非線形構造物との相互作用を考慮した振動台の制御手法の開発*

(第 3 報, 加速度制御型 MCS 手法による性能向上)

篠原 雄一郎^{*1}, 清水 信行^{*2}梶原 浩一^{*3}, 佐藤 栄児^{*3}Development of Control Method for Shaking Table
Considering Dynamic Interaction with Non-Linear Structures
(3rd Report, Improvement of Tracking Performance
with the MCS Procedure to Acceleration Control)Yuichiro SHINOHARA, Nobuyuki SHIMIZU^{*4},
Koichi KAJIWARA and Eiji SATO^{*4} Department of Mechanical Systems and Design Engineering, Iwaki Meisei University,
5-5-1 Chuodai Iino, Iwaki-shi, Fukushima, 970-8551 Japan

Considering the recent earthquake disasters, Japanese government completed a three-dimensional large-scale shaking table under supervision of National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention in 2005. In order to develop a control method for the shaking table operation, we have been paying attention to the Minimal Control Synthesis (MCS) procedure for applying it to the shaking table. This paper reports the simulation studies of enhancing control procedure for the medium-scale shaking table with a bi-linear specimen. Control simulations were carried out for acceleration type demand signals by means of the designed controller with the MCS procedure. Performance improvement by the Three Variable Control with the MCS procedure is discussed.

Key Words: Shaking Table, Dynamic Interaction, Seismic Motion, Non-Linear Structure, Three Variable Control, Adaptive Control, Minimal Control Synthesis

1. 緒 言

近年の地震災害を契機に, 防災科学技術研究所が建設した実大三次元震動破壊実験施設 (E-ディフェンス) では, 試験体を非弾性領域まで加振可能で, 実用的な制御手法の高度化が望まれている⁽¹⁾.

一般的な振動台の制御課題として, 加速度目標に追従できることや非弾性試験体が積載されても, その影響を低減できる制御手法が要求されている. 加速度に追従できる振動台の制御として, 既に多くの研究⁽²⁾が行われており, その中で変位, 速度, 加速度を組み合わせる 3 変数制御 (Three Variable Control, 以下 TVC) 手法は有効な手法であり, 実用化されている. ただし, これらの手法だけでは, 時間的に特性変動する試験体には不十分であり, 制御の高度化が必要である. また, 最近実験要求の多い非弾性試験体を上

載した振動台制御手法として, 実用化されている逆伝達関数補償⁽³⁾を基礎技術に試験体の特性変動にも対応可能な適応型の制御手法が多く検討されている⁽⁴⁾.

これら背景のもとに著者らは制御手法として, 適応制御の一つである Minimal Control Synthesis (以下, MCS) 手法⁽⁵⁾に着目してきた. そして, 非弾性試験体を上載した小・中型振動台の制御へ適用して, 従来の制御に比べて, 変位目標値の追従性の向上を確認してきた⁽⁶⁾. 次の研究ステップとして, MCS 手法の加速度制御化が残されていた.

そこで本論文では, 非弾性試験体による影響を低減し, 加速度目標に追従できる振動台の制御手法として, 著者らが検討してきた MCS 手法の拡張を行う. 本研究では MCS 手法を加速度化するに当たり, より実用的な方策として実績のある TVC 手法と併用する方法を取った. そして提案する手法が, 非弾性試験体を上載する振動台の時変共振応答時の制御に適しているかどうかを明らかにする.

以下の検討では, まず振動台制御高度化のための方策について述べ, 加速度追従型の制御系として TVC

* 原稿受付 2005 年 3 月 7 日.

^{*1} 正員, 特許機器 (株) (〒110-0016 東京都台東区台東 2-27-7).^{*2} 正員, フェロー, いわき明星大学科学技術学部 (〒970-8551 いわき市中央台飯野 5-5-1).^{*3} 正員, (独) 防災科学技術研究所 (〒673-0515 三木市志染町西亀屋 1501-21).

