超高速エレベータに適したかご横振動抑制方式

正員武藤信義 (日立製作所)

非会員籠宮健吉* 正員黒沢俊明*

非会員紺谷雅宏* 正員安藤武喜 (* 日立ビルシステム)

Horizontal Vibration Suppression Method Suitable for Super-High-Speed Elevators

Nobuyoshi Mutoh, Member (Hitachi, Ltd.),

Kenkichi Kagomiya*, Non-Member, Toshiaki Kurosawa*, Member,

Masahiro Konya*, Non-member, and Takeki Andoh*, Member (* Hitachi Building System Co., Ltd.)

Horizontal vibrations of elevator cars mainly occur because a car swings as roller guides installed at corners of a car frame move on a winding guide rail at high speeds. Rider comfort in high speed elevators is worsened by these vibrations. Conventional active dampers suppressing horizontal vibrations using ac servo motors make cars heavier so driving power becomes larger, and they are not easily applied to existing elevators. An active damping control method suited to super-high-speed elevators is described which can solve these problems. The method suppresses vibrations by generating only enough magnetic force needed to suppress them only when vibrations of the car frame are produced. The vibrations are detected using acceleration detectors and magnets installed on left and right sides of the car frame. A computer simulator was made to analyze phenomena of car vibrations and to verify effects of the proposed magnetic damping controller. It was found that the vibrations generated on the cabin floor were remarkably large when left and right sides at the upper and lower parts of the car frame were swung by sine waves with the same phase. The vibrations had two resonant modes. Results obtained with the computer simulator and a full scale running simulator showed that the acceleration on the cabin floor, even at the resonant frequencies, could be reduced by the magnetic damping control to around 0.1m/s^2 which would provide a comfortable ride.

キーワード：エレベータ、横振動、磁気ダンパ、加速度、マグネット

1. まえがき

エレベータの乗り心地を左右する振動の一つとして、かごの横振動がある。この横振動は、ガイドレールの曲がりによる強制変位によってかごを励振させて生じるため、エレベータの速度と共に大きくなる⁽¹⁾。この横振動は、 200m/min 級の高速エレベータでは、一般にオイルダンパ付のローラガイドを使用して振動を減衰させ乗り心地を確保している。しかし、本論で対象とする、 500m/min 以上の超高速エレベータでは、オイルダンパ付のローラガイドだけでは抑制できず^{(2)・(4)}、更に共振を避けるかご構造にしたり、ガイドレールの加工や組立に特別な工夫をする等の対策をして横振動を抑制している⁽³⁾。この対策法では、据え付け工数がかかり、しかも15年から20年というエレベータの耐用年数の間に生ずるガイドレールの変形に対応する保守管理に多大な労力を要する。

そこで、上記のようなオイルダンパ付のローラガイドに、構

造上の工夫をして横振動を抑制する“受動形の制振法”に代わって、据え付け誤差や経年変化が発生しても柔軟に対応できる“能動形の制振法”の検討が進められている^{(5)・(7)}。これらの多くは、サーボモータとボールスクリーネジとを組み合わせるかごが振動しないようにモータの推進力を制御する方式である。この場合、全慣性モーメントは、モータだけでなく乗客を含めたかご全体の質量になるため、始動時には大きなトルクが必要になり、モータの容量が増え、駆動パワーも大きくなる。また、使用する加速度センサには精度やドリフト調整機構⁽⁵⁾が必要になり、更にかご枠をモータ設置可能な特別な構造にする必要があり、既設エレベータへの適用も難しくなる。

そこで、本論では、加速度センサとマグネットとを通常のかご枠に設置するだけの構成で、マグネットの吸引力によって加振力を減衰させて、かご床上の横振動を抑制する磁気ダンパ制御方式を提案する。この方式は、筆者等が既に提案した方式⁽⁸⁾を更に改良したもので、かご枠下部のみに設置した磁気ダン

図1 かごで発生する横振動モード ($L_7=L_8$ ($\equiv L_{10}=L_{11}$))
 Fig. 1 Horizontal vibration modes generated in elevator cars.

パによって制振できるようにし、据え付けし易く、既設のエレベータにも適用できるようにしている。

本報では、まず、横振動に対するかごの周波数特性を解析し、この結果に基づいて磁気ダンパの制御系を構成する。次に、この制御系の性能評価を計算機シミュレーションと実機に等価な走行シミュレータの双方で行い、提案した方式の有効性を実証する。

2. かご横振動の解析

かごの上部及び下部の左右に設置されているローラガイドがレール曲がりによって強制変位し、この変位によってかごが加振されて横振動を引き起こす。この振動には、図1に示すように3つの振動モードがあるため、各振動モードに基づいてかごの挙動を解析する。エレベータの制振制御の究極は、「床上加速度を乗客が良好と感じられるレベルまでに減衰すること」にある。そこで、床上加速度の特性が把握できるようにかご枠とかご室が防振ゴムを介して連結されている通常のかご構造を使用して解析する。

