

非線形試験体の影響を考慮した 中型三次元振動台の適応制御

篠原 雄一郎¹・清水 信行²・佐藤 栄児³・梶原 浩一⁴・高井 茂光⁵

¹大学院生 いわき明星大学大学院 理工学研究科 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

²工博 いわき明星大学教授 理工学部 機械工学科 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

³工修 独立行政法人 防災科学技術研究所 総合防災研究部門 (〒305-0006 茨城県つくば市天王台3-1)

⁴工博 独立行政法人 防災科学技術研究所 総合防災研究部門 (〒305-0006 茨城県つくば市天王台3-1)

⁵工修 西松建設株式会社 技術研究所 建築技術研究課 (〒243-0303 神奈川県愛甲郡愛川町中津字4054)

The Hyogo-ken Nanbu earthquake disaster occurred in Kobe area of Japan in 1995. Considering the lessons learned from the disaster, National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention (NIED) is now constructing a three-dimensional full scale earthquake testing facility (E-defense). In order to develop a useful operation and control method for the large scale shaking table, we have proposed an operation and control method for a small shaking table and the method have been tested by the small shaking table. The research moves on to a medium scale shaking table owned by Nishimatsu Construction Company. In this paper, the characteristics of the three-dimensional medium scale shaking table of Nishimatsu Construction Co. with a non-linear structure is identified and tested with the conventional and the Minimal Control Synthesis (MCS) methods. The efficacy of the MCS algorithm is proved by the experiment and simulation.

Key Words : Shaking Table, Non-linear Structure, Adaptive Control, Minimal Control Synthesis

1. 緒言

建築・土木構造物や機械プラントなどの耐震試験に広く用いられる振動台は、近年の耐震性向上のために重要な役割を果たしている。特に、兵庫県・南部地震以降、構造物の動的破壊まで踏み込んで耐震設計することが今後の耐震試験に要求されるようになってきた。このような耐震試験の要求から、独立行政法人 防災科学技術研究所では実大三次元震動破壊実験施設(E-ディフェンス)の建設を進めている¹⁾。

この振動台を用いた耐震実験では、過去に起きた地震動を再現する性能が要求され、実大構造物の破壊実験を目的としている。しかし、動的破壊実験を設計目標として建設された大型の振動台は過去に例がない。このような実験では、構造物の振動特性が時間とともに変化するため、より高度な振動台制御技術の開発が望まれる。

振動台の制御では、試験体上載のテーブルの動きを地震波のような不規則な波形にいかにつ追従させるかが重要であり、これまでに多くの研究がなされている。例えば、試験体の振動特性が線形の場合、逆伝達関数補償²⁾が実用化されている。ところが、近年実験要求の多い弾塑性挙動を示す非線形性の強い試験体では、塑性化の事前予測が困難なため、従来の制御手法では十分な補償効果が得られない。

このような要求に応える可能性のある方法として、

各種試験体の不確定な特性を変動とみなして、この影響を受けにくい制御系を設計するロバスト制御、あるいは試験体の特性変動に応じてコントローラ特性を積極的に変化させる適応制御などがある。著者らは、適応制御手法の一つである Minimal Control Synthesis(以下、MCS)手法に注目し、小型振動台の制御手法として本手法を適用し、模擬地震波入力に対して目標値追従性が向上することを実験で確認してきた³⁾。そして今回、中型三次元振動台を用いた研究として、既報⁴⁾の同定実験の結果を踏まえ、加振制御手法の実証実験を行うことになった。本実験では、試験体として非線形特性を示すものを振動台に上載した⁵⁾。そして、その試験体が振動台に及ぼす動的相互作用の影響を低減するために有効な制御手法^{6),7)}を検討し、加振実験を行った。検討した MCS 手法は、試験体の強非線形(大変形、破壊過程)での加振を適用目標とし、具体的には試験体の非線形特性による影響を抑制する効果が期待できる。