E-mail: nshim@iwakimu.ac.jp

手法による制御系の設計を行った。次に、MCS 手法を併用したコントローラの設計を行った。さらに、バイリニア型の非弾性特性を持つ試験体が上載する振動台の制御シミュレーションを行った。その結果、TVC 手法に適応型の MCS 手法を併用することで、非弾性試験体と振動台の動的相互作用の影響を低減し、加速度目標値の追従性および回転抑止性能の向上が示された。

2. 論文で用いる記号

$A_a[m^2]$: 加振機ピストン受圧面積, $C_{ai}[m^3/(s \cdot Pa)]$: 加振機の出力流量減少率, $C_i[N \cdot s/m]$: 積層ゴムの粘性減衰定数 $H_m[m]$: 試験体と振動台の合成重心間の高さ, $J_{ap}[N \cdot m]$: 合成重心周りの慣性モーメント, $J_g[N \cdot m]$: テーブル重心周りの慣性モーメント, $J_m[N \cdot m]$: 試験体重心周りの慣性モーメント, $K_a[m^3/Pa]$: 駆動系の剛性定数, $K_{aa}[m^3/(s \cdot mA)]$: サーボ弁の流量ゲイン, $K_{am}[-]$: 比例ゲイン, $K_{ap}[mA/V]$: サーボ増幅器のゲイン, $K_d[V/m]$: 変位-電圧変換係数, $K_i[N/m]$: 積層ゴムのばね定数, $L_g(H_g)[m]$: テーブル重心から加振機取付け位置までの水平 (鉛直) 長さ, $M_{ay}(M_{az})[kg]$: 水平 (鉛直) 方向のテーブル可動部質量, $M_g[kg]$: テーブル質量, $M_m[kg]$: 試験体の可動部質量, $M_y[kg]$: 水平加振機の可動部質量, $M_z[kg]$: 鉛直加振機の可動部質量, $M_{yz}(M_{zy})[kg]$: 水平 (鉛直) 加振機の鉛直 (水平) 方向可動部質量, s : ラプラス演算子

3. 振動台の制御手法

3-1 振動台制御高度化のための方策 図1は3次元振動台の全体構成を示したものである。ここで (6×1) のラベルはベクトル信号の次元, (6×6) のラベルは行列のサイズを表している。

Fig. 1 Block diagram of shaking table system

図中の $G_p(s)$ は6入出力系として、テーブルとそれを加振する8本の加振機 (X軸に2本、Y軸に2本、Z軸に4本) と加振機変位フィードバックによるサーボコントローラ、加振機-テーブル間の変換行列から構成される。さらに自由度コントローラにより、既存の振動台制御システム $G_{aug}(s)$ (Conventional Control system, CCシステムと呼ぶこととする, 6×6 行列) は

テーブルの自由度で制御される。ここで、本研究では自由度コントローラとして次節の TVC 手法を採用している。ただしサーボコントローラや TVC 手法だけでは試験体の非弾性化に伴う影響を十分に補償できないため、制御手法の高度化が必要となる。本研究では、振動台制御の高度化を実現するに当たり、既存の制御系 (図1の点線部分) の外側に新たなコントローラを配置する方策を採用した。

3-2 Three Variable Control 手法

地震波は加速度で観測されることが多いことから、加速度波を忠実に再現できる振動台の制御は重要な課題である。この課題に対して、変位・速度・加速度信号を組み合わせる方法が従来より検討されており、この手法は Three Variable Control 手法 (TVC 手法) と呼ばれる。この制御系の詳細は文献⁽²⁾に譲るが、制御ブロック線図は図2の通りである。図では、制御系として前向きに目標値とさらにその1階積分値の速度, 2階積分値の変位信号を加え、後ろ向きに振動台の加速度と速度, 変位を加えた形となっている。

K_{fd} Disp. Feed-Forward Gain K_{bd} Disp. Feedback Gain
 K_{fv} Vel. Feed-Forward Gain K_{bv} Vel. Feedback Gain
 K_{fa} Acc. Feed-Forward Gain K_{ba} Acc. Feedback Gain

Fig. 2 Block diagram of TVC procedure

図中の6つの制御ゲインは、調整者により経験的に決定され、試行錯誤の作業が多い。そこで著者の一人は、この制御ゲインの決定を比較的容易に行える設計法を提案している。本論文で扱う TVC 手法も、この設計方法によりコントローラの設計を行っている。なお、詳細は文献⁽²⁾を参照されたい。

3-3 Minimal Control Synthesis 手法

Stoten により開発された MCS 手法は、モデル規範型適応制御を理論のベースとしている。特徴として、コントローラの構造が従来の適応制御に比べて、簡単で制御性能およびロバスト性に優れているとされていることである⁽⁵⁾。論文では、振動台上に上載される試験体が非弾性域に入ったときにも、十分に補償可能な高度化された制御手法として採用した。

4. 問題設定

4.1 解析対象 本研究で対象とする振動台は中規模の三次元振動台 (テーブルサイズが5.5[m]×5.5[m], テーブル質量が40[ton]) であり, 計8本 (X方向2本, Y方向2本, Z方向4本) の加振機が電気油圧サーボにより加振される. なお, 本振動台の油柱共振は各方向とも約25[Hz] 近傍に存在する. さらにテーブルに上載する試験体は, 総質量41[ton] のフレーム構造であり, 積層ゴム, 非弾性部材で構成される. 試験体の特徴は, 試験体の一部にバイリニア型の復元力特性を持つ非弾性部材が取付けてある点, 試験体重心位置を上方に配置している点である.