(2.1) 横振動の運動方程式

かごは図1のようにロープで吊れ、各ローラガイド部にはレール曲がりによる変位 x_1, x_2, x_3, x_4 が発生したとする。水平運動 x_w (図1(a)) はこれらの変位が全て等しい時に発生し、前後方向の回転運動 (ピッチング) ϕ_w (図1(b)) は $(x_1=x_2) \neq (x_3=x_4)$ の時に発生し、左右方向の回転運動 (ローリング) ϕ_z (図1(c)) は $(x_1=x_3) \neq (x_2=x_4)$ の時に発生する。かごの横振動は、これら3つの運動モードを合成して得られる。

(1) 水平運動 (図1(a)) の運動方程式

この場合のかご枠の運動方程式は (1) 式で与えられる。

$$m_w \ddot{x}_w = -2c \sum_{n=1}^4 (\dot{x}_w - \dot{x}_n) - 2k \sum_{n=1}^4 (x_w - x_n) - c_c (\dot{x}_w - \dot{x}_c) - k_c (x_w - x_c) \quad (1)$$

また、かご室の運動方程式は (2) 式で与えられる。

$$m_c \ddot{x}_c = -c_c (\dot{x}_c - \dot{x}_w) - k_c (x_c - x_w) \quad (2)$$

但し、 m_c はかご室質量、 x_c はかご室変位、 m_w はかご枠質量、 x_w はかご枠変位、 k_c は防振ゴム全数の横方向のばね定数、 c_c は防振ゴムの減衰係数、 k はローラ軸換算のばね定数、 c はローラ軸換算のばね減衰定数である。

(2) ピッチング (図1(b)) の運動方程式

この場合のかご枠の運動方程式は (3) 式で表される。

$$I_w \ddot{\phi}_w = -2c \sum_{n=1}^2 L_1 \cdot (\dot{\phi}_w \cdot L_1 - \dot{x}_n) - 2k \sum_{n=1}^2 L_1 \cdot (\phi_w \cdot L_1 - x_n) - 2c \sum_{n=1}^2 L_2 \cdot (\dot{\phi}_w \cdot L_2 + \dot{x}_n) - 2k \sum_{n=1}^2 L_2 \cdot (\phi_w \cdot L_2 + x_n) - c_s \cdot L_4 (\dot{\phi}_w \cdot L_4) - k_s \cdot L_4 (\phi_w \cdot L_4) - c_s \cdot L_5 (\dot{\phi}_w \cdot L_5 - \dot{\phi}_c \cdot L_5) - k_s \cdot L_5 (\phi_w \cdot L_5 - \phi_c \cdot L_5) \dots (3)$$

また、かご室の運動方程式は、(4) 式で表される。

$$I_c \ddot{\phi}_c = -c_s \cdot L_5 (\dot{\phi}_c \cdot L_5 - \dot{\phi}_w \cdot L_5) - k_s \cdot L_5 (\phi_c \cdot L_5 - \phi_w \cdot L_5) \dots (4)$$

$$I_w = m_w \cdot L_1^2, \quad I_c = m_c \cdot L_5^2 \quad (5)$$

但し、 $L_1 \sim L_6$ はかご周辺の寸法、 I_c はかご室慣性モーメント、 I_w はかご枠慣性モーメント、 ϕ_c はかご室回転角、 ϕ_w はかご枠回転角、 k_s はロープのばね定数、 c_s はロープのばね減衰定数である。

(3) ローリング (図1(c)) の運動方程式

$$I_z \ddot{\phi}_z = -2c \sum_{n=1}^2 L_{n+9} \cdot \{\dot{\phi}_z \cdot L_{n+9} - (-1)^{n-1} \dot{x}_n\} - 2k \sum_{n=1}^2 L_{n+9} \cdot \{\phi_z \cdot L_{n+9} - (-1)^{n-1} x_n\} - 2c \sum_{n=1}^2 L_{n+9} \cdot \{\dot{\phi}_z \cdot L_{n+9} - (-1)^{n-1} \dot{x}_{n+2}\} - 2k \sum_{n=1}^2 L_{n+9} \cdot \{\phi_z \cdot L_{n+9} - (-1)^{n-1} x_{n+2}\}$$

$$-c_c \cdot L_7 (\dot{\phi}_c \cdot L_7 - \dot{\phi}_c \cdot L_7) - k_c \cdot L_7 (\phi_c \cdot L_7 - \phi_c \cdot L_7) \\ - c_s \cdot L_9 (\dot{\phi}_s \cdot L_9) - k_s \cdot L_9 (\phi_s \cdot L_9) \dots\dots\dots (6)$$

$$I_{xc} \ddot{\phi}_c = -c_c \cdot L_7 (\dot{\phi}_c \cdot L_7 - \dot{\phi}_c \cdot L_7) - k_c \cdot L_7 (\phi_c \cdot L_7 - \phi_c \cdot L_7) \dots\dots\dots (7)$$

$$I_x = m_w \cdot L_{10}^2, I_{xc} = m_c \cdot L_7^2 \dots\dots\dots (8)$$

但し、 I_x はかご室慣性モーメント、 I_{xc} はかご枠慣性モーメント、 ϕ はかご枠回転角、 ϕ_c はかご室回転角である。

(2.2) かご前後方向の左右加速度

かご室の床上左側及び右側、かご枠下部左側及び右側の各前後方向の加速度を、それぞれ α_c 、 α_{rc} 、 α_w 、 α_{rw} とする。これらの加速度は(1)～(8)式から求めた、 $\ddot{x}_c$ 、 $\ddot{\phi}_w$ 、 $\ddot{\phi}_c$ 、 $\ddot{\phi}_s$ の各値を使って、次式により得ることができる。

