

上下アクチュエータを用いた精密機器の水平相対変位制御*

栗原雅樹^{*1}, 磯谷 仁^{*1}, 田中 基八郎^{*2}A Horizontal Relative Displacement Control of Precision Machines
Using Vertical Actuators

Masaki KURIHARA, Hitoshi ISOTANI and Kihachirou TANAKA

This paper describes an active vibration control system which controls horizontal relative displacement using vertical actuators. In precision machines, it is essential to reduce the horizontal relative displacement between two important elements e. g. an object glass and the specimen table of a scanning electron microscope. The vibration control system is composed of passive devices with springs and dampers, and vertical actuators arranged parallel to the passive devices. In an experiment, a machine model on a base and the active vibration control system were modeled after two masses and four degrees-of-freedom, and vertical actuators were controlled by state feedback and a Kalman filter with respect to floor vibrations. An experiment for controlling the horizontal relative displacement of a machine model through vertical actuators was done, so that effectiveness of the active vibration control system could be verified.

Key Words: Active Vibration Control, Piezoelectric Actuator, Optimal Regulator, Kalman Filter

1. 緒 言

電子顕微鏡やステッパ(縮小投影露光装置)等の精密機器においては, その高精度化に伴って床振動の影響をますます受けやすくなり, 画像の劣化や露光ずれなどの問題が発生することが増えてきた。この対策として, アクティブ除振装置が開発されており, パッシブ除振装置では対応できない場合に, 適用されつつある。現在, 開発されているアクティブ除振装置は一般に, 剛体モードの6自由度を制御するために, 水平および上下方向にアクチュエータを設けて, 絶対変位あるいは絶対加速度を抑制する方式である⁽¹⁾⁽²⁾。

ところで, 精密機器において床振動等の外乱が問題になるのは, 電子顕微鏡では対物レンズと試料台間の相対変位であり, ステッパにおいてはレンズ系とステージ間の相対変位である。ステッパにおいて, ステージの移動・停止時の際に発生するレンズ系とステージ間の水平相対変位を上下方向アクチュエータにより抑制する方式が研究されている⁽³⁾。この方式の利点は,

アクチュエータの数を少なくできることである。

本研究では, 本方式の電子顕微鏡への適用を想定し, パッシブ除振部材に並列に設けた上下方向アクチュエータにより, 精密機器の高さ方向における2点間の水平相対変位を抑制する効果について検討した。特に, 本論文では, 電子顕微鏡で問題となる床振動外乱に注目し, この床振動外乱に対して, 上下方向アクチュエータを最適レギュレータとカルマンフィルタを併用して制御する方式について, 実験により検討した。

2. 制御対象の数学モデルと制御方式

図1に実験で用いた数学モデルを示す。このモデルにおいて, m_1 は機器の下部質量, m_2 は機器の上部質量, I は機器全体の重心 G 回りの慣性モーメントであり, 重心 G の水平変位 x_1 および回転角変位 β , 質点 m_2 の水平変位 x_2 , 並びに m_1 と m_2 は上下方向に一緒に動くものとして上下変位 z の4自由度を考える。

u と w はそれぞれ水平および上下方向の床振動変位とし, また, m_1 と m_2 との間の水平相対変位 ξ は G 点から m_2 までの高さ h とすると, 次式で表される。

$$\xi = x_2 - x_1 - h\beta \cdots \cdots \cdots (1)$$

また, x_1 を x と書き換えて, x , z , β および ξ に関

* 原稿受付 1997年10月15日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所(☎300-0013 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員, (株)日立製作所機械研究所[現: 埼玉大学工学部(☎338-0825 浦和市下大久保255)]。

