

試験体の影響を考慮した 振動台の適応制御

篠原 雄一郎¹・清水 信行²

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)

The Hanshin-Awaji earthquake disaster occurred in Kobe area of Japan in 1995. Considering the lessons learned from the disaster, the National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention (NIED) is now constructing a three-dimensional full scale earthquake testing facility. In order to develop a new control and operation method for the shaking table, we studied dynamic interaction behavior between the shaking table and the bi-linear test model by using a two-dimensional small shaking table of NIED, and then MCS algorithm which is one of the model reference adaptive control methods was applied to the system to study the efficacy of the procedure. Satisfactory results were obtained from this study.

Key Words : *Shaking Table, Adaptive Control, Minimal Control Synthesis(MCS), Dynamic interaction*

1. 緒言

兵庫県・南部地震(1995.1.17)では、高速道路の倒壊や高層建築物の中間層における圧壊など予想以上の被害を受けた。これより、構造物の動的破壊まで踏み込んで耐震設計することの重要性が改めて認識された。この地震を契機に実大の構造物の振動破壊実験が可能な施設として、実大三次元震動破壊実験施設 (E-Defense) の建設がスタートし現在建設中である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、試験体の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。

振動台の制御は、振動台の加速度が地震波などの加速度波形にいかにか追従できるかが重要視され、これまでに多くの研究がされている²⁾。現在、多くの振動台で用いられている加振手法は、基本部分はサーボ制御で構成し、あらかじめ低レベルのランダム波で試加振をおこない、これを元に入力波形をオフラインで加工して振動台上の応答波形を目標波形に近づける手法である³⁾。近年、弾塑性挙動を示す試験体や土層の破壊などを伴う非線形性の強い実験モデルに対する実験要求から、試験体の特性変動を事前に予測しておき、それに基

づき制御器を求めるロバスト制御の応用が行われた⁴⁾。この手法では、振動台上載の構造物が時間に伴い非弾性化し、破壊に到る場合は破壊の事前予測が困難なため十分な補償効果が得られない。このような要求に応える方法として、各種試験体の不確定な特性を変動とみなして、この特性変動を受けにくい制御系を設計する方法、あるいは試験体の特性変動に応じてコントローラの特性を積極的に変化させる手法などがある。前者の手法はロバスト制御、後者の手法は適応制御である。最近の研究では、適応フィルタを2自由度制御系に応用した例⁵⁾、実時間反力補償と適応フィルタを併用した手法⁶⁾、振動台加振中のデータからオンラインで振動台の特性を同定し補償する方法⁷⁾など適応型の制御手法が多い。

著者らも、適応制御の一つであるMinimal Control Synthesis(以下、MCS)手法⁸⁾に着目し、振動台への応用の検討を進めてきた。この手法は、1990年代に英国Bristol大学のDr.Stotenが開発し、ロボットアームなどのに応用してきた。また最近、振動台にも適用を試みている⁹⁾。このような背景のもとに、小型振動台の加振手法にMCS手法を適用し、正弦波掃引実験を行った結果、従来手法に比べて試験体の影響が低減でき、目標波形に良く追従することが確認できた。これを既報¹⁰⁾で紹介した。

本報は、前報¹⁰⁾の課題であった地震波入力に対する制御性能評価のため、シミュレーションと制

御実験をおこなったので、その結果について報告する。本研究ではシミュレーション上で、試験体が振動台におよぼす影響について試験体が弾性体、バイリニア型の弾塑性体の場合について比較・検討した。試験体がバイリニア特性をもつ場合、非弾性領域に入ると振動数が変化する。従来の固定コントローラは、特に試験体が弾塑性体の場合に、目標値追従特性が劣化する。そこで、適応制御の一手法であるMCS手法を振動台加振手法に応用した。コントローラ設計後、地震波加振によるシミュレーションと実験をおこない、目標値追従性能が従来手法に比べて、向上することを確認した。

2. 実験装置

(1) 振動台

本研究で用いる振動台は、独立行政法人 防災科学技術研究所所有の小型2次元振動台(テーブルサイズ1×1[m]、最大変位±0.05[m]、電気油圧サーボ方式)である。

(2) 試験体

振動台に搭載される試験体は、構造物の破壊挙動を模擬することが可能な可変剛性型試験体模型である。製作された試験体模型の基本的特性については文献¹³⁾で詳細に述べられている。ここでは、試験体の簡単な仕様を表-1に示す。