4.2 解析モデル 図3に試験体と振動台との相互作用を表す解析モデルを示す. このモデルは, 試験体-テーブルの水平方向, 鉛直方向, 回転方向を表す平面3自由度 (Y方向, ϕ 方向, Z方向) モデルである. モデル化にあたって, Y方向の2本の加振機を1体にまとめ, Z方向の4本の加振機は, 2本ずつを1体にまとめている. そして, 加振機からの力はテーブルの姿勢によらず, 常に水平および鉛直方向に加わるものとする. また試験体とテーブルの重心間距離 H_m は, 積層ゴムおよび非弾性部材が鉛直方向に変形しないとして, 一定とみなす. 非弾性部材の特性はばね定数 K_m と等価な粘性減衰定数 C_{eq} とする. さらに, テーブルの回転量 ϕ_g は微小であると仮定している.

以下の記号は, 2章で記述された通りである.

Fig. 3 Analytical model

4.2.1 試験体とテーブルの運動方程式 以下の式において, 次のように変数を定義する. y_g, z_g, ϕ_g はテーブルのY, Z, ϕ 方向の変位および角度, f_y, f_{z1}, f_{z2} はY, Z, Z_1, Z_2 加振機それぞれからテーブルに作用する力, f_{rm} は試験体からテーブルに作用する力である.

テーブル水平方向の運動方程式

$$M_{ay} \ddot{y}_g(t) = f_y(t) + f_{rm}(t) - C_{afy} \dot{y}_g(t) \quad (1)$$

ここで, 質量は $M_{ay} = M_g + M_y + M_{zy}$ である.

テーブル鉛直方向の運動方程式

$$M_{az} \ddot{z}_g(t) = f_{z1}(t) + f_{z2}(t) - 2C_{afz} \dot{z}_g(t) \quad (2)$$

ここで質量は $M_{az} = M_g + M_z + M_{yz} + M_m$, 鉛直方向の試験体とテーブルの全重量はバランスシリンダ圧力で釣り合っているとされている.

テーブル回転方向の運動方程式

$$J_{ap} \ddot{\phi}_g(t) = (-f_{z1}(t) + f_{z2}(t)) L_g + H_g f_y(t) + H_m f_{ra}(t) \quad (3)$$

ここで慣性モーメントは, $J_{ap} = J_g + J_m$ である.

試験体の運動方程式

$$M_m \ddot{y}_m(t) = f_{rm}(t) \quad (4)$$

ここで, 試験体から受ける反力は次式となる.

$$f_{rm}(t) = -K_i y(t) - f_k(t) - (C_i + C_{eq}) \dot{y}(t) \quad (5)$$

ただし $y(t) = y_g(t) - y_m(t) + H_m \phi_g(t)$, 非弾性部材からの力 $f_k(t) (= K(y(t)))$ は4.2.3項で定義される.

4.2.2 加振機の基礎方程式 ここでは, 一例としてY方向に関する基礎方程式を示す. 他の加振機 (Z_1, Z_2) についても, 同様である.

以下の式において, 次のように変数を定義する. $i_y(t)$ はサーボアンプへの入力電流, $e_{ay}(t)$ は偏差電圧, $r_y(t)$ は目標値, $q_{sy}(t)$ はサーボ弁の出力流量, $q_{ay}(t)$ は加振機の出力流量, $p_{amy}(t)$ は加振機の差圧である.

サーボアンプの関係式

$$i_y(t) = K_{apy} e_{ay}(t) \quad (6)$$

サーボコントローラの関係式

$$e_{ay}(t) = K_{amy} K_{dy} (r_y(t) - y_g(t)) \quad (7)$$

サーボコントローラは変位比例制御である.