そこで本論文では、振動台に上載する試験体の影響を低減でき、目標波形に良く追従する振動台制御手法の候補として MCS 手法を考え、この手法が非線形試験体を上載する振動台の制御に適しているか否かを明らかにする。以下の検討では、構造物の破壊挙動を模擬した試験体を上載した振動台の制御を扱う。まず、振動台および試験体の同定を行い、1次元2自由度の解析モデルを構築した。

ここでは、試験体の非線形特性は等価線形化法により線形近似している。次に、この非線形試験体と振動台の動的相互作用を低減するための制御手法の候補として MCS 手法を採用し、これを基に中型三次元振動台を用いた水平 1 軸の加振実験を行った。その結果、MCS 手法は従来の変位比例制御に比べ、非線形試験体と振動台の動的相互作用を低減できることが示された。

2. 主な記号

A_d [m²] : 加振機ピストン受圧面積, C_{af} [Ns/m] 加振機の粘性減衰定数, K_a [m³/Pa] : 駆動系の剛性を表す定数, K_{am} [-] : 制御系のゲイン, 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_{ac} [m³/(s×mA)] : サーボ弁の流量ゲイン, C_{al} [m³/(s·Pa)] : 加振機の出力流量減少率, M_a [kg] : テーブル可動部質量, $K_1(K_2)$ [-] : 1次(2次)遅れ要素のゲイン, $\omega_1(\omega_2)$ [rad] : 1次(2次遅れ)要素の角振動数, ζ [-] : 2次遅れ要素の減衰比, u_g [V] : 入力電圧, y_g [m] : テーブル変位, ϕ_g [rad] : テーブル角度, y_{m1} [m] : 試験体絶対変位, u_{m1} [m] : 試験体相対変位, M_{m1} [kg] : 試験体可動部質量, K_{m1} [N/m] : 試験体のばね定数, C_{m1} [Ns/m] : 試験体の粘性減衰定数, H_{m1} [m] : 試験体の重心までの高さ, K_{eq} [N/m] : 弾塑性部材の等価ばね定数, C_{eq} [Ns/m] : 弾塑性部材の等価粘性減衰定数, H_{eq} [%] : 弾塑性部材の等価減衰比, μ [-] : 弾塑性部材の剛性低下率, J_s [N·m] : 合成重心まわりの慣性モーメント, J_g [N·m] : テーブルの重心まわりの慣性モーメント, J_{m1} [N·m] : 試験体の重心まわりの慣性モーメント

3. 実験装置

(1) 振動台

本研究は、西松建設株式会社所有の中型三次元振動台を用いて行った。振動台と試験体の全景を図-1に、振動台の仕様を表-1に示す。

表-1 振動台の仕様

テーブルサイズ	5.5[m]×5.5[m]
試験体搭載重量	最大:65 [tonf], 定格30 [tonf]
最大変位	X,Z:±200[mm], Y:±500[mm]
最大速度	X,Z:±100[cm/s], Y:±150[cm/s]
最大加速度	X,Y,Z:±2.0[G]
駆動方式	電気油圧式サーボ

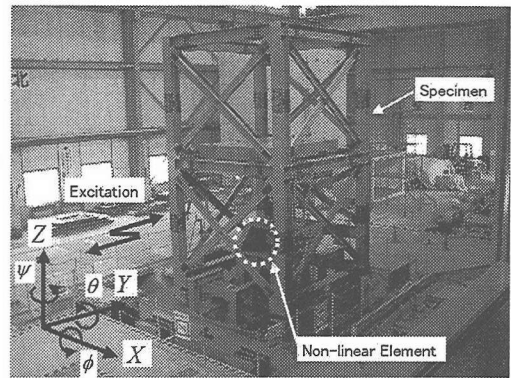


図-1 実験装置全景

(2) 試験体

実験に用いた試験体は、試験体の影響を低減する振動台加振・制御手法を開発する目的で、新たに製作された⁵⁾。その構造は高さ7.3[m]、質量約41[ton]の3層フレーム構造からなり、試験体取り付け部の4隅は積層ゴムで支えられている。さらに、この試験体は破壊挙動を模擬し、かつ繰り返し使用可能な形式を取るため、試験体の一部分に弾塑性部材で結合されている。