可変剛性試験体は質量部とそれを支えるフレーム、リニアガイド、MRダンパ、そしてコイルスプリング内臓のシリンダユニットから構成されている。試験体の特性は、基本的な構造物破壊挙動であるバイリニア型の復元力特性を実現する。また、試験体の2次剛性切替点はMRダンパの印加電圧を選ぶことにより変更可能である。

表-1 可変剛性試験体の仕様

固有振動数	2~3 [Hz]
可動部変位振幅	±50 [mm]
可動部質量	300 [kg]
試験体総質量	500 [kg]
初期(1次)剛性	89.2 [N/mm]
2次剛性	33.3 [N/mm]

3. 基礎方程式

(1) 振動台の基礎式

振動台は加振機として電気-油圧サーボ式機構を使用している。ここで、振動台全体の構成は図-1のようになる。制御対象はすでに変位フィードバックのループを持っており、これに外付けとして新たなコントローラを加えようとするものでMCS手法はこのような方法に向いている。サーボ弁への入力電圧 $u(t)$ からテーブル変位 $x(t)$ までの伝達関数は次のように表される。

$$G_t(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_t}{s(s^2 + 2\zeta_t \omega_t s + \omega_t^2)} \quad (1)$$

ここでパラメータ K_t, ζ_t, ω_t は具体的に、 $K_t = 8.843 \times 10^5 [-]$ 、 $\zeta_t = 1.261 [-]$ 、 $\omega_t = 2.167 \times 10^2 [\text{rad/s}]$ である。さらに振動台の伝達関数を、状態空間表示に直すと以下となる。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + d(t), \quad y(t) = Cx(t) \quad (2)$$

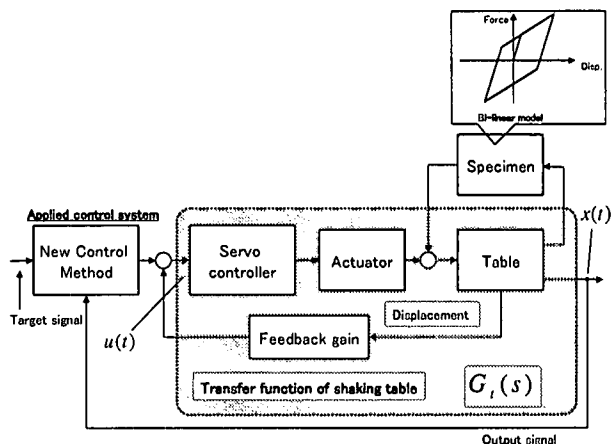


図-1 振動台システムのブロック図

(2) 試験体の基礎式

試験体模型は、MRダンパの特性により剛性の切り替えが可能となっている。ここで試験体模型の解析モデルを図-2に示す。モデルではMRダンパ部は、摩擦特性に類似しているため摩擦要素 F_f に置き換えている。さらに質量部 m_d に2本のばね k_1, k_2 が並列に配置されている。そのうち k_2 のばね端 x_d にMRダンパ部が直列に結合したモデルとなっている。ここで m_d は質量、 k_1, k_2 はばね1の剛性、ばね2の剛性である。また x_d はばね2の支持部との相対変位であり、 F_f は摩擦部によって受け持たれる抵抗力である。このときの運動は、図-3のように2本のばね k_1, k_2 が同時に働いている状態(I)と1本のばね k_1 のみが働いている状態(II)の2つの状態で考えることができ、以下の式となる。

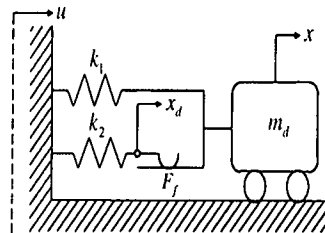


図-2 試験体の解析モデル

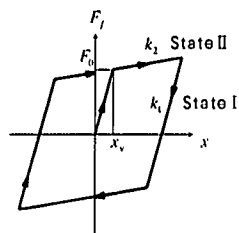


図-3 バイリニア特性

状態(I)

$$m_d(\ddot{x} + \ddot{u}) = -k_1 x - F_f, \quad F_f = k_2 x_d \quad (3)$$

ただし、

$$|m_d(\ddot{x} + \ddot{u}) + k_1 x| < F_0 \quad (4)$$

状態(II)

$$m_d(\ddot{x} + \ddot{u}) = -k_1 x - F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_d), \quad F_0 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_d) = k_2 x_y \quad (5)$$