サーボ弁の流量特性

$$q_{sy}(t) = K_{acy} i_y(t) \quad (8)$$

加振機の圧力流量特性

$$q_{ay}(t) = q_{sy}(t) - C_{aly} p_{amy}(t) \quad (9)$$

シリンダに流入する油の連続式

$$K_{ay} \dot{p}_{amy}(t) = q_{ay}(t) - A_{ay} \dot{y}_g(t) \quad (10)$$

加振機の加振力

$$f_y(t) = A_{ay} p_{amy}(t) \quad (11)$$

4.2.3 非弾性部材の方程式 試験体に組み込まれる非弾性部材は, 構造物の一般的な特性であるバイリニア型としている. バイリニアモデル (図4を参照) の各状態における反力 $f_k(t)$ の関係式は以下となる.

状態 (a),(c) のとき

$$f_k(t) = K_1(y(t)), \quad f_k(t) = K_1(y(t)) \pm F_a \quad (12)$$

状態 (b),(d) のとき

$$f_k(t) = K_2(y(t)) \pm F_c \quad (13)$$

K_1, K_2, F_y, F_a, F_c はそれぞれ一次剛性, 二次剛性, 降伏点荷重, 最大荷重, 切片荷重である。なお, K_2/K_1 は剛性低下率 γ と呼ぶ。

ここで, 試験体のパラメータを表 1 に示す。

Fig. 4 Bi-linear model

Fig. 5 Input wave characteristic

Table 1 Parameters of the specimen

Weight and Height	41 [ton], 4.5 [m]
Natural Frequency	5.3 [Hz] (at Elastic region)
Damping Ratio	1.0 [%]
Yield Disp. and Force	0.02 [m], 800 [kN]
Stiffness of Reducing Ratio	$\gamma = 0.38$ [-]

4.3 入力波の特性 振動台に入力する加速度波形として, 試験体为非弾性領域まで加振可能なものを用いる。ここで目標波は図5のような, 3~6[Hz]に卓越した周波数を持つ人工地震波とした。ただし, 目標値はテーブルY方向のみへの入力とし, Z方向と ϕ 方向の目標値は零としている。

5. TVC手法によるコントローラの設計

5.1 低次元化モデルの設定 TVCコントローラを設計するにあたり, プラントを定義する。既存の制御系(図1を参照)において, 入力から出力までの伝達関数を $G_p(s)$ (6×6行列)として, 次式で表す。

$$G_p(s) = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} & \dots & G_{x\psi} \\ G_{yx} & G_{yy} & \dots & G_{y\psi} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{\psi x} & G_{\psi y} & \dots & G_{\psi\psi} \end{bmatrix} \quad (14)$$

ただし, テーブル無負荷時において非対角項の影響は小さいことから, プラントの対角項のみを取出して独立プラント(加速度入出力間の伝達関数)とみなした。低次元化モデルは, 次式のテーブル目標加速度(角加速度)からテーブル応答加速度(角加速度)までの伝達関数で近似した。

$$G_D(s) = P(s) = \frac{m_1 s^2}{s^3 + h_1 s^2 + h_2 s + h_3} \quad (15)$$

ここで D は低次元化モデルの3自由度 ($D = \ddot{y}\ddot{y}, \ddot{\phi}\ddot{\phi}, \ddot{z}\ddot{z}$) である。上式の $m_1, h_1 \sim h_3$ は, 3次遅れ系で近似したときの多項式の係数であり, 同定実験から求めた。

図6は3自由度の低次元化モデルにおける, 加速度入出力間の伝達関数のゲイン線図である。図の左より $G_{\ddot{y}\ddot{y}}, G_{\ddot{\phi}\ddot{\phi}}, G_{\ddot{z}\ddot{z}}$ の特性となっている。前述のように, 今回扱う振動台には, 既に変位比例制御によるサーボコントローラで構成されている。なお図は示さないが, 変位入出力間の伝達関数はローパスフィルタ特性と同様の特性となっている。

Fig. 6 Transfer function of reduced model

以下の設計では, 独立プラント $G_{\ddot{y}\ddot{y}}$ に対して分散型コントローラ $C_{\ddot{y}\ddot{y}}$, 同様に $G_{\ddot{\phi}\ddot{\phi}}$ に対して $C_{\ddot{\phi}\ddot{\phi}}$, $G_{\ddot{z}\ddot{z}}$ に対して $C_{\ddot{z}\ddot{z}}$ の3自由度に設計した。

5.2 コントローラの構成 本論文では, 振動台の加速度制御として TVC 手法をベースにしている。TVC 手法のブロック線図は図2に示されるが, 次の図7のように等価変換したブロック線図により制御系の設計を行う。図中の $H(s), L(s)$ は, 3次のハイパスフィルタ, 2次のローパスフィルタであり, $\omega_1 \sim \omega_5$ はそれぞれのフィルタの角周波数である。また $s^2 R(s), s^2 X(s)$ は, それぞれ入力加速度 $\ddot{y}$, 応答加速度 $\ddot{x}$ のラプラス変換である。