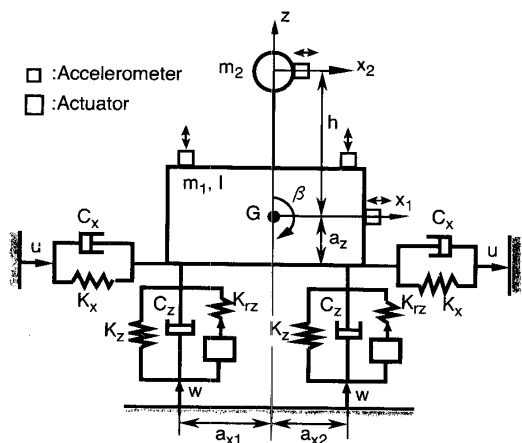


Fig.1 Analytical model

する運動方程式は、次のように導かれる。

$$m_1 \ddot{x} = -2K_x x - 2C_x \dot{x} + 2a_z K_x \beta + 2a_z C_x \dot{\beta} + K \xi + C \dot{\xi} + 2K_x u + 2C_x \dot{u} \quad \dots (2)$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{z} = -2(K_z + K_a)z - 2C_z \dot{z} - (a_{x1} - a_{x2})(K_z + K_a)\beta - (a_{x1} - a_{x2})C_z \dot{\beta} + 2(K_z + K_a)w + 2C_z \dot{w} + \alpha K_a e_1 + \alpha K_a e_2 \quad \dots (3)$$

$$I \ddot{\beta} = 2a_z K_x x + 2a_z C_x \dot{x} - (a_{x1} - a_{x2})(K_z + K_a)z - (a_{x1} - a_{x2})C_z \dot{z} - \{(a_{x1}^2 + a_{x2}^2)(K_z + K_a) + 2a_z^2 K_x\} \beta - \{(a_{x1}^2 + a_{x2}^2)C_z + 2a_z^2 C_x\} \dot{\beta} + Kh \xi + Ch \dot{\xi} - 2a_z K_x u - 2a_z C_x \dot{u} + (a_{x1} - a_{x2})(K_z + K_a)w + (a_{x1} - a_{x2})C_z \dot{w} + \alpha a_{x1} K_a e_1 - \alpha a_{x2} K_a e_2 \quad \dots (4)$$

$$m_2 (\ddot{\xi} + \ddot{x} + h \ddot{\beta}) = -K \xi - C \dot{\xi} \quad \dots (5)$$

ただし、

- K_x : パッシブ除振部材の水平方向のばね定数
- C_x : パッシブ除振部材の水平方向の減衰係数
- K_z : パッシブ除振部材の上下方向のばね定数
- C_z : パッシブ除振部材の上下方向の減衰係数
- K : m_1 と m_2 との間の水平方向のばね定数
- C : m_1 と m_2 との間の水平方向の減衰係数
- K_a : アクチュエータ部材の上下方向のばね定数 (圧電アクチュエータとゴム部材 (K_{rz}) とを直列に結合した合成ばね定数)

e_1, e_2 : 圧電アクチュエータに加わる制御電圧

α : 圧電アクチュエータの換算係数

なお、ここでは、簡単のために、アクチュエータ部材の上下方向の減衰は省略した。また、実験装置では、パッシブ除振部材とアクチュエータ部材の位置関係がずれているが、数学モデルではパッシブ除振部材の位置をアクチュエータ部材の位置と同じとしている。

また、図1のように、四つの加速度センサが配置されているとすると、このときの各センサで得られる加速度 $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{z}_1$ および \ddot{z}_2 は次式で表される。

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x} \quad \dots (6)$$

$$\ddot{x}_2 = (-K \xi - C \dot{\xi})/m \quad \dots (7)$$

$$\ddot{z}_1 = \ddot{z} + a_{x1} \ddot{\beta} \quad \dots (8)$$

$$\ddot{z}_2 = \ddot{z} - a_{x2} \ddot{\beta} \quad \dots (9)$$

ここで、式(6)~(9)の右辺の $\ddot{x}, \ddot{z}, \ddot{\beta}$ に式(2)~(4)を代入し、さらに、

$$X = [x, \dot{x}, z, \dot{z}, \beta, \dot{\beta}, \xi, \dot{\xi}]^T \quad \dots (10)$$

