

非弾性試験体を上載した振動台の 制御に関するシミュレーション解析

矢吹 秀人¹・清水 信行²・篠原 雄一郎³・佐藤 栄児⁴

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 いわき明星大学 理工学部 (〒970-8551 福島県いわき市中央台飯野5-5-1)

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

This paper reports the simulation studies by using the simulation model of the shaking table and the bi-linear structure which are identified by the experimental study. The influences of the upper structure on the control of shaking table was examined by the simulation. Thus, the dynamical interaction between the shaking table and the upper structure, specifically the natural frequency and the damping ratio of the whole model are examined with respect to input level of excitation and the height of the mass center of the upper structure.

Key Words : *Shaking Table, Control, Simulation Study, Dynamical Interaction*

1. 緒言

1995年1月17日に「阪神・淡路大震災」が発生し、大規模な人的、物的被害が発生した。日本ではこの震災を契機に、実大構造物の動的破壊挙動の解明のために実大三次元震動破壊実験施設(E-Defense)の建設が進められている。このE-Defenseでは、これまでの振動台では実験が不可能であった実大構造物、ビル、家屋、さらに土層など非弾性特性を持つ試験体を搭載した実験が予定されている。

このような破壊実験を想定した耐震実験では、従来の振動台に比べより高度な振動台制御技術の開発が強く求められる。これらの背景をもとに、著者らは振動台の制御性能の高度化を目指し、平成14年度にバイリニア型復元力特性モデル(bi-linear model)の非弾性試験体を上載した中型三次元振動台の制御実験を実施した。

本研究では、この中型振動台実験結果を基に、試験体-振動台連成系の計算機上のシミュレーションモデルを作成し、振動台制御の最も基本的な変位フィードバック制御下でシミュレーション解析を行なう。シミュレーション用の試験体モデルにはバイリニア型復元力モデル(bi-linear model)、バイリニア・スリップ型復元力特性モデル(bi-linear slip model)、クラフ型復元力特性モデル(Clough model)を用いる。シミュレーションでは、これらの非弾性試験体モデルをそれぞれ振動台に上載して、試験体が振動台制御に及ぼす影響を数値解析した。すなわち非弾性部材を有する非線形構造物が振動台の制御に及ぼす影

響を入力振幅と試験体高さを変えてシミュレーションし変位フィードバック制御における振動台の目標値追従特性や回転抑止特性および、試験体-振動台全体系の固有振動数や減衰比の変化を調べた。

2. 実験装置

平成14年度におこなった実験¹⁾では、西松建設株式会社所有の中型三次元振動台を用いた。振動台に上載する試験体は、3層フレーム構造の建物でテーブル上面から1.5[m]の所に非弾性部材が取り付けられ構造物の破壊を模擬できる。試験体4隅が積層ゴムで振動台に支えられている。さらに試験体は高さ7.3[m]、質量が約41[ton]であり、そのうち20[ton]が試験体の中心部に取り付けられており試験体-振動台の重心間距離は約5[m]である。重心間距離を大きくし、そのため大きな転倒モーメントを発生させる構造になっている。

3. モデリング

図-1に示すモデルは振動台-試験体の水平方向、試験体-振動台の垂直方向、および試験体-振動台の回転方向を表わす平面3自由度(y軸、z軸、 ϕ 軸)モデルである。モデル化にあたって、加振機からの力は振動台の姿勢にかかわらず、常に水平およ