$$\alpha_{lc} = \ddot{x}_c + \ddot{\phi}_s \cdot L_5 + \ddot{\phi}_c \cdot L_7 \dots\dots\dots (9)$$

$$\alpha_{rc} = \ddot{x}_c + \ddot{\phi}_s \cdot L_5 - \ddot{\phi}_c \cdot L_7 \dots\dots\dots (10)$$

$$\alpha_{lw} = \ddot{x}_w + \ddot{\phi}_w \cdot L_3 + \ddot{\phi}_c \cdot L_7 \dots\dots\dots (11)$$

$$\alpha_{rw} = \ddot{x}_w + \ddot{\phi}_w \cdot L_3 - \ddot{\phi}_c \cdot L_7 \dots\dots\dots (12)$$

3. かご機械系の振動特性

(3.1) 解析パラメータ

実用性を配慮して図2に示す実機と等価な走行シミュレータにおけるパラメータを使って解析する。

(1) かご機械系のパラメータ

2章の数式モデルのかご寸法 $L_1 \sim L_{11}$ は、図2に示す値を使い、かご枠質量 m_w は標準的な値3000kg(かご室質量 m_c は5000kg)を基準に、 ± 1000 kgの範囲で変動させ解析した。

図2 実機と等価な走行シミュレータのかご寸法(単位: m)

Fig. 2 Size of full scale running simulator to evaluate effects of horizontal vibration suppression by the proposed magnetic damping control.

なお、ローラガイドの押しばね、床下防振ゴムの横方向及びメインロープの各ばね定数 k 、 k_c 、 k_s の各値は、それぞれ 55×10^3 N/m、 12×10^5 N/m、 65×10^4 N/mとし、これらのばね定数の減衰係数 c 、 c_c 、 c_s については、 7×10^2 N/m/s、 1×10^3 N/m/s、 1×10^3 N/m/sの各値を標準値とし、一般に利用されているものを使用した。

(2) かご機械系に印加する加振信号

かごが走行している間に加振力がガイドローラに印加される場合としては、「かご上部のガイドローラのみ」、「かご上部及び下部のガイドローラの双方」及び「かご下部のガイドローラのみ」の3ケースが考えられる。そこで、かご機械系の周波数特性を把握するためには、これら3ケースによって、かごが加振される加振信号が必要になる。

図3はこのような加振波形(3波加振信号)を示したもので、

図3 かご機械系に印加するレールブラケットあたり3周期を持つ加振波形(3波加振信号)

Fig.3 Vibration waves with three periods per rail bracket which are applied to the car mechanical system.

かご上部のガイドローラは時間 t_0 の間、かご上部及び下部の双方のガイドローラは時間 t_2 と t_3 の間及びかご下部のガイドローラは時間 t_2 と t_4 の間で加振され、上記の3ケースによってかごを加振することができる。

ここで、エレベータの速度を V m/min、加振周波数を f 、時間を $t_0 \sim t_4$ とし、上部変位 x_3 (x_4)は、($t_2 - t_1$)の期間に、下部変位 x_1 (x_2)は($t_4 - t_3$)の期間にそれぞれ与えられるものすると、上記の3波加振信号は次式で表せる。

$$X_3(X_4) = R_0 \cdot \sin(2\pi f \cdot t) \dots\dots\dots (13)$$

$$X_1(X_2) = R_0 \cdot \sin(2\pi f \cdot t - 2\pi f \cdot t_0) \dots\dots\dots (14)$$

上記の時間 $t_0 \sim t_4$ は、エレベータ速度 V m/min、レールブラケット間隔(1本のレールの長さに相当)及び上部及び下部のガイドローラの間隔が与えられると、一義的に定まる。

例えば、レールブラケットの間隔として標準的な値4mを使い、上部及び下部のガイドローラの間隔として5.4m(図2参

照)を使用すると、 $t_0=5.4 \times 60/V$ 、 $t_1=0.5/f$ 、 $t_2=t_1+3/f$ 、 $t_4=t_3+3/f$ 、 $f=V/(60 \times 4)$ なる関係が得られ、加振周波数 f からこれに等価なエレベータ速度 V が分かる。

(3) レール曲がり R_0

通常の超高速エレベータでのレール曲がりとしては、0.1 mm 以下が想定される。そこで、ここでは、これ以上のレール曲がりが発生したとして、0.3 mm のレール曲がりを基準にして最大 0.5 mm まで変えてかご機械系の振動特性を把握する。

〈3.2〉かご機械系の振動特性

3.1 項で述べた加振信号を、後述のシミュレータのブロック図(図9)の「かご機械系(磁気ダンパ制御系を切り離したものの)」に、同図左上の「レール曲がり設定部」に外乱として与え、床上加速度の周波数特性を計算機シミュレーションで解析する。この特性から外乱に対するかご機械系の共振周波数を把握し、磁気ダンパ制御系を構成する上での指針を得る。