この試験体が振動台に与える影響として、弾塑性部材の加振による塑性化により、この影響が非線形効果としてテーブル上の応答波形を乱す点、比較的重心位置を上部に配置しているため転倒モーメントにより振動台に回転運動が誘発する点があげられる。

(3) 振動台システム

振動台全体の構成は図-2のようになる。振動台はサーボコントローラ、油圧アクチュエータ、テーブルから構成されている。ここで網掛け部の入力から出力までの伝達関数を $G_0(s)$ とする。制御対象となる図中の点線部は、変位フィードバックを含めた振動台の制御系 $G_f(s)$ であり、今回はさらにその外側に新たなコントローラを追加する方式を取る。

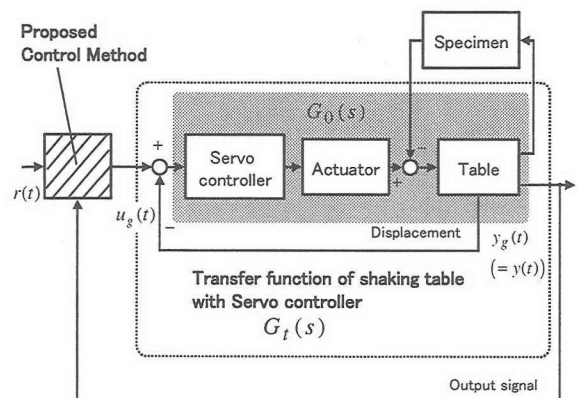


図-2 振動台システムのブロック線図

4. モデリング

(1) 振動台モデル

振動台に関する基礎方程式⁴⁾より，入力電圧 $u_g(t)$ からテーブル変位 $y_g(t)$ までの伝達関数 $G_0(s)$ は，次のような3次遅れ系になる．

$$G_t(s) = \frac{K_{am}K_{ap}K_{ac}K_dA_a}{M_aK_a} \frac{1}{s^3 + \frac{(C_{al}M_a + K_dC_{af})}{M_aK_a}s^2 + \frac{(C_{al}C_{af} + A_a^2)}{M_aK_a}s + \frac{K_{am}K_{ap}K_{ac}K_dA_a}{M_aK_a}} \quad (1)$$

ここで $U_g(s)$ ， $Y_g(s)$ は $u_g(t)$ ， $y_g(t)$ のラプラス変換である．式(1)の3次遅れ系の特性は，1次遅れ要素と2次遅れ要素の結合として次式のように記述できる．

$$G_t(s) = \frac{K_1K_2\omega_1\omega_2^2}{(s+\omega_1)(s^2+2\zeta\omega_2s+\omega_2^2)} \quad (2)$$

(2) 解析モデル

ここでは，振動台と試験体との相互作用を表すモデルとして，建物のスウェイ・ロッキング振動より解析モデルを導出した．解析モデルを図-3に示す．これは，試験体のせん断方向，テーブルの並進方向とテーブル重心まわりの回転運動を表す1次元2自由度のモデルである．ただし，このモデルでは試験体構成要素の一部である弾塑性部材は後述より等価的に線形系と近似している．

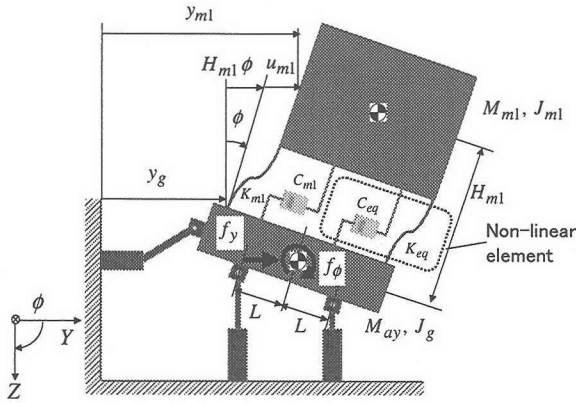


図-3 解析モデル

試験体に関する方程式

$$M_{m1}\ddot{y}_m = -(K_{m1} + K_{eq})(y_{m1} - y_g - H_{m1}\phi_g) - (C_{m1} + C_{eq})(\dot{y}_{m1} - \dot{y}_g - H_{m1}\dot{\phi}_g) \quad (3)$$