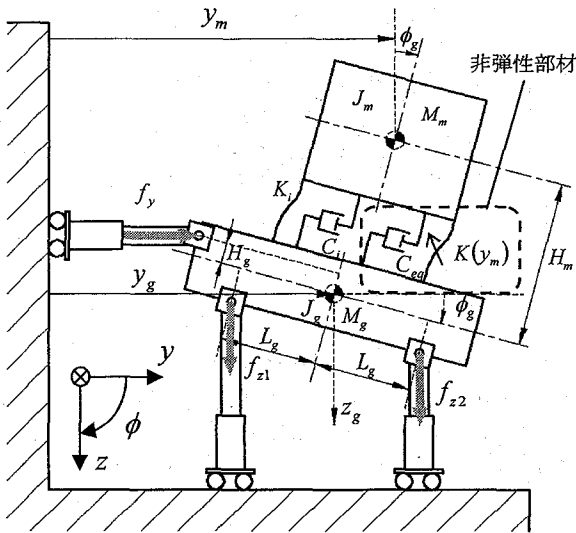


図-1 振動台-試験体系の振動モデル

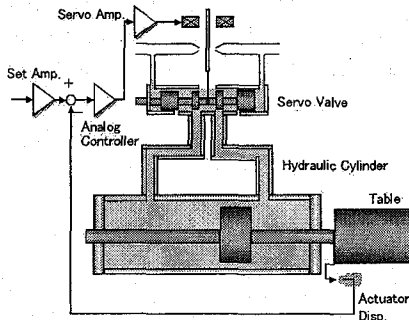


図-2 振動台の構成図

び垂直方向に加わるものと仮定する。また、振動台の回転角 $\phi_g(t)$ は微小量と考え $\cos \phi_g(t) \cong 1$, $\sin \phi_g(t) \cong \phi_g(t)$ で近似できるものとし、試験体と振動台の重心間距離 H_m は、積層ゴムおよび、非弾性部材が垂直方向に変形しないものとして、一定とする。また、非弾性部材の特性は非弾性ばね定数 $K(y_m)$ と、等価な線形粘性減衰係数 C_{eq} にモデル化している。

(1) 振動台モデル

本節ではモデル化を簡単化するために 1 入力 1 出力系のモデルを導出する。今回の振動台は加振機として電気油圧サーボを採用しており、この加振機を含めた振動台の構成は図-2 のようになる。また、以下に加振機の数学モデルを導出する。以降 D は y, z_1, z_2 とし、各軸ごとの加振機を表す。

a) サーボアンプの特性

テーブル変位に対する指令は、信号発生器により電圧信号として与えられる。

$$i_D(t) = K_{amD} K_{apD} K_{dD} (r_{dD}(t) - x_{aD}(t)) \quad (1)$$

表-1 振動台モデルの変数と記号

(1) 式	制御系の信号 テーブル変位の信号 目標値変位 加振機変位 サーボ弁への入力電流	$e_D(t)$ $x_{aD}(t)$ $r_{aD}(t)$ $x_{aD}(t)$ $i_D(t)$
(2) 式	加振機の出力流量 加振機内の差圧	$q_{aD}(t)$ $p_{aD}(t)$
(4) 式	加振機のピストン加速度 加振機のピストン速度 加振機のピストン変位 加振機のピストン出力	$\ddot{x}_{aD}(t)$ $\dot{x}_{aD}(t)$ $x_{aD}(t)$ $f_D(t)$
(1) 式	比例ゲイン サーボアンプゲイン 加振機の変位-電圧変換係数	K_{amD} K_{apD} K_{dD}
(2) 式	サーボ弁の流量係数 (線形近似) サーボ弁の漏れ流量係数 (線形近似)	K_{acD} C_{alD}
(3) 式	加振機ピストン受圧面積 駆動系の剛性を表す定数	A_{aD} K_{aD}
(4) 式	加振機および テーブル可動部の質量 加振機の粘性減衰係数	M_{aD} C_{qD}

b) サーボ弁の流量特性

制御弁などの絞り機構による流量の関係式は、一般に 2 次遅れ系となる。そこで、線形近似すると次式を得る。

$$q_{aD}(t) = K_{acD} i_D(t) - C_{alD} p_{aD}(t) \quad (2)$$

c) 加振機に流入する油の連続の式

$$K_{aD} \dot{p}_{aD}(t) = q_{aD}(t) - A_{aD} \dot{x}_{aD}(t) \quad (3)$$

d) 加振機の運動方程式

ここでは、テーブルには試験体が載っていない状態を考える。

$$M_{aD} \ddot{x}_{aD}(t) = A_{aD} p_{aD}(t) - C_{qD} \dot{x}_{aD}(t) = f_D(t) \quad (4)$$

ここで振動台の定式化で使用した変数と記号を表-1 にまとめた。

(2) 試験体-振動台連成系のモデル

a) 振動台の方程式

振動台の Y 方向の運動方程式は以下のようになる。

$$M_{ay} \ddot{y}_g(t) = f_y(t) + f_{ra}(t) \quad (5)$$

$$M_{ay} \cong M_g + M_y$$

試験体-振動台の上下方向の運動方程式は全重量とバランスシリンダ圧力が釣合っているとして上下

表-2 試験体-振動台の変数と記号

振動台	垂直左側加振機の力	$f_{z1}(t)$
	垂直右側加振機の力	$f_{z2}(t)$
	水平加振機の力	$f_y(t)$
試験体	試験体水平方向の絶対変位	$y_m(t)$
	振動台水平方向の絶対変位	$y_g(t)$
	振動台上下方向の変位	$z_g(t)$
	振動台回転方向の角度	$\phi_g(t)$
振動台	重力加速度	g
	振動台質量	M_g
	水平加振機可動部の質量	M_y
	垂直加振機可動部の質量	M_z
	振動台の重心回りの慣性モーメント	J_g
	振動台重心から垂直加振機取り付け位置までの距離	L_g
	振動台重心から水平加振機取り付け位置までの距離	H_g
試験体	試験体質量	M_m
	試験体重心回りの慣性モーメント	J_m
	振動台-試験体の重心間距離	H_m
	積層ゴムのバネ定数	K_i
	積層ゴムの減衰	C_i
	弾塑性部材の非弾性バネ	$K(y_m)$
	弾塑性部材の等価粘性減衰係数	C_{eq}

