2} の変化を図10に示す。 ζ_{n2} は $T_0=\infty$ の場合に対する ζ_{n2} の比 η である。

η の最大値は f_{n2} が急変する近くで現われ、 c_5 を設けることによって ζ_{n2} が約10倍増すことになる。

T_0 を変化したときの伝達関数 $G(s)$ の周波数応答の計算値を図11に示す。ただし、かごの位置が最下階で積載荷重は平衡負荷をとるとした。 $T_0=0$ および ∞ はそれぞれプーリの上下可動および固定条件に相当する。 $T_0=30(s)$ ではモード M_2 の応答は 10 Gal/A 程度となり、 T_0 の最適値ではモード M_2 は現われなくなる。

c_5 により縦振動系の減衰を増すことは可能であるが、実機に対する粘性減衰器 c_5 の与え方にはプーリの上下動の振幅が比較的小さいため困難が伴う。しかし、われわれは並進運動を回転運動に変換する方式⁽⁶⁾で c_5 の効果を出し、系の減衰を増すことに成功している。

以上の解析ならびに検討結果を霞が関ビル納 300 m/min エレベータに適用した結果、図12に示すようにエレベータの加速時、高速走行時および減速時ともかご内の縦振動の加速度振幅は $10\sim 15 \text{ Gal}$

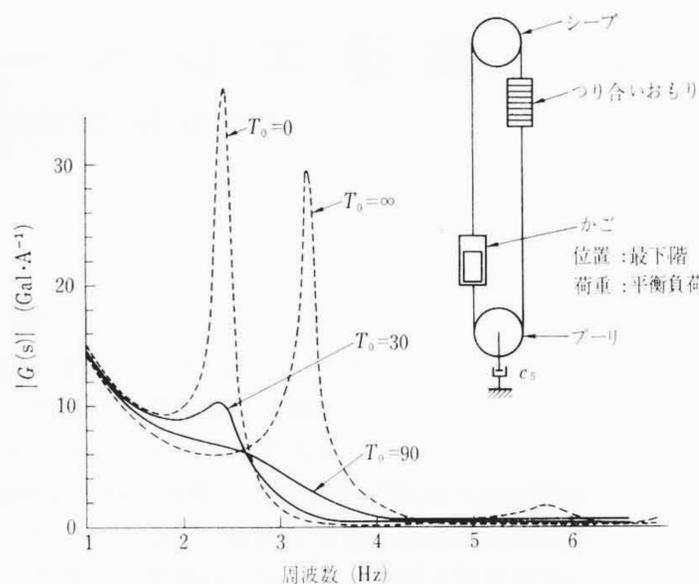
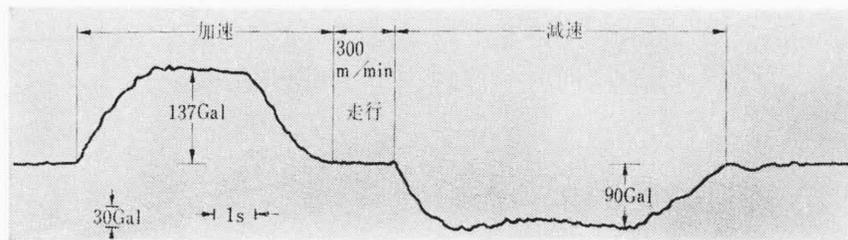
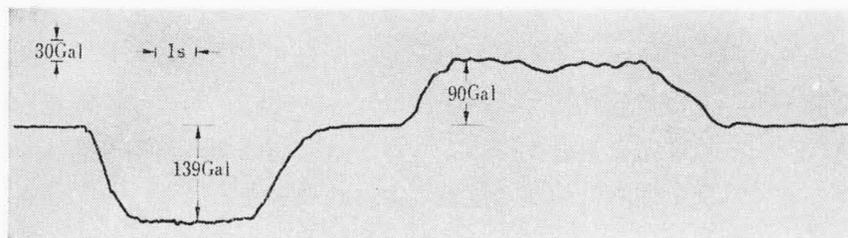


図11 時定数 T_0 の変化に対する伝達関数 $G(s)$ の応答



(a) 1階より11階上昇運転オシログラム



(b) 11階より1階下降運転オシログラム

図12 霞が関ビル納 300 m/min エレベータのかご加速度特性

以下となり、従来多用されている 150 m/min エレベータと同等の性能とすることができた。図12は1階と11階間の上昇と下降運転時の加速度特性である。なお、運転加速度特性については本特集号の論文、霞が関ビル納「300 m/min ギヤレスエレベータの速度制御」を参照されたい。

6. 結 言

巻上機制御系ならびにエレベータ機械系で構成される縦振動系を理論的に解析するとともにエレベータ研究塔において 300 m/min エレベータの試験を行なった。この結果、

- (1) 巻上機制御系をシーブに作用する等価な複素弾性係数に置換し、縦振動系の固有振動数、振動モードならびに外乱に対するかごの縦振動応答との関係を定量的に求めた。
- (2) 縦振動系の減衰を増す手段を開発し、振動モード M_2 を除去し、その結果縦振動複振幅が 15 Gal/A 以下となり縦振動をほとんど感じない程度まで乗心地を向上することができた。

以上の成果は霞が関ビルをはじめとする高速エレベータに適用され、期待どおりの効果を発揮している。

参 考 文 献

- (1) 黒木, 早瀬: 日立評論 47, 417 (昭40-2)
- (2) 中川鶴太郎著: レオロジー 152~185 (岩波全書 昭40-5)
- (3) W. T. Thomson 著: 小堀与一訳 機械振動入門 58~59 (丸善 昭37-12)
- (4) Harris, Crede 著: Shock and Vibration Handbook 30-3 (McGRAW-HILL 1961)
- (5) 特許出願中
- (6) 特許出願中