テーブルの並進に関する方程式

$$M_{at}\ddot{y}_g = -(K_{m1} + K_{eq})(y_g - y_{m1} + H_{m1}\phi_g) - (C_{m1} + C_{eq})(\dot{y}_g - \dot{y}_{m1} + H_{m1}\dot{\phi}_g) + f_y \quad (4)$$

テーブルの回転に関する方程式

$$J_s\ddot{\phi}_g = -M_{m1}H_{m1}\ddot{y}_{m1} + Lf_\phi, \quad J_s = J_g + J_{m1} \quad (5)$$

さらにテーブルが油圧アクチュエータから受ける力は並進方向が式(6)，回転方向が式(7)である．

$$f_y = A_{ay}P_{amy} - C_{afy}\dot{y}_g \quad (6)$$

$$f_\phi = A_{a\phi}P_{a\phi} - C_{af\phi}\dot{\phi}_g \quad (7)$$

5. 振動台システムの同定

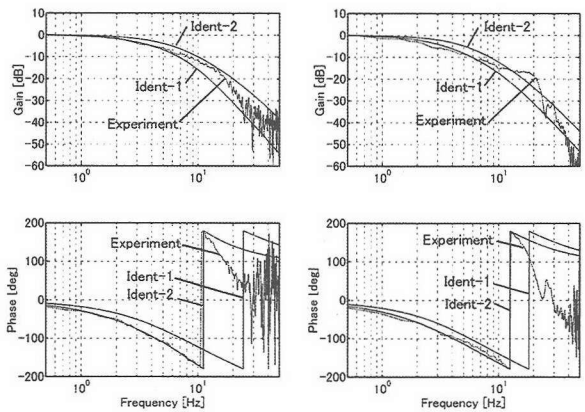
(1) 振動台の同定

既報⁴⁾では，本振動台の同定実験を行い，その実験結果をもとに伝達関数によるモデル化を行った．具体的には，推定された周波数応答の結果より，その特性に一致ように式(2)のパラメータを調整し，振動台の伝達関数モデルを得た．

今回は既報のパラメータ(Ident-1)と次のパラメータ(Ident-2)の2つを検討する．図-4に各軸方向の伝達関数の同定結果を示す．図中，点線はテーブル入力変位(角度)からテーブル変位(角度)までの周波数伝達関数のFFT法による推定値である．また，実線が伝達関数モデルによる2種類の同定結果である．図-4より，Ident-1ではゲイン特性は高周波数帯域になるほど実験結果と合わなくなるが，位相特性は10[Hz]まで良好である．一方，Ident-2ではゲイン特性には実験結果とほぼ合うが，位相特性が異なってくる．調整パラメータを表-2に示す．

表-2 振動台の同定パラメータ

	Y-axis		ϕ -axis	
	Ident-1	Ident-2	Ident-1	Ident-2
$\omega_1 = 2\pi f_1$	3.0	5.2	2.8	2.0
$\omega_2 = 2\pi f_2$	9.0	17	10	45
ζ	0.8	1.2	1.0	1.3



(a) 水平 Y 方向

(b) 回転 ϕ 方向

図-4 振動台の同定結果(無負荷)

(2) 試験体の同定実験

検討する解析モデルは，試験体の特性も含めて線形系で扱う．試験体構成要素の一部である弾塑性部材は，加振レベルによって応答が異なるため非線形な挙動を示す．このような非線形性は，試験体の線形近似パラメータの同定を難しくしているが，ここでは既に理論として確立している等価線形化法⁸⁾を用いて，試験体のパラメータ同定を行う．図-5はバイリニア型の復元力特性である．等価ばね定数はループの傾きより，等価粘