このとき

$$x_y = F_0 / k_2 \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{x}_d) \quad (6)$$

ただし

$$|m_d(\ddot{x} + \ddot{u}) + k_1 x| \geq F_0 \quad (7)$$

なお F_0 は最大摩擦力、 x_y は剛性切替点の相対変位である。上の式(3)~(7)を試験体の解析モデルとして使用する。

4. 試験体が振動台におよぼす影響

振動台に積載する可変剛性型試験体模型は、前述のようにMRダンパの特性により剛性を切り替えることが可能である。さらにMRダンパは、印加電圧により2次剛性切替点の高さも変更できる。表-2に、MRダンパの設定電圧による最大摩擦力および切替点変位を示す。

表-2 MRダンパの印加電圧と摩擦力と切替点変位

印加電圧 [V]	最大摩擦力 F_0 [N]	切替点変位 x_y [mm]
0	180	5.4
7	520	15.6
30	750	22.5

以下に、弾性体(固有振動数2.7[Hz]、減衰比2[%])と弾塑性体(固有振動数2~3[Hz]、線形部減衰比2[%])を試験体としたとき、両試験体が振動台に与える影響をシミュレーションで比較する。ここで、試験体の共振点付近における振動台の影響をみるため、正弦波掃引をおこなった。入力波は、試験体の共振周波数1~5[Hz]近傍において正弦波入力信号の振幅を一定(10[mm])として、周波数を低いほうから高いほうに180[s]間で掃引した。図-4は試験体の影響が顕著となる10[s]から40[s]付近のテーブル変位である。弾塑性体の履歴特性は、MRダンパの印加電圧を0[V]とした。図の上段が振動台に試験体として弾性体が搭載した場合、下段が弾塑性体を搭載した場合の振動台変位の時刻歴応答波形である。弾性体の場合には、試験体の共振周波数付近(35秒近傍)で振幅が増減する、いわゆる線形系の共振通過の応答を示す。一方、弾塑性体の場合には同様に振幅の減少が見られるものの、弾性体の場合より変化が緩やかであり、減少する時刻も異なっている(弾塑性体の場合には20秒付近から減少が始まる)。この緩やかな変化は、応答変位の大きさに応じて剛性変化を繰り返して共振が進行しにくくなるためである。図-5は試験体の復元力特性である。図中の横軸は、テーブルと試験体の相対変位であり、このとき変位は最大で±45[mm]程度出ている。表-1の印加電圧0[V]において切替点変位が5.4[mm]であることから塑性領域に十分到達しており、図-5からこのことが容易にうかがえる。

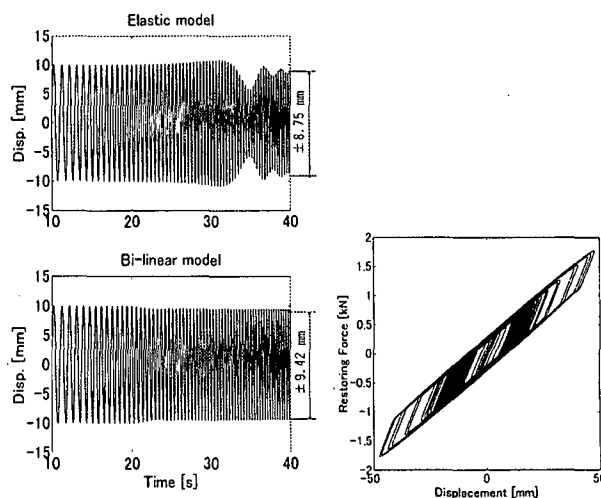


図-4 弾性体と弾塑性体の時刻歴応答

図-5 復元力特性

5. 試験体の影響の補償方法

振動台では、地震波のような不規則に変化する加速度波形をいかに再現できるかが重要である。現在、多くの振動台で用いられている試加振手法³⁾では、試験体が時間に伴い非弾性化し、破壊に到る場合には事前に破壊の予測が困難なため、特性評価も十分な精度で事前におこなうことができず、十分な補償効果が得られない。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。今回採用した制御手法は、モデル規範型適応制御の一つであるMCS手法である⁸⁾。以下に、制御理論の概略とこれを振動台制御へ適用した場合について説明する。