$$U = [e_1, e_2]^T \quad \dots (11)$$

$$W = [u, \dot{u}, w, \dot{w}]^T \quad \dots (12)$$

とおくと、式(2)~(9)は次式のようなマトリックス表示で表せ、式(13)と(14)はそれぞれ状態方程式および観測方程式である。

$$\dot{X} = AX + BU + GW \quad \dots (13)$$

$$Y = CX + DU + JW \quad \dots (14)$$

ただし、

$$A \in R^{8 \times 8}, B \in R^{8 \times 2}, G \in R^{8 \times 4}$$

$$C \in R^{4 \times 8}, D \in R^{4 \times 2}, J \in R^{4 \times 4}$$

本研究では、式(11)の制御入力 U を求めるために、状態フィードバック制御の次式を適用する。

$$U = -KX \quad \dots (15)$$

式(15)のフィードバックゲイン K を求めるために、最適レギュレータ理論を適用して、次の評価関数を用いる⁽⁴⁾。

$$J_1 = \int_0^{\infty} [X^T Q X + U^T R U] dt \quad \dots (16)$$

ここで、 $Q(8 \times 8)$ 、 $R(2 \times 2)$ は重み行列である。

Q の各要素は上下変位 z と水平相対変位 ξ に対応する対角要素 q_{33} と q_{77} のみに適当な値を与え、その他の要素はすべて0、また、 R の各要素は対角要素のみを1とし、そのほかは零と設定した。

さらに、式(10)の状態量 X を推定するために、カルマンフィルタを適用する。カルマンフィルタの推定機構は次式で与えられる。

$$\dot{\hat{X}} = (A - G_k C) \hat{X} + G_k Y + BU \quad \dots (17)$$

ここで、 G_k はカルマンフィルタのゲインである。今、 E を数学的期待値とする時、観測データをもとにすべての状態量 X の最良推定 \hat{X} を求める場合の評価関数

$$J_2 = E\{[X - \hat{X}]^T [X - \hat{X}]\} \quad \dots (18)$$

を最小にするようなゲイン G_k は次式で与えられる。

$$G_k = PC^T \Sigma^{-1} \quad \dots (19)$$

式(19)の P は次式の定常リカッチ方程式の解である。

$$AP + PA^T + \Gamma - PC^T \Sigma^{-1} CP = 0 \quad \dots (20)$$

ただし、式(14)に観測雑音 V を考慮し、式(13)の外乱 W と V とは互いに独立な正規分布に従う白色雑音と仮定する。この場合、式(19)と(20)の F と Σ はそれぞれ W と V の共分散行列である⁽⁴⁾。

なお、本実験におけるデジタル制御系のフィードバックゲインとカルマンフィルタのゲインの設計は、まず連続系で設計した後、離散系に変換する方法を用いた。

3. 実験装置の概要

図2に実験装置を示す。実験装置は定盤の四隅を4台のパッシブ除振部材で支持し、さらに、これらのパッシブ除振部材に並列して4台の上下方向用アクチュエータ部材が配置される。ただし、パッシブ除振部材はアクチュエータ部材よりも内側に位置している。また、定盤には重りと板ばねから構成される機器モデルが取り付けられる。パッシブ除振部材はコイルばねと粘弾性体で構成され、アクチュエータ部材は上側より、ゴム部材、積層型圧電アクチュエータ、高さ調整部材から構成される。定盤はパッシブ除振部材で支持して、アクチュエータ部材のゴム部材が定盤と接触するように、高さ調整部材で調整する。また、サーボ加速度センサを、実験装置の重心位置とおもりの中央位置の水平方向に2点、そして重心の上下変位 z および回転角変位 β を推定するために、機器モデルを挟んで両側の定盤の上下方向に2点設けた。

実験装置の振動特性は、常時微動の床振動に対する実験装置の水平応答の伝達関数から評価した。図3には、実験で得られた振動特性パラメータを数学モデルに適用して求めた振動モードを示す。実験結果と数学

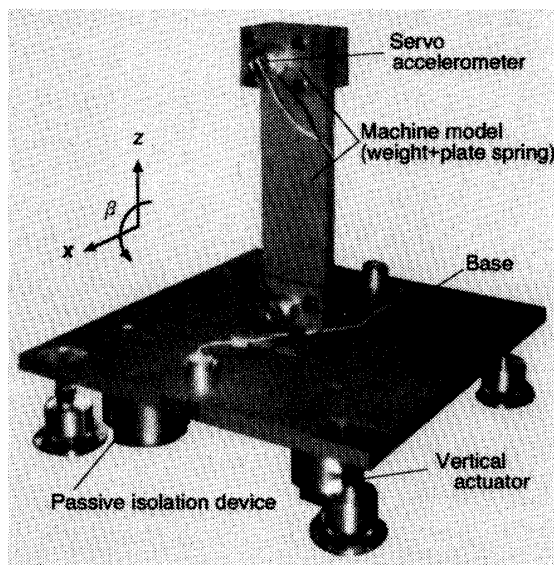


Fig. 2 Experimental model

モデルの振動特性はよい一致が得られている。

次に、式(13)と(14)からなる制御系の可制御性と可観測性について検討した。そのために、マトリックス A , B , C から可制御行列と可観測行列の階数を求めると、前者は6、後者は8となる。このことから、可観測性に関しては、カルマンフィルタによって、すべての状態量を推定できることがわかる。一方、可制御性に関しては、上下方向アクチュエータだけでは、同時には六つの状態量しか制御できないことが示される。しかしながら、本研究では、2点間の水平相対変位を抑制することが目的であり、すべてが制御されなくても問題はない。