性減衰定数は復元力により失われるエネルギーを ΔW として、これを等置することにより等価粘性減衰定数 H_{eq} が求まる。式の導出過程は文献⁸⁾に譲るが、定常応答において次式となる。

$$H_{eq} = \frac{2}{\pi} \frac{1-\mu}{1+\mu(y_0-1)} \frac{y_0-1}{y_0} \quad (8)$$

ただし、降伏前後のばね定数を K_{m1} , K_{m2} として剛性低下率を $\mu = K_{m2}/K_{m1}$ のように定義した。

ここで、変位振幅10[mm]のランダム波加振を行い、そのときの試験体の応答より、図-6のような弾塑性部材の荷重-変位曲線を得た。これより求められた等価線形パラメータを表-3に示す。

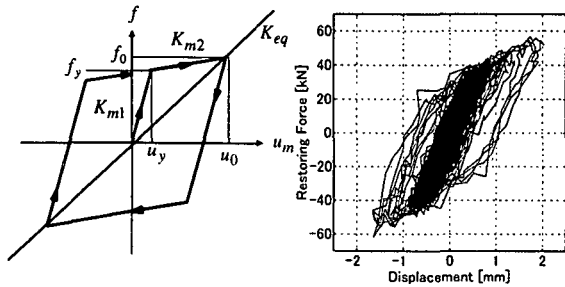


図-5 バイリニアモデル 図-6 荷重-変位曲線

表-3 試験体の同定パラメータ

K_{eq} [N/m]	2.65×10^7
H_{eq} [%]	19.52
μ [-]	0.22

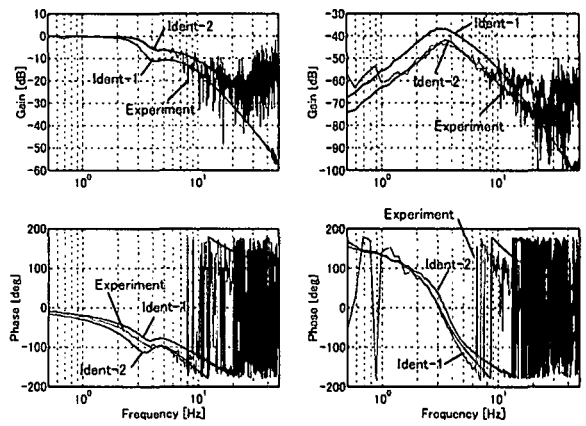
さらに弾塑性構造物の場合、塑性領域に入ると固有振動数が下がり、減衰が大きくなることが知られている。そこで、同上の条件において、構造物の減衰を把握するためテーブル応答加速度から試験体の応答加速度までの周波数伝達関数を推定し、この共振曲線より減衰を求めた。その結果、構造物の減衰は約8[%]ということがわかった。

(3) 試験体上載振動台モデルの同定

上の(1), (2)の同定結果をもとに解析モデルによるシミュレーションを行い、これを実験結果と比較することで解析モデルの妥当性を検証する。解析モデルのパラメータは表-2, 3の値を用いた。比較するケースは振幅6[mm]の人工地震波(7.(1)で説明する)を入力波、振動台のコントローラを変位比例制御とした場合である。

図-7は各軸方向の周波数伝達関数である。図中、点線はテーブル入力変位からテーブル変位(角度)までのFFT法による推定値である。また、実線が伝達関数モデルによる2種類の同定結果である。図より実験結果とは Ident-2 のケースの方が水平方向、回転方向とも良く合っていることがわかる。

したがって、以降の制御系設計において Ident-2 の結果をより求めた振動台の同定パラメータを用いることにした。



(a) 水平 Y 方向 (b) 回転 ϕ 方向

図-7 振動台の同定結果(有負荷)

6. MCS手法による制御系設計

振動台では、試験体がテーブルに与える影響を低減し、さらに地震波のような不規則に変化する波形を再現することが重要となる。そこで本研究では、試験体の振動特性が初期状態からある程度変動したときにも、十分に補償可能な制御手法を選定した。