(1) MCSアルゴリズム

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。一般的なSISO (Single Input-Single Output)システムを以下の状態方程式で表す。式(8)はプラントの状態方程式である。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + d(t), \quad y(t) = Cx(t) \quad (8)$$

ここで $A \in \mathcal{R}^{n \times n}$, $B \in \mathcal{R}^{n \times 1}$, $C \in \mathcal{R}^{1 \times n}$ は定係数行列、 $x(t) \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ は状態変数ベクトル、 $u(t)$ は制御入力、 $y(t)$ は出力、 $d(t)$ は外乱である。

また、規範モデルの状態方程式は次式である。

$$\dot{x}_m(t) = A_m x_m(t) + B_m r(t), \quad y_m(t) = C_m x_m(t) \quad (9)$$

ここで $A_m \in \mathcal{R}^{n \times n}$, $B_m \in \mathcal{R}^{n \times 1}$, $C_m \in \mathcal{R}^{1 \times n}$ は規範モデルの定係数行列、 $x_m(t) \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ は規範モデルの状態変数ベクトル、 $r(t)$ は規範入力、 $y_m(t)$ は規範モデルの出力である。

MCSの制御信号 $u(t)$ は、次のように与えられる。

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta K_r(t)r(t) \quad (10)$$

ここで、 $\delta K(t)$ と $\delta K_r(t)$ は適応調整ゲインであり、次式で計算される。

$$\delta K(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) x^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) x^T(t) \quad (11)$$

$$\delta K_R(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) r(\tau) d\tau + \beta y_e(t) r(t) \quad (12)$$

$$y_e(t) = C_e x_e(t) \quad (13)$$

$$x_e(t) = x_m(t) - x(t) \quad (14)$$

$$C_e = B_e^T P, \quad B_e = [0, 0, \dots, 1] \quad (15)$$

ここで、 P はLyapunov方程式

$$PA_m + A_m P = -Q, \quad Q > 0 \quad (16)$$

の正実解であり、ベクトル α 、 β は

$$\alpha = [0, \dots, 0, \alpha], \quad \beta = [0, \dots, 0, \beta] \quad (17)$$

となる。ここで α 、 β は任意の定数である。

このように、コントローラは式(10)~(15)で構成される。特徴として、まず設計そのものが簡単になることがあげられる。さらにMRACの適応性は保持され、計算負荷が少ないので、サンプリング間隔を短くできる可能性がある。また、このコントローラは外乱およびプラントパラメータの変動に対するロバスト性もあることが理論的に証明されている⁸⁾。

(2) 振動台への応用

上で説明したMCS手法を振動台制御に応用する。ここで制御性能の比較のため、変位フィードバックによる比例制御とMCS手法の両手法を採用した。今回採用したMCS手法は、上述の比例制御の外側にコントローラを配置している。これは、既存の振動台の多くは内側にアナログコントローラなどのループを持っているためである。今後、本手法を中型振動台などへ拡張する場合を考え、このような外側ループでも採用可能な方式として、MCS手法を採用した。図-5はMCS手法のブロック線図であり、図中の斜線部が比例制御で構成される振動台部分である。ここで、比例ゲインは $K_p = 1.7$ とした。

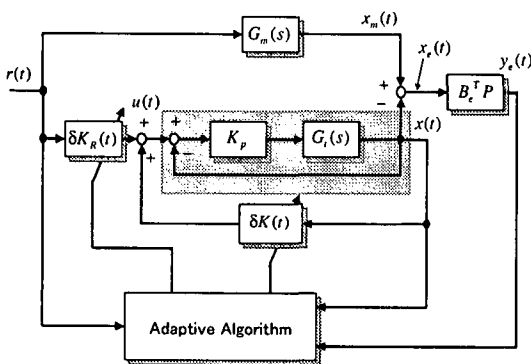


図-5 MCS手法のブロック線図

MCS手法を振動台制御に適用するにあたり、規範モデルと適応則の重みを決定する必要がある。通常、振動台の特性はむだ時間要素に近似されるため、規範モデルとしてむだ時間要素が望ましい。しかし、今回の制御対象は比例制御を含めた拡張系であるため、その伝達特性はローパスフイ