また $K_{fv}(s), K_{bv}(s)$ は, 等価変換されたフィードフォワードおよびフィードバックコントローラであり, 次式で表される。ここで各制御ゲインは, 図2の図中で定義される通りである。

$$K_{fv}(s) = \frac{(K_{fa} + K_{ba})s^2 + (K_{fv} + K_{bv})s + (K_{fd} + K_{bd})}{s^2}$$

$$K_{bv}(s) = \frac{K_{ba}s^2 + K_{bv}s + K_{bd}}{s^2} \quad (16)$$

$$(17)$$

Fig. 7 Equivalent TVC block diagram

5.3 フィードバックパラメータの決定 まず、制御系の安定性に関わるフィードバックパラメータ $K_{bv}(s)$ を決定する。またフィードフォワードパラメータ $K_{FV}(s)$ は安定性に関与せず、設計の自由度が $K_{bv}(s)$ よりも高いため、 $K_{bv}(s)$ を決定後に設計することにした。最初に $K_{FV}(s) = K_{bv}(s)$ として、設計する。ここで、ハイパスとローパスを含むフィルタと TVC コントローラを組み合わせた伝達関数 $C_b(s)$ は、次のようになる。

$$C_b(s) = K_{bv}(s) \cdot H(s) \cdot L(s) = \frac{n_1 s^3 + n_2 s^2 + n_3 s}{s^5 + k_1 s^4 + k_2 s^3 + k_3 s^2 + k_4 s + k_5} \quad (18)$$

上式の $k_1 \sim k_5$, $n_1 \sim n_3$ は、各フィルタを結合後に展開したときの多項式の係数である。このことから、閉ループ系の伝達関数は

$$G_{clb}(s) = \frac{s^2 X(s)}{s^2 R(s)} = \frac{(n_1 s^3 + n_2 s^2 + n_3 s) \cdot m_1 s^2}{D(s)} \quad (19)$$

となる。ここで $D(s)$ は、以下の特性多項式である。

$$D(s) = (s^5 + k_1 s^4 + k_2 s^3 + k_3 s^2 + k_4 s + k_5) \cdot (s^3 + h_1 s^2 + h_2 s + h_3) + (n_1 s^3 + n_2 s^2 + n_3 s) \cdot m_1 s^2 \quad (20)$$

よって、閉ループ系の分母次数は8次である。今回の設計では、全系の極 $p_1 \sim p_8$ を配置する。

$$D(s) = \prod_{i=1}^8 (s - p_i) = \sum_{i=0}^8 \lambda_i s^{(8-i)}, \quad \lambda_0 = 1 \quad (21)$$

そして、上の多項式を展開した係数 $\lambda_0 \sim \lambda_7$ と式 (20) の係数を比較する。比較する係数は、 $\lambda = \{1, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6, \lambda_7, \lambda_8\}^T$, $k = \{1, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, n_1, n_2, n_3\}^T$ として次式で関係付けられる。

$$\lambda = D k \quad (22)$$

この行列 D は特異でなく、逆行列をとることにより、TVC コントローラの係数ベクトル k が求められる。

$$k = D^{-1} \lambda \quad (23)$$

5.4 フィードフォワードパラメータの決定

次に $K_{FV}(s) \neq K_{bv}(s)$ として、フィードフォワードパラメータ $K_{FV}(s)$ を決定する。このパラメータは式 (19) の分子多項式であり、閉ループ系の安定性に関与しないので、2つの零点 p_{f1} , p_{f2} と閉ループ伝達関数の定数ゲイン K_G により周波数整形する。よって、フィードバックおよびフィードフォワードを含めた、閉ループ系の伝達関数は

$$G_{cl}(s) = \frac{s^2 X(s)}{s^2 R(s)} = \frac{K_G \cdot s(s - p_{f1})(s - p_{f2}) \cdot m_1 s^2}{D(s)} \quad (24)$$

である。なお定数ゲイン K_G は、閉ループ伝達関数のゲインが 0[dB] になるように決定する。ここでは紙面の都合上、詳細は記述しない。文献⁽²⁾を参照されたい。