図4に圧電アクチュエータを制御するためのコントローラの構成を示す。この図に示されるように、四つの加速度センサの信号は、まず、アナログ式ローパスフィルタ(カットオフ振動数: 200 Hz)に入力され、パ

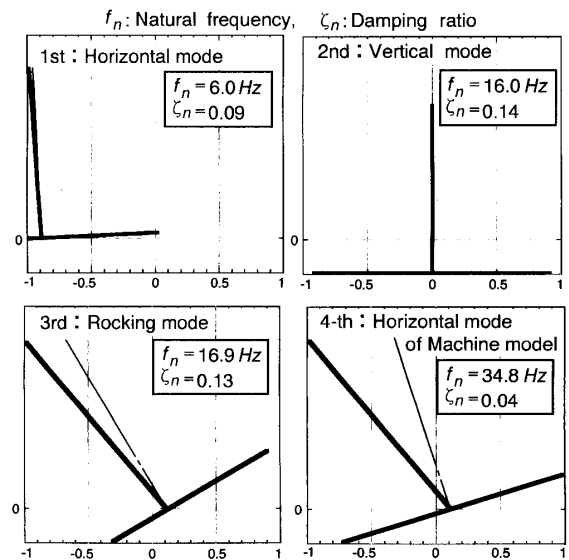


Fig. 3 Vibration modes of noncontrolled analytical model

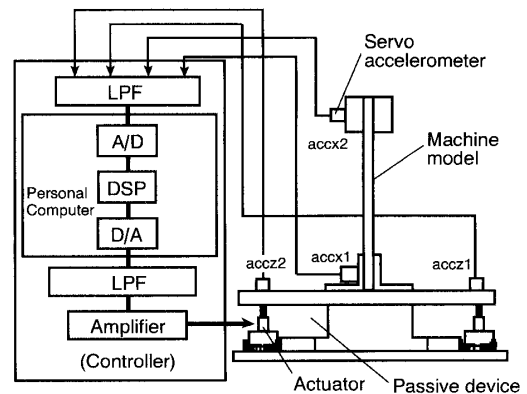


Fig. 4 Schematic illustration of experimental model and control system

ーソナルコンピュータに内蔵された A/D 変換器を経て、DSP(Digital Signal Processor)にロードされた制御アルゴリズムにより、4本の圧電アクチュエータを駆動する制御電圧が時々刻々計算される。この制御電圧は D/A 変換器、上述と同様のローパスフィルタおよびアンプを経て、圧電アクチュエータが制御される。前段のローパスフィルタは観測された加速度信号に含まれる高振動数の雑音成分を除去し、後段のローパスフィルタは D/A 変換器から発生する雑音を除去するものである。なお、本研究では平面四自由度モデルとして実験を行っており、4本のアクチュエータのうち2本ずつは同じ動作をすることになる。

4. 制御アルゴリズム

上述したように、制御アルゴリズムは実験装置に設けた四つの加速度センサからの信号を A/D 変換器により DSP 内に取込み、カルマンフィルタにより状態量 X の各要素である水平、回転および上下方向の変位とそれらの速度、並びに水平相対変位とその速度を推定し、これらの推定値にフィードバックゲイン ($-K$) を乗じることによって、制御電圧を計算する。

図5は A/D 変換器から D/A 変換器までの実験で用いた制御アルゴリズムをブロック線図で示したものである。この図のように、まず、A/D 変換器の 4ch に、サーボ加速度センサにより観測された下部(重心)と上部(重り部)の2点の水平方向および二つの上下方向の加速度信号が入力される。各信号にはサーボ加速度センサの校正値である Gain 1~Gain 4 が掛けられる。さらに、これらの信号を二次系のハイパスフィルタ (HPF 1~HPF 4, カットオフ振動数: 3 Hz, 減衰比: 0.7) に通して、その信号に含まれる長周期成分を除去しておく。これは長周期成分による制御信号の発散を防止するためである。カルマンフィルタは、式