(1) 加振条件

図1に示す変位の方向を「正」とする。この変位の組み合わせによって、種々の加振条件が得られる。例えば、加振条件として、 $x_1=x_2$ 且つ $x_3=x_4$ を与えると、かごは同相で加振され、 $x_1=-x_2$ 且つ $x_3=-x_4$ を与えると、逆相で加振される。また、 $x_1=x_3$ 且つ $x_2=x_4=0$ を与えると、左片側のみが加振される等の種々の加振条件が得られる。

これらの加振条件のうち、解析の結果振動が顕著に現れた3波同相加振及び3波逆相加振での振動特性を述べる。なお、加振信号(外乱)の最大周波数は、3.75 Hz とした。この周波数は、3.1 項の式によりエレベータ速度に換算すると、900 m/min になり、この速度は気圧差に耐える人間の生理的な限界に近い速度であり、この周波数を上限としても本論で対象とする超高速エレベータの特性は十分把握できる。

(2) 床上加速度の周波数特性

図4は、上記2種類の加振条件で、レール曲がりを0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm とした場合の床上加速度の周波数特性を示したものである。図4(a)は、3波同相加振による床上加速度の周波数特性では、1.58 Hz 付近での1次共振と、2.83 Hz での2次共振の2つの共振が存在する。これらの共振周波数は、かご質量が一定(3000 kg)の条件下ではレール曲がりによって、余り変動しないことが分かる。

図4(b)の3波逆相加振では、1.75 Hz 付近にしか共振はなく、その共振周波数は3波同相加振の場合と同様、レール曲がりによって余り変動しない。但し、共振域での振動の大きさは、3波同相加振の方が大きい。これは、3波逆相加振の場合はかごの上部と下部のそれぞれの左側と右側が互いに逆相で加振されて上部と下部で発生した各振動は相互に相殺されるため、同相加振の場合より小さくなると考えられる。

また、3波同相加振では、かご上部と下部との相互作用は加振周波数と共に増えていくため、加振周波数が高くなるにつれて床上加速度は大きくなっていることも分かる。つまり、加振条件の内、3波同相加振による振動が最も大きく現れるため、「3波同相加振でのかごの制振」を主眼にして制御系を設計す

(a) 3波同相加振した場合

(b) 3波逆相加振した場合

図4 3波加振信号に対する床上加速度の周波数特性

Fig. 4 Frequency characteristics of acceleration on the cabin floor when the quantity of guide rail winding is varied while applying vibrations of sine waves with three periods per rail bracket to the car mechanical system.

ればよい。以後、3波同相加振での振動に的を絞って議論する。

図5はかご質量をパラメータにした場合の床上加速度の周波数特性を示したものである。かご質量が変化しても、図4同様に共振モードは2つ存在し、かご質量が減少するにつれて、共振周波数は高次側に移行している。かご質量は速度が大きくなる程重くなり、500 m/min 上の超高速エレベータでのかご質量は、一般に3000 kg以上である。更に、共振周波数は、図4(a)よりかご質量が決まれば、レール曲がりによらずほぼ一定である。

以上の解析結果より、磁気ダンパ制御系の制御定数は3000 kgの高次側の共振周波数2.83 Hzを基準に決定する。

図5 かご枠質量を変え、3波同相加振信号をかご機械系加えた時の床上加速度の周波数特性

Fig. 5 Frequency characteristics of acceleration on the cabin floor when the car frame mass is varied while applying vibrations of same phase sine waves with three periods per rail bracket to the car mechanical system.

4. 磁気ダンパ制御系の構成

(4.1) 制御原理

前述したように横振動はローラガイドが変形（曲がり、不整合等）したレールを走行中に強制変位を受けて発生した加振力によってかご枠を励振させて生じるため、このような横振動を抑制するには発生した加振力を減衰させる手段を持てばよい。この手段が本論の磁気ダンパである。これは、マグネットによって、上記の加振力に対応した吸引力を発生させて、振動を減衰させるようにしたものである。

そのマグネットの配置を図6（a）に示す。このマグネットは、かご枠下部に、ガイドレールに対して左（右）側とその前及び後側の3つ方向から挟むように取り付けられたローラガイドに「1対1」に対応させ、図6（b）（左側、右側のローラガイド、マグネットは省略）のように配置する。このようにすることによって、各ローラガイド毎に発生している加振力をそれぞれに対応しているマグネットから発生する吸引力によって減衰させることができ、かごの水平・回転運動に制動がかかり、横振動が抑制される。

加振力を減衰させるのに必要なマグネットの吸引力は、次のようにして発生させる。図6（b）のようにかご枠上に加速度センサを設置する。ここで、加速度センサをかご室に直接付けないで、かご枠に設置するのは、かご室とかご枠との間にある防振ゴムまでが制御対象の一部となり、制御系の動特性が防振ゴムの経年変化⁽⁹⁾によって変動するのを避けるためである。

ローラガイドはかご枠上に取り付けられているため、ローラガイドから発生している加振力の変動は、かご枠上に設置した加速度センサに伝播し、正・負の極性をもつ加速度信号となって検出される。この加速度信号をもとにマグネットのコイル電