5.5 制御系の設計

上の設計手順に基づき、最終的に TVC コントローラを決定した。なお性能目標として、閉ループ伝達関数のカットオフ周波数が 10 [Hz] となるように設計した。

設計された TVC 手法による制御系の性能を調べるため、閉ループ伝達関数で評価する。図8にテーブル目標加速度(角加速度)とテーブル応答加速度(角加速度)間の閉ループ伝達関数を示す。点線はテーブル無負荷時の特性、実線は試験体上載時の特性である。図中の上段左より $\ddot{y}-\ddot{y}$ 間、 $\ddot{y}-\ddot{\phi}$ 間、 $\ddot{\phi}-\ddot{\phi}$ 間、 $\ddot{z}-\ddot{z}$ 間の伝達特性 T である。

Fig. 8 Transfer function of closed loop with TVC procedure

ここで、試験体のばね定数はバリエーション型の復元力特性の一次剛性と置いて線形系とみなし、試験体積載による伝達関数の変化を調べている。本論文では省略するが、非弾性試験体積載による影響は弾性試験体積載の場合より、ゲインの落ち込みが浅いものとなる。

図 T_{yy} の結果より、無負荷時では目標とする特性を実現できていることがわかる。しかし、試験体の積載により 5[Hz] 付近でゲインが落ち込むことから、目標値追従性の劣化が確認できる。また試験体の重心を上

方に配置しているため、回転による影響を受けてることわかる ($T_{\phi\phi}$, $T_{\dot{y}\phi}$ 間の特性)。

以上のことから、TVC 手法のみの振動台制御系では弾性試験体積載による性能劣化が見られる。この影響は時変共振応答する非弾性試験体の場合でも同様であり、制御としては試験体の特性変動に積極的に対処する方法が必要となる。そこで、次章では TVC 手法と MCS 手法を併用した制御系を検討する。

6. MCS 手法を併用したコントローラ的设计

6.1 設計の方針 以下で、加速度追従型の制御系として TVC 手法と MCS 手法の併用について検討する。今回、高度化の制御として MCS 手法を併用する理由は、既存のコントローラを変更することなく外付けのコントローラとして配置できる点、非弾性試験体などの特性変動があっても、コントローラの特性を変化させて対応できる点である。また制御性能については、Y 方向では目標値追従特性、 ϕ 方向では外乱抑圧特性を評価する。

本論文では検討する制御手法として、Y 方向のみに MCS 手法を併用した手法 (以下、TVC+MCS(Y)) および Y 方向と ϕ 方向に独立に MCS 手法を併用した手法 (以下、TVC+MCS(Y, ϕ)) の 2 ケースを採用した。さらに制御性能の比較のため、加速度制御として TVC 手法 (以下、TVC) の 2 手法 (3 ケース) を比較する。なお Z 方向については、試験体は鉛直方向に弾性振動しないものとして扱っているため、試験体による影響は小さいと考えて、MCS 手法を併用せず TVC のみをコントローラとして採用した。

6.2 MCS アルゴリズム MCS アルゴリズムの概要を以下に示す。なお、詳細な説明は文献⁽⁵⁾に譲る。ここでは、一般的な SISO(Single Input-Single Output) システムを扱う。プラントの状態方程式を次式のようにおく。ただし、 $d(t)$ は外乱である。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + d(t) \quad (25)$$

また、規範モデルの状態方程式は次式である。

$$\dot{x}_m(t) = A_m x_m(t) + B_m \ddot{r}(t) \quad (26)$$

MCS の制御信号 $u_{mcs}(t)$ は次式で与えられる。

$$u_{mcs}(t) = \delta K(t)x(t) + \delta K_R(t)\ddot{r}(t) \quad (27)$$

ここで適応則として、比例・積分形要素を選んでいる。

$$\delta K(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) x^T(t) d\tau + \beta y_e(t) x^T(t) \quad (28)$$

$$\delta K_R(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) \ddot{r}^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) \ddot{r}^T(t) \quad (29)$$

さらに、適応則に掛ける重み α , β は

$$\alpha = [0, \dots, 0, \alpha_n], \quad \beta = [0, \dots, 0, \beta_n] \quad (30)$$