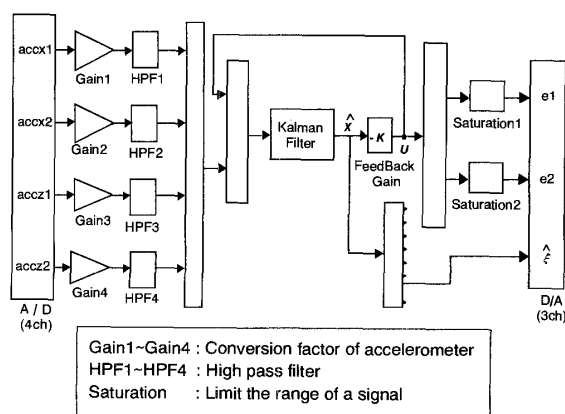


Fig. 5 Block diagram of control algorithm

(17)で示されるように構成されている。すなわち、カルマンフィルタは、観測された加速度信号を入力すると共に、カルマンフィルタの出力である推定された状態量 \hat{X} に、フィードバックゲイン ($-K$) を乗じて得られる制御入力 (ここでは、圧電アクチュエータの制御電圧) をフィードバックすることによって構成される。制御入力 U の二つの制御電圧 e_1 と e_2 は Saturation ブロックを通して上限値と下限値を与えることによって、圧電アクチュエータにある値以上の電圧が加わらないようにしてある。また、このブロック図では、カルマンフィルタで推定された8個の状態量の内、水平相対変位の推定量 $\hat{\xi}$ を取出せるようにしてある。

5. 実験

5.1 実験方法 実験は、(1)床振動のみの定常加振時と、(2)実験装置の周囲を歩行する歩行加振時に対して、制御した場合と制御しない場合の水平相対変位の抑制効果について検討した。また、実験では、最適レギュレータ理論における評価関数[式(16)]の状態量に対する重み行列 Q として、表1に示すように水平相対変位のみにも重み q_{77} を与える場合と、上下変位にも重み q_{33} を与えて、水平相対変位と上下変位を同時に制御する場合についても検討を行った。

なお、実験はサンプリング周波数を 4 000 Hz で行った。

5.2 実験結果と検討 図6と7にはそれぞれ定常加振時と歩行加振時の制御した場合と制御しない場合の水平入力変位に対する水平相対変位の伝達関数の振幅特性を示す。水平入力変位は床上に設けた加速度センサの出力を2回積分して求めたものであり、水平相対変位はカルマンフィルタから得られる推定値を用いた。図6から、制御をしない場合には、6 Hz 成分、15~18 Hz 成分、22~24 Hz 成分、さらに 35 Hz 成分にピークがあり、特に、6 Hz 成分と 15~18 Hz 成分では、水平入力変位に対する水平相対変位の振幅比は 0.15~0.17 となっている。これに対して、水平相対変

Table 1 Weight factor of q_{33} and q_{77}

	q_{33}	q_{77}
Relative displacement control only	0	5×10^{13}
Relative displacement and vertical displacement control	1×10^9	5×10^{13}