(1) MCSアルゴリズム⁹⁾

MCS手法は制御対象であるプラントと設計者が望む動作を示す規範モデルとの状態誤差を用いて構成される。ここでは一般的な1入出力系を扱う。式(9)はプラントの状態方程式である。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + d(t), \quad y(t) = Cx(t) \quad (9)$$

ここで $A \in \mathcal{R}^{n \times n}$, $B \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ はプラントの定数行列, $x(t) \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ はプラントの状態変数ベクトル, $u(t)$ は制御入力, $d(t)$ は外乱ベクトルである。

また、規範モデルの状態方程式は次式である。

$$\dot{x}_m(t) = A_m x_m(t) + B_m r(t), \quad y_m(t) = C_m x_m(t) \quad (10)$$

ここで $A_m \in \mathcal{R}^{n \times n}$, $B_m \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ は規範モデルの定数行列, $x_m(t) \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ は規範モデルの状態変数ベクトル, $r(t)$ は規範入力である。MCSの制御信号 $u(t)$ は次式で与えられる。

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta K_R(t)r(t) \quad (11)$$

ここで適応ゲイン $\delta K(t)$, $\delta K_R(t)$ は以下の適応則で求められる。

$$\delta K(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) x^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) x^T(t) \quad (12)$$

$$\delta K_R(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) r^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) r^T(t) \quad (13)$$

適応則に掛ける重み α , β は

$$\alpha = [0, \dots, 0, \alpha_n], \quad \beta = [0, \dots, 0, \beta_n] \quad (14)$$

としている。また、 $y_e(t)$ は

$$y_e(t) = C_e (x_m(t) - x(t)), \quad C_e = P \quad (15)$$

である。式(15)の正実解 P は、Lyapunov方程式より得られる。

$$PA_m + A_m^T P = -Q \quad (16)$$

ここで、 Q は任意に与えた正定行列である。以上の式(11)～(15)よりMCSアルゴリズムが構成される。

(2) 振動台制御への適用

前節で説明したMCS手法を振動台制御に応用する。同定実験の結果⁴⁾より、テーブル6自由度の軸間干渉は少ないことから、コントローラは、各軸方向ごとの制御系を設計する。本論文では紙面の都合上、水平Y方向のみMCS手法を適用した結果について報告する。さらに制御性能の比較のため、従来より振動台の制御手法として採用されている加振機変位フィードバックによる変位比例制御とMCS手法の両手法を採用した。図-8はMCS手法のブロック線図であり、図中の網掛け部がアナログによる変位比例制御で構成される伝達関数 $G_f(s)$ である。このアナログシステムには容易にアクセスできないため、変位比例制御の外側にデジタルによるMCS手法を追加する方式を取った。

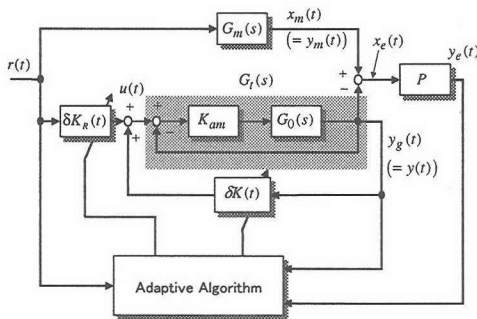


図-8 MCS手法のブロック線図

MCS手法を振動台制御に適用するには、規範モデルと適応則の重みを決定する必要がある。まず、規範モデルとして1次の低域通過フィルタを採用した。

$$G_{mh} = \frac{\omega_{mh}}{s + \omega_{mh}}, \quad \omega_{mh} = 2\pi f_{mh} \quad (17)$$

さらに、数種類のシミュレーションの結果、表-4の設計パラメータを選んだ

表-4 設計パラメータ

Adaptive Gain	α_{h1}, β_{h1}	$\alpha_{h1} = 500, \beta_{h1} = 50$
Positive Number	Q_h	50
Reference Model	f_{mh}	20