のようにベクトル重みとしている。ここで α_n , β_n はプラントに応じて設定する定数である。ただし、 y_e は次式で決定される。

$$y_e(t) = Px_e(t) \quad (31)$$

上式の P は、次の Lyapunov 方程式の正実解である。

$$PA_m + A_m^T P = -Q \quad (32)$$

規範モデルは、1 次の低域通過フィルタとした。

$$G_m(s) = \frac{\omega_m}{s + \omega_m}, \quad \omega_m = 2\pi f_m \quad (33)$$

6.3 コントローラ的设计 TVC 手法に MCS 手法を併用した制御系は、図 9 のブロック線図となる。図中、点線部分が加速度制御化された TVC コントローラと制御対象の振動台で構成される系である。なお、図は 1 方向に対するブロック線図である。ここでは、MCS 手法併用による性能目標として、 $G_{\dot{y}\dot{y}}$, $G_{\phi\phi}$, $G_{\ddot{z}\ddot{z}}$ の伝達特性が 10 [Hz] 以下の周波数帯域で目標値に追従すること、 $G_{\dot{y}\phi}$ の伝達特性においてはできる限り回転の影響を抑制することとした。

Fig. 9 Block diagram of MCS controller for extended plant

設計は次のように行われる。(a) TVC を含めた拡大プラントの設定 (式 (15)), (b) 目標とする規範モデルの選定 (式 (33)), (c) 適応則の決定 (式 (28), (29)), (d) 適応重みの調整 (式 (30)), (e) コントローラの安定化対策。適用にあたり、次のことが懸念事項である。(b) の事項は、(a) において拡大プラントはサーボコントローラと TVC 手法により既に周波数整形されているため、規範とするモデルはローパスフィルタの特性にした。(e) の事項は、時変制御ゲインの場合、最も懸念されることである。この対策として、適応機構がノイズ等により過敏に反応しないように不感帯⁽⁷⁾を付加している。これらの変更により、制御性能が大幅に

劣化することや、不安定化をまねかないことは事前のシミュレーションで確認している。

以上の設計手順によりまず Y 方向に対してコントローラを設計した。そして、TVC 手法のみのケースに比べて MCS 手法を併用することの有効性を確認した後、 ϕ 方向のコントローラを設計した。最終的に選定した設計パラメータは表 2 となった。

Table 2 Parameters of MCS procedure

Adaptive gain	Y -dir. ϕ -dir.	$\alpha_{y1}=8, \beta_{y1}=0.8$ $\alpha_{\phi1}=5, \beta_{\phi1}=0.5$
Positive number	Q_y, Q_ϕ	50, 50
Reference model	$f_{my}, f_{m\phi}$	15, 10 [Hz]
Dead Zone	Y -dir. ϕ -dir.	$\pm 1.0 \times 10^{-2}$ [m/s ²] $\pm 1.0 \times 10^{-3}$ [rad/s ²]

7. 制御シミュレーション

前章で検討した制御手法の有効性を示すため、シミュレーションを行う。採用したコントローラは TVC, TVC+MCS(Y), TVC+MCS(Y, ϕ) の 2 種類 (3 ケース) である。目標波は、テーブル Y 方向に図 5 の人工地震波 (継続時間 50[s]) を入力した。

図 10 は、人工地震波加振に対する時刻歴応答である (13~16[s] を拡大している)。図の (a) は上段が TVC のテーブル加速度の目標値と応答値、中段が TVC+MCS(Y)、下段が TVC+MCS(Y, ϕ) の目標値と応答値である。図中、点線が目標値、実線が応答値である。

図より、TVC では目標値に対して、応答が全体的に追従しておらず、特に降伏点変位を越える 15[s] 付近では、振幅だけでなく位相もずれている。それに対して TVC+MCS(Y) と TVC+MCS(Y, ϕ) では、目標値と応答値が良く一致していることがわかる。図中には、目標値と応答値の差であるエラーの RMS 値を併記している。この結果からも、TVC のエラー (233.1[m/s²]) に対して TVC+MCS のエラー (123.3, 128.2[m/s²]) であることから目標値追従性が向上した。

次に、図 (b) は上・中段がそれぞれ、MCS 手法の適応フィードフォワードゲイン、適応フィードバックゲイン (いずれも Y 方向コントローラのゲインである。 ϕ 方向は、フィードフォワードゲインが 1 となり、フィードバックゲインは Y 方向と同様な動作を行う) の時刻歴応答である。図の下段は、試験体とテーブルの相対変位である。図中の降伏点変位は、これを越えると試験体は非弾性領域に入ったことを示している。図より、特に降伏点変位を越えた付近において、ゲイ

(a) Reference and responses

(b) Adaptive gains and inelastic level of disp. responses

(c) Table angle

Fig. 10 Time history responses

ンが反応している様子がわかる。

さらに図 (c) では、外乱抑圧性能を評価するため、テーブルの応答角度を示している。図中、上段より TVC, TVC+MCS(Y), TVC+MCS(Y, ϕ), それぞれのテーブル応答角度である。図より、TVC+MCS(Y) では TVC よりも応答角度が大きくなり (RMS 値が 3.90 から 5.16[deg] に増加), 外乱抑圧性能が劣化している。これに対して、TVC+MCS(Y, ϕ) のように ϕ 方向にも MCS 手法を併用することで、水平方向の目標値追従性のみでなく、外乱抑圧性能 (RMS 値が 2.27[deg] に低減) も向上したことが示された。