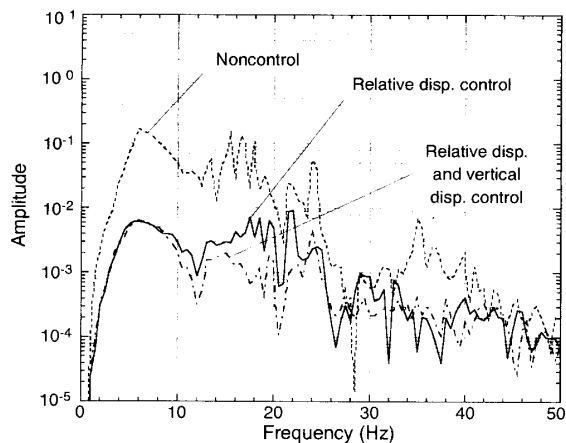


Fig. 6 Characteristics of amplitude against stationary excitation

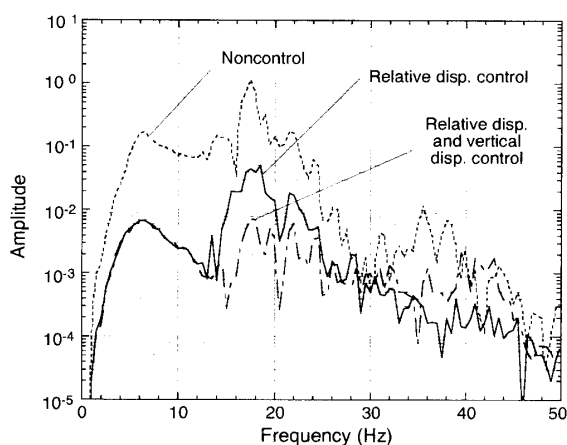
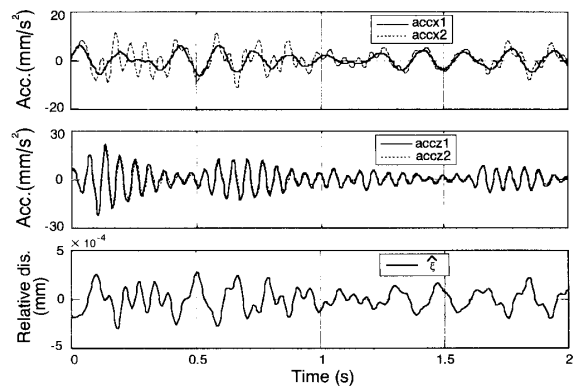


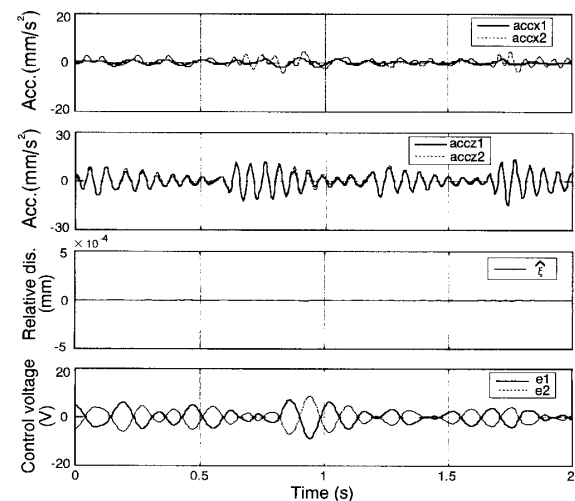
Fig. 7 Characteristics of amplitude against walking excitation

位制御(以下では、簡単のため相対変位制御と略して記述する)を行うと、6 Hz成分で0.006、15~18 Hz成分では0.007となっている。したがって、相対変位制御を行うことにより、制御しない場合に比べて、パッシブ除振系における水平方向の振動モードの固有振動数である6 Hz成分、並びに上下方向の振動モードとロッキング振動モードの固有振動数がある15~18 Hz成分に対して、振幅比は1/30程度まで抑制していることがわかる。また、22~24 Hz成分では少なくとも1/3以下となっており、機器モデルの板ばねが起因する曲げ振動モードの固有振動数である35 Hz成分では1/17の抑制効果が見られる。

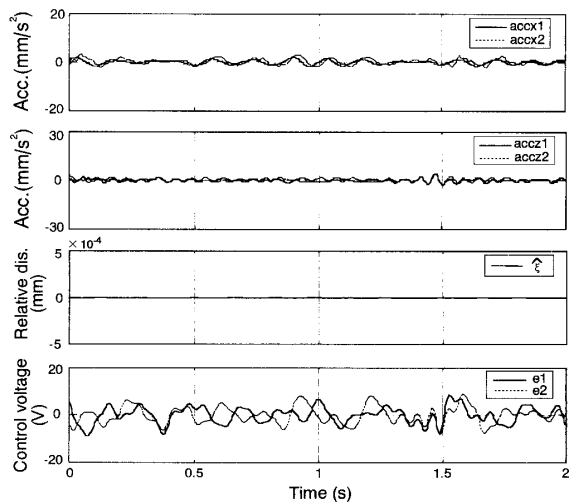
また、図6に示す相対変位制御と上下変位制御とを併用した場合には、6 Hz成分に関しては相対変位制御のみとほとんど変わらないが、パッシング除振系の上下方向と回転方向(ロッキング)の固有振動数がある15~18 Hz成分では、制御しない場合に対して、最大で約1/80の抑制効果が得られる。これは、上下振動