7. 制御実験

(1) コントローラの実装

前章で設計されたコントローラを実装し、制御実験により本手法の有効性を確認する。コントローラはパーソナルコンピュータとDSPシステムより構成される。実装するデジタルコントローラでは、計測されるテーブル変位の電圧信号を取り込み、目標波形に追従するように設計されたMCSアルゴリズムにより計算された操作電圧を算出する。

(2) 入力波の選定

本研究では、振動台が試験体から受ける影響をMCS手法により低減することによって、振動台の目標値追従性を向上させることを目的としている。よって振動台に入力する波形には、試験体と振動台の間の相互作用が起こりやすいものが望まれる。今回設計したコントローラは目標値として変位を入力し、これに追従する変位制御に対するものであるため、入力する波形も変位信号とした。振動台に入力する波形は、2～3[Hz]付近にスペクトルの成分を持ち、さらに振幅に非定常性を持つものとした。入力波は図-9のような手順で作成した。ここでは、この波形を人工地震波と呼ぶ。

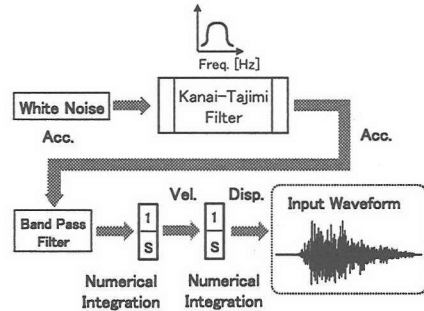


図-9 入力波の作成フロー

図-10には、選定した入力波のパワースペクトル密度を示す。図中、点線がコレグラム法により求めたパワースペクトル密度、実線が最大エントロピー法より求めたパワースペクトル密度である。図より、選定基準とした周波数付近にスペクトルの成分が集中した波形となっている。

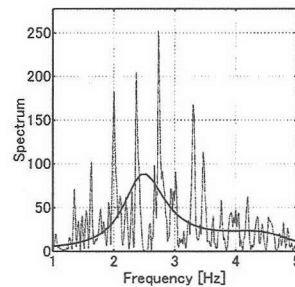
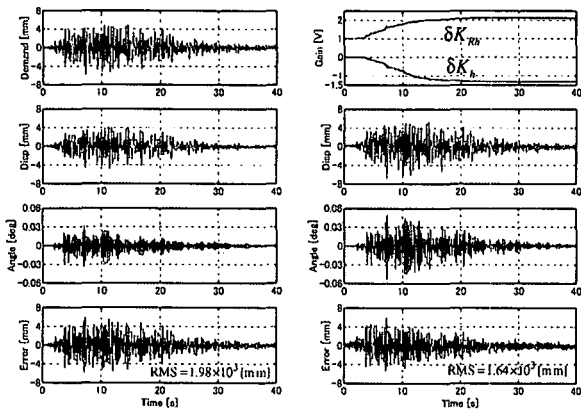


図-10 入力波のパワースペクトル密度

(3) 実験結果

制御実験は、振動台上に試験体を積載した状態で行い、前節で選定した入力波を目標値とした。ここでは、制御実験結果の一例を示す。図-11は制御実験結果の時刻歴応答である。(a)は従来の変位比例制御(Conventional Control Method, 以下CC Method)による実験結果である。上段よりテーブル目標変位、テーブル応答変位、テーブル応答角度、トラッキングエラーである。(b)はMCS手法による制御実験結果である。上段より適応ゲイン、テーブル応答変位、テーブル応答角度、トラッキングエラーである。ここで、トラッキングエラーとはテーブル目標変位と応答変位の差を表す。



(a) CC手法 (b) MCS手法
図-11 制御実験結果(時刻歴応答)

図-11(a), (b)を比較すると、トラッキングエラーはMCS手法の方がCC手法より小さい。特に、10[s]付近から適応ゲインが動作し始め、エラーの量が少なくなる。次に、トラッキングエラーのパワースペクトル密度を図-12に示す。図中、点線がCC手法、実線がMCS手法による実験結果である。この図からも、MCS手法の法がエラーを低減できていることがわかる。