次に、周波数帯域での性能を調べるため、加速度応答スペクトルを図 11 に示す。(a) は TVC の結果、(b) は TVC+MCS(Y) の結果、(c) は TVC+MCS(Y, ϕ) の結果である。図中、点線は目標値、実線は応答値を表している。図 (a) より、TVC 手法のみでは試験体の固有振動数の 5[Hz] 以降、スペクトルが一致していないのに対して、図 (b) および図 (c) では TVC 手法に

MCS 手法を併用する手法の方が、良くスペクトルが一致していることを確認できる。

(a) TVC

(b) TVC+MCS(Y) (c) TVC+MCS(Y, φ)

Fig. 11 Acceleration response spectrum

8. 結 言

本論文では、試験体の非弾性化にも対応可能な振動台の制御手法の高度化として、従来の加速度制御手法に適応型の MCS 手法を併用することを検討した。結論は、以下の通りである。

1. 加速度制御の代表的手法である TVC 手法にて振動台制御のコントローラを設計した。ただし、この手法のみでは試験体の影響により制御性能の劣化が確認された。
2. そこで試験体の影響を補償する制御として、MCS 手法の加速度化を行った。上の TVC 手法と併用する制御系を考案し、コントローラを設計した。
3. 非弾性試験体が上載する振動台の制御シミュレーションを行った。その結果、提案する手法は、試験体の共振応答時においても、加速度目標値の追従性および回転抑止性能ともに向上することを示した。

したがって、非弾性試験体と振動台との相互作用を低減できる制御として MCS 手法を併用した方法は適していることが確認できた。本研究の最終目標は、E-ディフェンスのような超大型の振動台を想定した制御

手法の開発である。そこで、今後はこのような大型の振動台を想定したシミュレーションを行い、本手法の有効性を確認する予定である。

謝 辞

本研究の一部は、科学技術振興調整費による総合研究「構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関する研究」として行われたものである。研究遂行においては、東京農工大学大学院 田川泰敬教授、Bristol 大学 D.P.Stoten 教授に貴重なご助言を頂いた。またデータ解析において、いわき明星大学大学院 矢吹秀人君のご協力を得た。関係各位にお礼申し上げる。

文 献

- (1) Ogawa,N., Ohtani,K., et al., Development of Core Technology for 3-D 1200 Tone Large Shaking Table, *12th World Conference on Earthquake Engineering*, (2000), No.2156.
- (2) Kajiura,K., Sato,E., et al., Design Procedure of Three Variable Control by Acceleration Feedback for Shaking Table Control, *Dai 4kai Kozoubutsu no Hakaikatei Kaimei ni Motozuku Jishin Bosaisei Kogyo ni Kansuru Symposium Ronbunshu (Proceedings of the 4th Symposium of the Project of Enhancement of Earthquake Performance of Infrastructures Based on Investigation into Fracturing Process)*, (2003-3), 53-58(in Japanese).
- (3) Yasuda,C., Fujita,K., et al., Acceleration Wave Form Control of Electric-Hydraulic Seismic Simulator (1st Report), *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A(Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers), Series C*, **57**-536, (1991), 1213-1220.
- (4) Dozono,Y., Horiuchi,T., et al., Improvement of Shaking-Table Control with Adaptive Filter (1st Report), *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A(Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers), Series C*, **67**-664, (2001), 3801-3807.
- (5) Stoten,D.P., *Model Reference Adaptive Control of Manipulators*, (1990), Research Studies Press.
- (6) Shinohara,Y., Shimizu,N., et al., Experimental Study on Shaking Table Control Using Adaptive Control, *The American Society of Mechanical Engineers, Proceedings of Pressure Vessel and Piping Conference*, **486**-2, (2004-7), 209-216.
- (7) Peterso,B.B., Narendra,K.S., Bounded Error Adaptive Control, *Transactions of IEEE, Automatic Control*, **29**-6, (1982), 1161-1168.
- (8) Stoten,D.P., Gomez,E., Recent applications : Results of adaptive control on multi-axis shaking tables, *Proceedings of the 6th SECED Conference*, **26**-27, (1998), 381.