ルタの特性に近いものになる。そこで、今回は、規範モデルとして式(18)の1次のローパスフィルタを採用した。

$$G_m(s) = \frac{\omega_m}{s + \omega_m} \quad (18)$$

$$\omega_m = 2\pi f_m, \quad f_m = 10[\text{Hz}] \quad (19)$$

また、望ましい操作量を決定する際、適応則の重み α と β の最適な値を求めることが重要である。しかし、現在のところ明確な選定基準がなく、試行錯誤的に決めている。ただしStotenらの研究によると、重みの比 α/β が0.1程度が経験的に良いとされている。本研究でも数種類のシミュレーションの結果、重みの比 α/β が0.1程度が望ましいことを確認した。最終的に採用した設計パラメータを表-3示す。

表-3 MCS手法の設計パラメータ

適応ゲイン	α, β	$\alpha = 300, \beta = 30$	Eq.(11),(12)
	Q	10	Eq.(16)
規範モデル	A_m	$-2\pi f_m, f_m = 10[\text{Hz}]$	Eq.(18),(19)
	B_m	$2\pi f_m, f_m = 10[\text{Hz}]$	Eq.(18),(19)

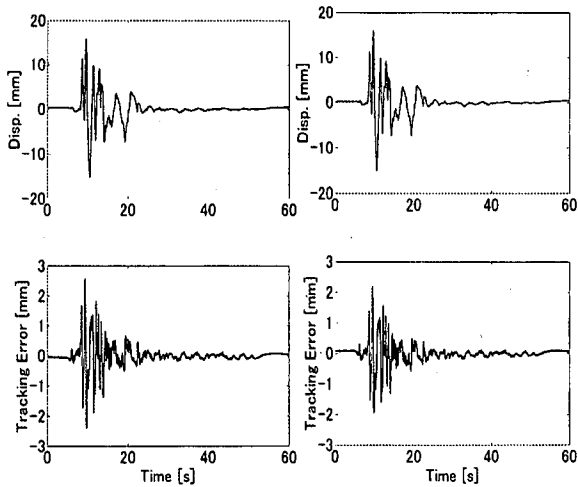
6. 制御実験

前節で設計された制御器を実装し、制御実験により本手法の有効性を確認する。制御器は、DSP搭載のPCによるデジタル制御器であり、これによりMATLAB/Real-Time WorkshopにてC言語プログラムを生成した。

以下、制御実験について述べる。これは振動台に可変剛性試験体を積載した状態で実験したものである。既に前報では正弦波掃引実験をおこない、本手法により試験体の影響を低減できることが示されている⁸⁾。ここでは前報の課題であった、地震波を目標とした場合の追従性を調べる。

ここで制御器の設計パラメータとして表-3の値を使用する。目標とする入力、JMA神戸波(観測加速度から変位に換算して振幅を調整したもの)とした。図-6は上段がテーブル応答変位、下段が目標変位と応答変位の差で定義されるトラッキングエラーの時刻歴応答である。(a)が従来の比例制御、(b)がMCS手法より制御系が構成される。両手法の相違点はテーブル応答変位ではわかりにくいですが、トラッキングエラーでみるとMCS手法の方が従来手法に比べ、最大値の低減がみられる。

さらに、トラッキングエラーのr.m.s値と最大値を計算し、表-4にまとめた。



(a) 従来手法 (b) MCS手法
図-6 テーブル応答とトラッキングエラー(実験)

表-4 トラッキングエラーのr.m.s値と最大値(実験)

	r.m.s [mm]	最大値 [mm]
従来手法	2.797×10^3	2.588
MCS手法	2.452×10^3	2.211

以上、地震波加振入力に対してMCS手法は、従来の比例制御に比べわずかではあるが良い追従性を示していることがわかる。

図-7はトラッキングエラーのパワースペクトル密度である。図中、点線が従来の比例制御、実線がMCS手法による周波数応答である。図-7より、MCS手法の方がエラーのスペクトル密度が全体的に低い。このことから、地震波加振についてもMCS手法は有効であると思われる。しかしその効果は低い。その理由は、次のように考えられる。

振動台に搭載した試験体の固有振動数は約2.7[Hz]である。事後評価の結果、今回入力した地震波の周波数成分は、1[Hz]以下に集中していた。したがって、本実験では試験体があまり応答せず振動台に与える影響も小さい。これらの影響を適切に調べるために入力に工夫を施して実験やシミュレーションをおこなうことが大切である。