流指令を形成し、この電流指令に対応したコイル電流をマグネットに流し、加振力を減衰させるに必要な吸引力をマグネットから発生させる。以下、その要点を説明する。

例えば、加速度信号の極性がかご枠が前方に移動する場合を「正」、後方に移動する場合を「負」とする。加速度信号の極性が「正」の場合には前側のマグネットに正のコイル電流を流して吸引力 F_{1f} を発生させ、「負」の場合には後側のマグネットに正のコイル電流を流して吸引力 F_{1r} を発生させて、かご枠が加振力によって前・後に移動するのを阻止する。即ち、これらの吸引力を合成した力 $F_1 (= F_{1f} + F_{1r})$ によって、左側前後方向に対する加振力を減衰させる。同様な原理で、右側前後方向、左右方向（方向については図6（a）参照）に対する加振力も減衰させる。

(a) マグネットの配置（かご枠下部）

(b) 加速度センサの位置と吸引力の方向

図6 磁気ダンパ制御に使用するマグネットと加速度センサの配置及び左右前後方向のマグネットの吸引力発生方向

Fig.2 Displacement of magnets and acceleration sensors used in the magnetic damping controller and the direction of the sucking force generated by magnets installed in front and behind of left and right sides of the elevator door way.

〈4.2〉磁気ダンパ制御系

(1) 磁気ダンパ制御の基本系

本論の磁気ダンパ制御は、「左側前後方向」、「右側前後方向」及び「左右方向」の3種類の加振力を抑制する3つの基本系から成る。図7はその基本系の一つを示したものである。この図で、ガイドローラから発生する加速度 α_1 は、例えば(11)、(12)式のかご枠上の加速度 α_{1w} 、 α_{rw} に対応し、速度、変位はこれらの加速度から発生したものである。上側ループは、磁気ダンパのない系を示す。この系に外乱(レール曲がり)が加わると、加振力が生じて加速度 α_1 が発生する。この加速度によって速度が生じ、かご枠が移動してガイドローラが対抗するガイドレールに強く押しつけられる。これにより、反発力が働き、かご枠は反対方向に動かされる。この動作が繰り返されると横振動になり、この横振動は、加えられた外乱の周波数とかごの振動周波数とが等しくなった共振時に、最も大きくなる。

この振動を、図7の下部に示す加速度制御ループで減衰する。加速度制御ループが加えられると、加速度センサに対応したコイル電流が流れ、マグネットは加振力に対抗する吸引力 F_{1r} (F_{1r})を発生する。この吸引力は、左側と右側の前後方向の4つ振り分けられて作用する。この結果、各吸引力に対応する加速度は、 $\alpha_2 (= F_{1r} / (3000 \text{ kg}/4))$ に変換され、吸引力と加振力との方向は反対になるため、加振力によって発生した加速度 α_1 とは逆の極性でフィードバックされる。このため、本論の磁気ダンパ制御系を付加したことは、図7に示したコイル電流制御を含む加速度制御系を付加したことに等価になり、加速度センサから得られた加速度信号 $\Delta\alpha (= \alpha_1 - \alpha_2)$ が零に収束するまで作動する。

従って、この制御系が安定に動作するには、加速度 α_2 が加速度 α_1 に十分追従できるように上記の加速度制御系の閉ループ特性を決定しなければならない。更に、横振動の対してのみこの制御系が応動させるようにするためには、振動成分を抽出するバンドパスフィルタ(BPF)も不可欠になる。

以下、図7に示す制御定数の設計指針を示す。

(2) 制御定数の設計指針

本論では、制御目的を「床上加速度を乗客が良好とレベルま

図7 磁気ダンパ制御の基本系

Fig. 7 Fundamental system of an magnetic damping control.

で減衰すること」としている。そこで、3章で得られた結論に基づいて制御定数を決定する。

i) BPF周波数特性

振動成分はほぼ1~4Hzの範囲にあるため、BPFの周波数特性は、高域ではマージンを見て8Hz以上の周波数成分を減衰させ、低域では直流分をカットする特性とした。このようにすることによって、共振周波数が変動しても、横振動によって発生する振動成分は余裕をもって検出でき、BPFのパラメータを共振周波数に応じて可変する必要はなくなる。

なお、低域で直流分をカットしているのは、加速度センサのドリフトを除去するためであり、8Hz以上の高周波成分を減衰させるのは、他の要因によって発生した高次の成分により制御系が応動してかごが加振されるのを防止するためである。

ii) コイル電流時定数 T_{mg}

外乱(加振力)と加速度信号の周波数はほぼ一致し、加振力の波形が正弦波状であるとする、加振力波形の1/4周期で加振力が最大となる。そこで、共振状態の加速度信号の1/4周期以下でコイル電流が立ち上がるようにすれば、コイル電流の時定数で、ほぼ共振状態の加振力に対抗できる吸引力が得られる。本論では、このような条件に基づいて、コイル電流の時定数を70ms ($< 1 / (4 \times 2.8 \text{ Hz}) \approx 88 \text{ ms}$)と算定した。

iii) 制御ゲインG

図8(a)に、図7に示す制御ゲインGを可変した場合の加速度制御の閉ループ系のカットオフ(-3dB ダウンした)周波数の特性を示す。なお、BPF、コイル電流時定数は上記のi)及びii)で定めた値を使い、コイル抵抗 R_M は3.3Ωとした。

上記の周波数は、閉ループ系のゲイン特性のバンド幅とも呼

(a) 制御ゲインとカットオフ周波数との関係

(b) ボード線図の一例(制御ゲイン: 140)

図8 制御ゲインと図7の閉ループ系のカットオフ周波数

Fig. 8 Control gain and cut-off frequency for the closed-loop system shown in Fig.7.