(a) Noncontrol



(b) Horizontal relative displacement control



(c) Both horizontal relative and vertical displacement control

Fig. 8 Responses of experimental results against walking excitation

モードと回転(ロッキング)振動モードの固有振動数が接近しているため、上下振動が起こると回転振動が励起されて、水平方向の相対変位が増加するものと考えられる。したがって、上下振動を制御して回転振動の

励起を抑制することにより、水平相対変位の回転振動の影響による15~18 Hz成分を抑制することが可能である。このことは、歩行加振時の図7において、その効果が顕著に現れている。すなわち、歩行加振時の制御をしない場合の振幅比は、定常加振時に比べて、17.5 Hz成分が10倍ほど増加しているが、相対変位制御のみの場合は制御しない場合に比べ約1/23、相対変位制御と上下変位制御とを併用すると、1/150の効果があることが確認される。

図8には、歩行加振に対する制御をしない場合、相対変位制御の場合および相対変位制御と上下変位制御とを併用した場合の水平絶対加速度($accx1$, $accx2$)、上下絶対加速度($accz1$, $accz2$)、水平相対変位(ξ)、制御電圧($e1$, $e2$)の時刻歴を示す。歩行加振に対する制御しない場合の図8(a)と相対変位制御した場合の図8(b)を比較すると、制御することによって、水平相対変位が大幅に低減していることがわかる。相対変位制御の場合、圧電アクチュエータに入力される制御電圧 $e1$ と $e2$ の時刻歴は逆位相の関係になっており、圧電アクチュエータは定盤をシーソーのように振動させることによって、水平相対変位の振幅を抑制することがわかる。図8(a)において、制御しない場合の二つの水平加速度の低振動成分はほぼ同位相であり、上部の $accx2$ の波形には15, 6 Hzの高振動数成分が大きく乗っている。一方、制御した場合、特に、相対変位制御と上下変位制御をした場合の図8(c)の水平応答加速度を見ると、上部の $accx2$ の波形には、15, 6 Hzの高振動数成分はほとんど見られない。これは、上述したように、上下変位制御を行うことによって、ロッキング振動成分の励起が減少したものと考えられる。しかも、上部の $accx2$ の波形の方が下部の $accx1$ の波形より位相が進んでいることが確認される。このことは、本制御方式が機器モデルの上部を下部よりも若干位相を進ませることにより、この位相進みによる回転成分と、パッシブ除振系の回転成分とをキャンセルさせるためであると考えられる。

また、図8(c)(相対変位制御+上下変位制御)の上下応答加速度の最大値は、図8(b)(相対変位制御)の上下応答加速度の最大値に比べて、1/4以下となっており、上下変位制御の効果が出ていることがわかる。さらに、上下変位制御を行った場合の水平方向の応答加速度 $accx1$ と $accx2$ の最大値も、ロッキング成分が抑制されることによって、相対変位制御のみの場合に比べて1/2以下になっている。図8(c)から、上下変位制御を加えると制御電圧 $e1$ と $e2$ の時刻歴は、相対変位制御のみの場合のような逆位相とはならないことがわかる。

6. 結 言

本研究では、水平運動と回転運動が連成していることを利用して、パッシブ除振部材に並列に設けられた上下アクチュエータにより、床振動に対する高さ方向の2点間の水平相対変位を抑制する制御方式について検討した。本報告では、最適レギュレータとカルマンフィルタとを併用したデジタル制御を適用してモデル実験を実施し、その有効性を明らかにした。特に、水平相対変位のみを制御するよりも上下変位の制御を併用したほうが、水平相対変位におけるロッキング振動成分を抑制できることが分かった。今後は、制御手法の高精度化および三次元化を図りたい。

なお、本研究を遂行するに当たり、ご協力いただいた神奈川工科大学の下郷太郎教授に、感謝の意を表したい。

文 献

- (1) 藤田隆史・ほか5名, 機論, 59-559, C(1993-3), 733-739.
- (2) 安田正志・池田雅夫, 機論, 59-562, C(1993-6), 1694-1701.
- (3) 下郷太郎・ほか2名, 日本AEM学会誌, 3-1(1995-3), 34-39.
- (4) 例えば, 白石昌武, 入門現代制御理論, (1987-11), 啓学出版.