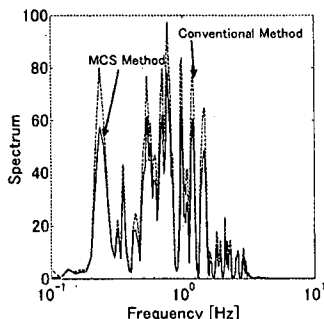


図-7 トラッキングエラーのパワースペクトル(実験)

7. 追加シミュレーション

上述の地震波による実験は、試験体が振動台に与える影響が小さいため、再実験の必要性があ

る。ここでは追加実験に対する時間の制約からシミュレーションによる評価を実施する。まず、入力する地震波をあらかじめ調整し、試験体と振動台の間の相互作用を起りやすくした。ここで、特に目標値追従性能と試験体の特性に注目する。さらに試験体の特性を見るために、試験体と振動台の相対変位が降伏点変位を超えているかどうかを確認した。

従来手法とMCS手法を比較する。目標とする入力波は、観測されたJMA神戸波を変位に換算し、時間軸の圧縮、振幅の調整をし、試験体の共振特性が現れるようにした。以下のシミュレーションモデルでは、振動台にバイリニア特性をもつ試験体(MRダンパの電圧を30[V])を積載している。なおコントローラ的设计パラメータである適応調整ゲイン α 、 β は $\alpha=20$ 、 $\beta=2$ 、規範モデルは1次のローパスフィルタ(式(18),(19))とした。

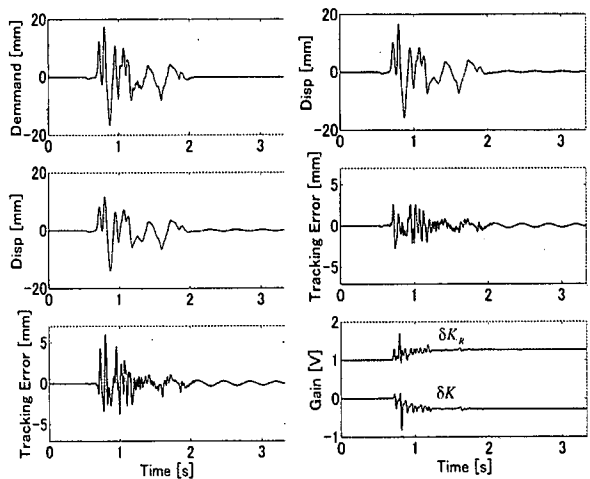


図-8 従来手法の時刻歴応答 図-9 MCS手法の時刻歴応答
(シミュレーション) (シミュレーション)

図-8、9は、地震波を入力した際の時刻歴応答である。図-8は比例制御による時間応答であり、上段が目標変位、中段が振動台応答変位、下段が拡張トラッキングエラーである。図-9は図-8上段と同一入力に対するMCS手法による時間応答であり、上段が振動台応答変位、中段が拡張トラッキングエラー、下段はフィードバックゲイン $\delta K(t)$ とフィードフォワードゲイン $\delta K_r(t)$ の時間変化である。

振動台の目標変位 $d(t)$ と応答変位 $d_r(t)$ には若干の遅れを生じる。ここで波形の再現性を追及しているため、拡張トラッキングエラー $\varepsilon_m(t)$ を

$$\varepsilon_m(t) = d_r(t) - d(t+t_l) \quad (20)$$

で定義して、この $\varepsilon_m(t)$ を図-8、図-9にトラッキングエラーとして示している。ここで t_l は $\varepsilon_m(t)$ の二乗積分が最小になる時間遅れである。表-5はこの t_l の値である。

表-5 制御手法による時間遅れ

遅れ時間 [s]	試験体非積載	試験体積載
従来手法	2.392×10^{-2}	2.408×10^{-2}
MCS手法	1.792×10^{-2}	1.792×10^{-2}

表より時間領域の影響として、従来手法はMCS手法より時間遅れが大きいこと、振動台無負荷の方が遅れが大きいことなどがわかる。

今回注目する目標値追従特性において、従来の比例制御では、応答が目標振幅より全体的に小さくなっている。一方、MCS手法では適応ゲインを調整することで目標値に良く追従している。この結果を基に表-6に拡張トラッキングエラーのr.m.s値と最大値をまとめた。