図9 磁気ダンパ制御系評価用シミュレータのブロック図

Fig.9 Block diagram of a simulator for evaluating performances of the magnetic damping control system.

ばれ、入力信号（加速度 α_l ）に追従できる指標とされる⁽¹⁰⁾。そこで、上記の制御系のカットオフ周波数は、かごの2次共振周波数よりも大きくなるように制御ゲインを決めることが安定性上望ましい。また、上記カットオフ周波数は、共振周波数が変動することも配慮して共振周波数よりできるだけ大きくするとよいが、実際にはBPFの高域特性によって制限される。

そこで、図8(a)に示すように制御ゲインを140にした。この場合のカットオフ周波数は約7.6Hz（図8(b)）であり、2次共振周波数2.83Hzに対して、2.5倍以上のマージンがあり、共振周波数が変動しても安定性は確保できる。

(4.3) シミュレーションによる検証

ここでは、前項で定めた制御定数によって、制御目的である「床上加速度が、官能検査によって得られた乗客が良好と感じる 0.1 m/s^2 近傍のレベルまで減衰しているか」を検証する。

(1) シミュレータの構成

図9に磁気ダンパ制御系評価のためのシミュレータの構成を示す。このシミュレータは、レール曲がり発生する“レール曲がり設定部”、2章で述べた“かごの機械系”及び前後左右方向の横振動を抑制する“磁気ダンパ制御系”で構成される。

このシミュレータの磁気ダンパ制御系は、かご枠左側の前後方向、かご枠右側の前後方向に対して制振する構成にして制御特性が短時間で評価できるようにした。なお、実機では上記の他に左右方向の制振する磁気ダンパ制御系も入れて評価をする。

以下、シミュレータの構成について説明する。バンドパスフィルタを通過した信号は、マグネットの電流指令に変換され、この電流指令によってかご枠左側及び右側のマグネットのコイ

ルに電流が流れ、加速度の変動を相殺するような吸引力を発生する。例えば、かご枠左側の加速度センサから図9に示す信号が得られたとすると、極性が正の場合は、図6(b)の F_{1r} 方向に加振されているので、その反対の F_{1f} 方向に吸引力を発生させて減衰させる。上記の極性が負の場合は、この逆の動作が行われ、これら一連の動作によって横振動が抑制される。

ここで、電流指令は交流量であるが、この指令に追従して流れるコイル電流の「正の部分」で吸引力が発生するように「絶対値処理」が行われている。上記の F_{1r} は、交流電流指令の「正の部分」、 F_{1f} は、交流電流指令の極性を反対にした電流指令の「正の部分」で発生する。つまり、何れの吸引力もマグネットに正のコイル電流が流れて発生している。

同様に、かご枠の右側前後方向に加振されている場合は、この加振力を減衰させるべく、吸引力 F_{2r} 、 F_{2f} を発生させる。

このようにして上記の磁気ダンパ制御（電気）系から得られた吸引力は、この水平運動及び回転運動に関する次式(15)～(17)に従って、前述の式(1)、(3)及び(6)と機械系の中で連成され、かごの運動と関連付けられる。

(i) 水平方向の運動方程式

$$m_w \ddot{x}_w = F_{1r} - F_{1f} + F_{2r} - F_{2f} \quad \dots\dots\dots (15)$$

(ii) 回転運動（ピッチング）の運動方程式

$$I_w \ddot{\phi}_w = F_{1r} \cdot L_1 - F_{1f} \cdot L_1 + F_{2r} \cdot L_1 - F_{2f} \cdot L_1 \quad \dots\dots (16)$$

(iii) 回転運動（ローリング）の運動方程式

$$I_z \ddot{\phi}_z = F_{1r} \cdot L_7 - F_{1f} \cdot L_7 - F_{2r} \cdot L_8 + F_{2f} \cdot L_8 \quad \dots\dots (17)$$

(2) シミュレーション結果

ここでは、レール曲がり 0.3 mm 、かご枠質量 3000 kg を

図 10 3 波同相加振した場合の磁気ダンパ制御における制御パラメータの制振性能に与える影響 ($R_0=0.3 \text{ mm}$, $m_w=3000 \text{ kg}$)
 Fig. 10 Influence of parameters used in the magnetic damping control system on the suppression of vibrations generated on the cabin floor when the sine waves shown by Fig.3 are applied to the computer simulator.

図 11 レール曲がり及びかご枠質量を変化させた場合の磁気ダンパ制御の制振効果

Fig. 11 Vibration suppression effects of the magnetic damping control on the car cabin floor acceleration when the rail winding and the car frame mass are varied.