方向のつり合い位置からの変位を z_g とすると、

$$M_{all} \ddot{z}_g(t) = f_{z1}(t) + f_{z2}(t) \quad (6)$$

振動台-試験体の回転方向の運動方程式は以下のようになる。

$$J_{all} \ddot{\phi}_g(t) = (-f_{z1}(t) + f_{z2}(t))L_g + H_g f_y(t) + H_m f_{ra}(t) \quad (7)$$

b) 試験体の方程式

試験体の y 方向の運動方程式は以下のようになる。

$$M_m \ddot{y}_m(t) = f_{rm}(t) \quad (8)$$

無負荷の場合；

$$f_{ra}(t) = 0, J_{all} = J_g, M_{all} \equiv M_g + M_z \quad (9)$$

有負荷の場合；

$$f_{ra}(t) = -(K_i + K(y_m))(y_m(t) - y_g(t) - H_m \phi_g(t)) - (C_i + C_{eq})(\dot{y}_m(t) - \dot{y}_g(t) - H_m \dot{\phi}_g(t)) \quad (10)$$

$$f_{rm}(t) = -f_{ra}(t), J_{all} \equiv J_g + J_m, M_{all} \equiv M_g + M_m + M_z \quad (11)$$

表-3 非線形モデル³⁾⁴⁾⁵⁾

モデルタイプ	モデル図	構造形式
bi-linear model		鉄骨
bi-linear slip model		木造建築, X 配置のブレース
Clough model		鉄筋コンクリート

ここで振動台の定式化で使用した変数と記号を表-2にまとめた。

(3) 非弾性部材のモデル

非弾性部材のモデルとして、シミュレーション解析では bi-linear model, bi-linear slip model, Clough model を選定した。Bi-linear model は平成 14 年度に行った実験¹⁾で上載した非弾性部材の復元力特性であり、これは非弾性部材のなかで最も一般的な特性である。bi-linear slip model は木造でできた構造物の最も一般的な特性であり、Clough model は鉄筋コンクリートでできた構造物の最も一般的な特性である。

表-3 にこれらのモデルをまとめる。この表におけるモデルごとの各状態の反力 F の関係式は

a) bi-linear model

$$\textcircled{1}, \textcircled{3} \quad F = K_1 \cdot y(t) \quad (12)$$

$$\textcircled{2} \quad F = K_2 \cdot y(t) \quad (13)$$

b) bi-linear slip model

$$\textcircled{1}, \textcircled{3} \quad F = K_1 \cdot y(t) \quad (14)$$

$$\textcircled{2} \quad F = K_2 \cdot y(t) \quad (15)$$

$$\textcircled{4} \quad F = 0 \quad (16)$$

c) Clough model

$$\textcircled{1}, \textcircled{3} \quad F = K_1 \cdot y(t) \quad (17)$$

$$\textcircled{2} \quad F = F_y \quad (18)$$

$$\textcircled{4}, \textcircled{5}, \textcircled{6} \quad F = K(t) \cdot y(t) \quad (19)$$

ここで、 K_1 :一次剛性、 K_2 :二次剛性、 F_y :降伏点荷重、 $K(t)$:戻り剛性である。

4. 振動台システムの同定

(1) 振動台の同定

既報¹⁾²⁾では、中型振動台の同定実験を行い伝達

表-4 同定に用いたランダム波の仕様

条件	内容
ランダム波 加振	変位: 1 [mm], DC: 0.5~50[Hz], 角度: 0.04[deg], DC: 0.1~30[Hz] $x, y, z, \phi, \theta, \psi$ の各軸