表-6 拡張トラッキングエラーのr.m.s値と最大値 (シミュレーション)

	r.m.s [mm]	最大値 [mm]
従来手法	1.915×10^4	6.058
MCS手法	1.211×10^4	2.631

図-10は、拡張トラッキングエラーのパワースペクトル密度を示したものである。図中、点線が従来の比例制御、実線がMCS手法の結果である。図より、MCS手法では比例制御に比べて、エラーの大幅な低減がみられる。

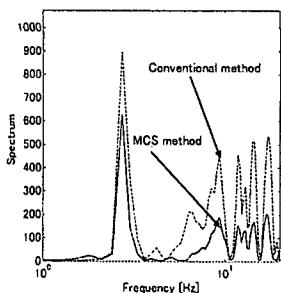


図-10 トラッキングエラーのパワースペクトル (シミュレーション)

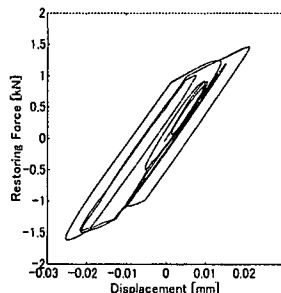


図-11 復元力特性 (シミュレーション)

このときの試験体の復元力特性は図-11に示すようになった。図中、横軸が相対変位を示しており、実際に ± 25 [mm]程度出ている。降伏点変位 x_y を ± 22.5 [mm]に設定していることから、塑性領域に入っていることがわかる。ちなみに、比例制御の場合(図-8)は相対変位が ± 20 [mm]程度しか変位しないため、試験体が塑性領域に達していない。以上のことから、目標値追従性は従来の比例制御に比べて、MCS手法の方が優れていることがわかった。

8. 結言

本研究では、振動台上載の試験体が時間とともに非弾性化する時に、構造物が振動台に与える影響を低減する制御手法の開発を目的とした。有効

候補のMCS手法を小型振動台に適用し、以下の結論を得た。

- (1) バイリニア型の復元力特性を示す試験体が振動台に与える影響を、シミュレーションにて確認した。この影響は弾性構造物と比較して小さい。その理由是非共振化により模型の等価固有周期が、長周期化するためである。
- (2) 弾塑性試験体の影響を低減できるとされる制御手法として、モデル規範型適応制御の一つであるMCS手法を振動台に適用した。
- (3) 地震波入力に対するシミュレーションと制御実験を行い、従来の手法に比べて本手法であるMCS手法の目標値追従性の向上を確認した。

今後の課題として、まず設計パラメータである適応則の重みの選定基準の確立がある。次に、弾塑性試験体の影響が明確に現れるレベルでの振動台加振による補償効果の明確化を制御実験を通して行う必要があろう。

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」の一環としておこなわれたものである。研究遂行に当たり、防災科学技術研究所 小川信行 総括主任研究員、梶原浩一 主任研究員、佐藤栄児 研究員にお世話になった。また、いわき明星大学大学院(当時学生) 村 達也君および研究室の皆様のご協力を得た。ここにお礼申し上げる。

参考文献

- (1) T.Katayama, K.Ohtani, et al., 第10回地震工学シンポジウム論文集, (1998), 2221.
- (2) 松崎・平井, 機論, 42-353, (1976), 135.
- (3) 安田・藤田ほか, 機論, 57-536, C (1991), 1213.
- (4) 前川・安田ほか, 三菱重工技報, 36-6 (1999), 36.
- (5) Y.Yamauchi, et al., Fatigue2000, (2000).
- (6) Y.Dozone, T.Horiuchi, et al., ASME PVP, 428-1, Seismic Engineering, (2001), 247.
- (7) Y.Okuda, A.Maekawa, et al., ASME PVP, 428-1, Seismic Engineering, (2001), 227.
- (8) D.P.Stoten, Model Reference Adaptive Control of Manipulators, Research Studies Press, (1990).
- (9) D.P.Stoten, E.Gomez, Seismic Design Practice into the Next Century, Oxford, (1998), 381.
- (10) E.Sato, N.Ogawa, T.Mura, N.Shimizu, ASME PVP, 428-1, Seismic Engineering, (2001), 265.
- (11) 佐藤・小川・篠原・村・清水, 第2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, (2001), 41.
- (12) I.D.Landau, Adaptive Control The Model Reference Approach, MARCEL DEKKER, INC, (1981).
- (13) 村・清水・小川, Dynamics & Design Conference 2000 CD-ROM論文集, (2000), No.610.