標準定数とし、最も振動が大きく現れる 3 波同相加振信号を外乱としてかご機械系に加えて評価した。

図 10 (a) は、算定した制御ゲイン 140 を中心に、この

値の 1.5 倍、2 倍と変化させた場合の床上加速度及び制振に必要な吸引力を示す。ゲインが増加すると、床上加速度は減少するが、2 次共振の制振に必要な吸引力は増加している。制御目標はできるだけ小さな吸引力で制振できた方がマグネットをより小型・軽量化できるため、算定したゲインはほぼ妥当な値であると云える。

図 10 (b)、(c) は、それぞれ BPF の高域カットオフ周波数 8 Hz に対して $\pm 2 \text{ Hz}$ 変動させた場合及びコイル電流の時定数 70 ms に対して 30 ms 程増減させた場合の床上加速度及び吸引力を示したもので、何れの場合も算定した定数は小さな吸引力で制御目標をほぼ達成している。

レール曲がり R_0 及びかご枠質量 m_w は上記の標準定数に対して変動することも予想され、想定され得る変動範囲で上記制御定数の制振効果も検証しておく必要がある。そこで、本論では、 R_0 の最大値として 0.5 mm、かご枠質量の変動幅として $\pm 1000 \text{ kg}$ を与えて評価した。この結果を図 11 に示す。図 11 (a) では、レール曲がりが 0.5 mm に増加すると、床上加速度も増えているが制御目標に近い値に制振させている。また、図 11 (b) に示すように、かご枠質量が変わると共振周波数も変動しているが、上記の変動範囲では床上加速度を 0.1 m/s^2 以下に抑制している。

5. 走行シミュレータによる実験結果

〈5.1〉マグネットの吸引力特性

マグネットから発生する吸引力は、実際に想定しているレール曲がりに対して必要とされる吸引力よりも十分大きな値が得られるようにマグネットを設計すべきである。そこで、実験等価走行シミュレータで試験するに当たっては、図 11 (a) のレール曲がり 0.5 mm で必要とされる吸引力 80 N を基準に、その 2 倍の 160 N まで、マグネットは吸引力を飽和せずに発生できるようにした。

図 12 マグネットの特性とそれを使用した磁気ダンパ制御装置

Fig. 12 Sucking force characteristics of the produced magnets and the magnetic damping control system using them.

図 12 (a) (b) に試作したマグネットの特性を示す。想定した吸引力 160 N は、約 2.5 A の電流で発生しているが、コイル電流の時定数は約 150 ms で、想定した値 70 ms より大きくなっている。そこで、図 12 (c) の磁気ダンパ制御装置に示したように外部に直列抵抗 (10 Ω) を挿入し、70 ms に近い値まで減少させた。以上の特性をもつマグネットをかご枠に 6 個設置し、図 12 (c) に示す磁気ダンパ制御装置で、4 章で得られた制御定数を使用して試験を行った。

本制御は、かご枠上に設置した加速度センサから加振力を推定し、その加振力に対抗する吸引力を発生して床上加速度を制振させる方式であるため、かご枠上での制振効果から検証する。

(5.2) かご枠上での制振効果

図 13 は振動が最も大きくなる 2 次共振域でのかご枠上での

図 13 2 次共振域でのかご枠上の磁気ダンパ制御の制振効果
Fig. 13 Vibration suppression effect of the magnetic damping control on car frames at the second resonance frequency.

制振効果を検証したものである。試験条件としては、最悪のケースとして本論で想定したレール曲がり 0.5 mm に相当する加振力を加えて行った。磁気ダンパ制御がない場合、かご枠下左右の前後方向の最大加速度 (ピーク・ピークの振動) は約 0.8 m/s² に達している。これに対して、磁気ダンパ制御がある場合、この加速度は 0.13 m/s² まで減少している。この場合、1.8 A のコイル電流が流れ、この電流に対する吸引力を図 12 (a) から推定すると、マグネットからは約 80 N の吸引力が発生していることになり、4 章の解析結果にほぼ一致する。

(5.3) 床上での制振効果

図 14 は床上加速度での磁気ダンパ制御の制振効果を示したものである。走行シミュレータに印加した加振力の大きさは図 13 の実験と同一である。加振周波数は、BPF の周波数帯域特性を配慮して 1 ~ 8 Hz の間で変化させた。磁気ダンパ制御がない場合は、床上加速度は、加振周波数と共に増え、2 Hz、

図 14 床上での磁気ダンパ制御の制振効果
Fig. 14 Vibration suppression effect of magnetic damping control on the car floor.