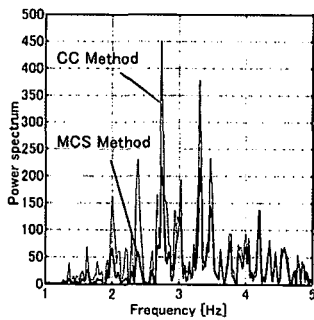
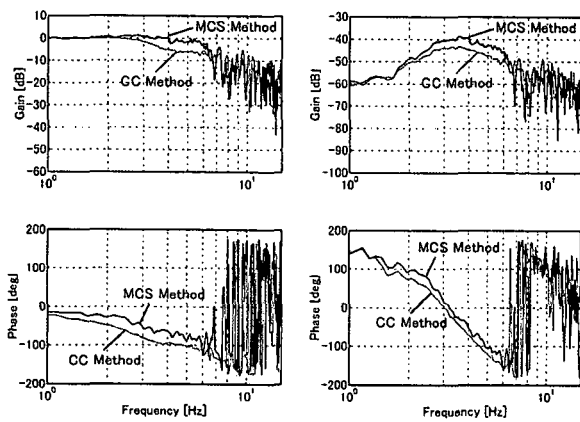


図-12 制御実験結果(パワースペクトル)



(a) 水平 Y 方向 (b) 回転 ϕ 方向
図-13 制御実験結果(周波数伝達関数)

最後に、図-13の各軸方向の周波数伝達関数を比較する。図中、点線はテーブル入力変位から応答変位(角度)までのFFT法による推定値である。(a)の結果より、CC手法では試験体の共振とテーブルの

回転により水平方向のゲインが3[Hz]付近から落ち始めるが、MCS手法では7[Hz]付近までゲインがフラットになっていることがわかる。一方、回転方向に関しては、MCS手法の方がCC手法よりゲインが大きくなっている。これは、コントローラとして水平方向にはMCS手法を採用しているが、このケースでは回転方向に変位比例制御のみであるため制御の同調が取れていないことが考えられる。

8. 結言

本研究では、中型三次元振動台の加振手法開発のために試験体の同定、その試験体の影響を低減できる制御手法としてMCS手法を適用し、以下の結論を得た。

- (1) 振動台および試験体の同定を行い、1次元2自由度の線形解析モデルを構築した。検討した2種類のモデルにおいて、Ident-2は良く実験結果と合っていることからモデルの妥当性が示された。
- (2) 次に、人工地震波に対する水平一軸の加振実験を行い、従来の変位比例制御に比べて、非線形試験体に対して適用したMCS手法が目標値追従性に優れていることがわかった。

今回得られた結果の一部は、「大型震動台制御手法の高度化とガイドライン作成」のための基礎データとなる。そこで、今後はより実用的な振動台制御手法の開発として、加速度波形にも追従可能なMCS手法への拡張が課題として残っている。

謝辞：本研究は、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」の一環として行われたものである。研究全般においてBristol大学 Stoten教授には適切な助言を頂いた。また本実験およびデータ解析において いわき明星大学 矢吹秀人君、根本裕介君にご協力頂いた。ここにお礼申し上げる。

参考文献

- 1) N.Ogawa, et al., 12th World Conference on Earthquake Engineering, No.2156, 2000.
- 2) 安田ほか, 機論, C, 57-536, p.1213, 1991.
- 3) N.Shimizu, Y.Shinohara, E.Sato, Proc. of the First Asian Conference on Multibody Dynamics, p.148, 2002.
- 4) 篠原, 清水ほか, 第3回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シンポジウム論文集, p.59, 2002.
- 5) 佐藤栄児, 本シンポジウム論文集, 2003.
- 6) 鈴木ほか, 本シンポジウム論文集, 2003.
- 7) 梶原ほか, 本シンポジウム論文集, 2003.
- 8) 土木学会, 動的解析の方法, 技報堂出版, p.96, 1989.
- 9) D.P.Stoten, Model Reference Adaptive Control of Manipulators, Research Studies, 1990.