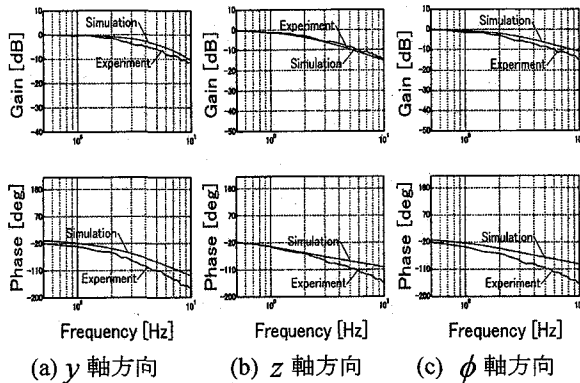


図-3 振動台の同定結果

表-5 各軸の伝達関数パラメータ

		(i=0)	(i=1)
y 軸	f_i [Hz]	5.2	17
	ζ_i [-]	—	1.2
z 軸	f_i [Hz]	1.0	40
	ζ_i [-]	—	0.45

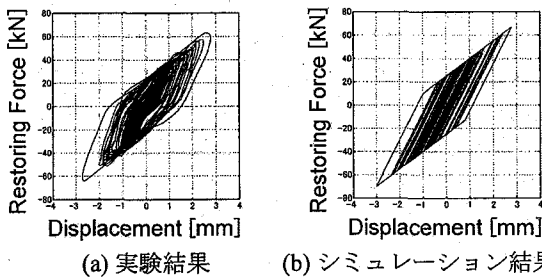


図-4 試験体の同定結果

表-6 試験体同定パラメータ

一次剛性 K_1	40.0×10^6 [N/m]
二次剛性 K_2	15.0×10^6 [N/m]
降伏点変位 δ_y	1.0×10^{-3} [m]
降伏点荷重 F_y	40.0×10^3 [N]

関数によりモデル化している。

今回は同定実験の結果をもとに FFT 法を用いて y 軸, z 軸, ϕ 軸ごとに同定をおこなった。伝達関数のモデルは式(20)のように仮定した。ただし $\omega_{iD} = 2\pi f_{iD}$ ($i=0, 1$) とする。

表-7 人工地震波の仕様

条件	内容
人工地震波 加振	変位 6 [mm] 周波数成分: 1~10[Hz] 卓越周波数: 3~4[Hz] 加振方向: y 軸
時間: 60[s]	

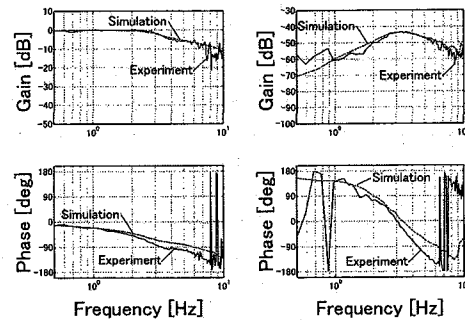


図-5 実験とシミュレーションの比較

表-8 ランダム波の仕様

条件	内容
ランダム波 加振	周波数成分: 1~10[Hz] 卓越周波数: 3~4[Hz] 加振方向: y 軸
時間: 120[s]	

$$G = \frac{\omega_{0D}}{s + \omega_{0D}} \cdot \frac{\omega_{1D}^2}{s^2 + 2\zeta_{1D}\omega_{1D}s + \omega_{1D}^2} \quad (20)$$

同定に用いた入力波の仕様を表-4 に、各軸方向のゲイン線図に合わせて同定したものを図-3 に、調整パラメータを表-5 に示す。

(2) 試験体の同定

平成 14 年度に行った実験データ¹⁾をもとに試験体の非弾塑性部材の同定をおこなった。同定パラメータ表-6 に、実験結果を図 4(a)に、同定結果を基にシミュレーションした結果を図 4(b)に示した。

(3) 実験データとの整合性

平成 14 年度に行った実験データと、作成した試験体-振動台連成系モデルとの整合性を確認するために非弾性特性に bi-linear model を用いて実験と同じ表-7 に示す入力波を使用してシミュレーションを行い、振動台 y 軸方向の目標変位入力に対し振動台 y 軸方向の応答変位を求めた。また、振動台 y 軸方向の目標変位に対して振動台 ϕ 軸方向の応答角度を求めた。これらの時刻歴波形に、FFT 法で処理し周波数伝達特性を求めた。結果を図-5 に示す。

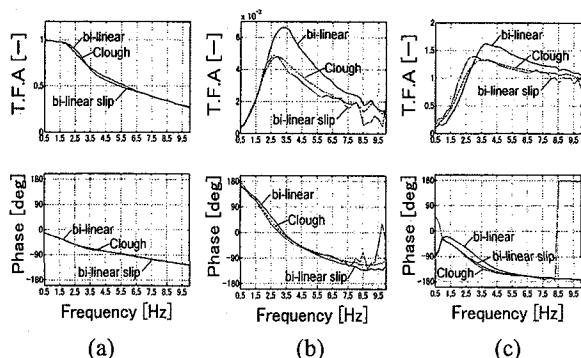


図-6 実験とシミュレーションの比較
(重心高さ：5[m]，入力振幅：6[mm])