3.5 Hz 付近で共振振動が発生している。これは、制振効果を振動がより厳しい条件で評価できるように図2の基本構造まで軽量化した走行シミュレータ(質量約2200 kg)での結果で、この質量をもとに図5のシミュレーション結果から2次共振周波数を推定すると、3.5 Hz 付近になり本論のシミュレータの有効性が分かる。図13(a)に示す2次共振域でのかご枠上の最大加速度 0.8 m/s^2 は床上では防振ゴムにより 0.6 m/s^2 に減衰しているが、このレベルでは乗り心地は改善されない。一方、磁気ダンパ制御がある場合は、1~8 Hz の全範囲に亘って、床上の最大加速度は、制御目標の 0.1 m/s^2 付近に抑制されている。ここで、2次共振域で、かご枠上と床上での加速度を比較すると、前者は 0.13 m/s^2 、後者は 0.11 m/s^2 である。両者に殆ど差がなく、ほぼかご枠上で、既に制御目標に到達している。これより、本制御方式は、防振ゴムの特性に殆ど左右されずに床上の横振動を制振できると云える。

6. むすび

エレベータが高速走行時にガイドレールの曲がりによって発生するかごの横振動を抑制する制御方式の提案を行い、計算機シミュレータと実機等価走行シミュレータの双方で、その性能を検証した。以下、この方式の性能と特徴について示す。

(1) 本方式は、かご出入り口に向かって左右前後方向及び左右方向の加速度を検出する加速度センサをかご枠下部のみに設置し、これらのセンサの情報をもとに、かご枠の振動を制振して、床上の横振動を抑制する方式である。この制御では、加速度センサに変動が現れた場合のみ、即ち、振動が発生した時だけマグネットのコイルに電流を流して吸引力を発生すればよいので、効率よく制振できシステムを小型・軽量化できる。

(2) かご横振動は、上部、下部かご枠の左右が同一位相で加振される場合が大きく、共振振動モードが2つ現れる。本制御方式はこれらの共振振動を含めて官能検査による乗り心地が良好と判定される 0.1 m/s^2 の付近まで床上加速度を抑制できる。

本システムは、新設のエレベータでは据え付けの作業時間を短縮でき、既設のエレベータではかご枠に容易に設置できるため経年変化による乗り心地の低下にも柔軟に対応できる。

最後に、本研究を遂行するにあたって、ご協力頂いた重田政之、山崎正規の両氏に感謝致します。

(平成9年3月27日受付、平成9年10月31日再受付)

文 献

- (1) 杉田、岡田、西村:「ランドマークタワー向超高速エレベーター」、日本機械学会技術講演論文集, No.930-6, pp.35-388 (1991)
- (2) 重田、目黒、稲葉、岡田:「速度810 m/min超高速エレベータの開発」日立評論, Vol.75, No.7, pp.9-14 (1993)
- (3) 棚橋、西村、岡田、中島、荒木:「横浜ランドマークタワー向け速度750 m/minエレベーターの振動・騒音対策と電気システム」、三菱電機技報, Vol.67, No.10, pp.13-177 (1993)
- (4) 奥名、三好、佐々木、重田:「超高速エレベータの振動特性向上」, 機械学会73期講演論文(IV), No.3118, pp.424-425 (1996)
- (5) 山崎、富沢、岡田、杉山:「超高速エレベータの振動制御(第1報)」, 機械学会論文集C, 603C-579, pp.190-195 (1994)
- (6) 山崎、富沢、岡田、杉山:「超高速エレベータの振動制御(第2報)」, 機械学会論文集C, 603C-579, pp.196-202 (1994)
- (7) 山崎、富沢、岡田、杉山:「超高速エレベータの振動制御(第3報)」, 機械学会論文集C, 61C-581, pp.15-21 (1995)
- (8) H. Inaba, M. Shigeta, T. Ando, A. Nokita, and M. Konya: "Attitude Control System of a Super-high Speed Elevator Car Based on Magnetic Guides", IECON'94, Bologna, Italy, Vol. 2, pp.1028-1033 (1994)
- (9) (社団法人)日本鉄道車両工業会:「改訂防振ゴム」, (株)現代工学社, pp.15-71 (1975)
- (10) 片山:「フィードバック制御の基礎」, 朝倉書店, 8章 (1994)

武藤 信義

(正員) 1948年4月1日生。1975年3月早稲田大学大学院理工学研究科前期博士課程修了。同年4月(株)日立製作所日立研究所入所。1995年2月同所水戸工場エレベータ開発センタ転属、現在に至る。主として、交流電動機の制御及びその応用システムの研究、開発に従事。1989年度オーム技術賞受賞。1994年度関東地方発明賞受賞。工学博士。IEEE Senior Member。

籠宮 健吉

(非会員) 1970年7月26日生。1994年3月城西大学理学部数学科卒。同年(株)日立ビルシステム入社。現在に至る。主に、エレベータの駆動システムの開発に従事、現在に至る。

黒沢 俊明

(正員) 1942年2月13日生。1960年3月私立日立工業専修学校電気科卒。同年4月(株)日立製作所日立研究所入所。1987年8月(株)日立ビルシステムへ転属、現在に至る。主に、エレベータ速度制御方式の開発に従事。

紺谷 雅宏

(非会員) 1966年12月31日生。1987年3月苫小牧工業高等学校機械工学科卒。同年4月(株)日立ビルシステムに入社、現在に至る。主に、エレベータ駆動システムの開発に従事。

安藤 武喜

(正員) 1941年3月1日生。1959年3月福島県立喜多方商工高等学校電気科卒。同年3月(株)日立製作所日立研究所入所。1987年8月(株)日立ビルシステムに転属、現在に至る。主に、エレベータ駆動システムの開発に従事。1980年度オーム技術賞受賞。1991年度関東地方発明賞受賞。