表-9 振動台の y 軸方向伝達関数

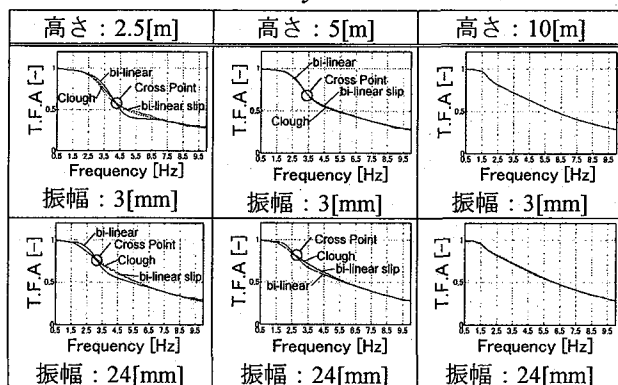
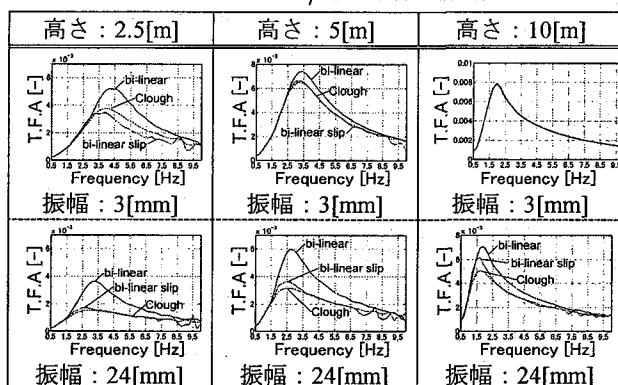


表-10 振動台の ϕ 軸方向伝達関数



5. 非弾性試験体の特性

非弾性試験体を振動台に上載したときの、影響を調査するために、表-8 の定常ランダム波を用いて、試験体の重心高さを 2.5[m]，5[m]，10[m]と変えて、各々の高さごとに、入力振幅を 3[mm]，6[mm]，12[mm]，24[mm]と変化させてシミュレーションを行った。標準ケースとして高さ 5[m]，入力振幅 6[mm]のときに以下の処理をした結果を図-6 に示す。

- a) 振動台水平方向の目標絶対変位から振動台水平方向の絶対変位応答までを FFT 処理したもの

- b) 振動台水平方向の目標絶対変位から振動台回転方向の応答絶対角度までを FFT 処理したもの
- c) 振動台水平方向の応答絶対変位から試験体水平方向の応答絶対変位までを FFT 処理したもの

ここで、太い線は bi-linear model，細い線は bi-linear slip model，破線は Clough model である。また伝達関数の振幅を T.F.A (Transfer Function Amplitude)で表している。

(1) 制御的観点

5-a)、5-b)の処理を施したデータの中で各々のパラメータの影響が顕著なものを y 軸方向に対し表-9， ϕ 軸方向に対し表-10 に示す。

a) 試験体重心高さによる影響

この振動台モデルの非弾性部材は、 y 軸方向のみに働くモデルである。よって試験体の重心高さが高くなるにつれて各々の部材モデル(bi-linear model, bi-linear slip model, Clough model)に加わる力が低下し、その結果ヒステリシスループの面積が狭くなり線形系に近くなる。よって伝達関数の違いがなくなっていく。振動台制御の観点から見ると回転モーメントの影響が強くなり(表-10 参照)水平方向の制御性能が劣化していくことがわかる(表-9 参照)。各々の部材モデルでは表-10 より bi-linear model の T.F.A が大きな値を示していることが分かる。

b) 入力振幅による影響

表-9 では、各々の部材モデルに対する周波数応答関数のグラフが交差する Cross Point が存在することが分かる。この点は入力振幅の増大に伴い、周波数の低い方へ移動していく。さらに bi-linear model は周波数の低域から高域を見たときに Cross Point までは制御性能が一番良が、Cross Point を越えた直後から急に制御性能が悪くなっている。また、表-10 では、入力振幅の増大に伴い、各々の部材モデルに対する回転応答に違いが出てくる。これは、入力振幅の増大に伴い、各々の部材モデルのヒステリシスループの変位が進行し面積が広くなり等価バネ定数、従って固有振動数が低くなるため、試験体の固有振動数も低くなる。

(2) 振動論観点

5-c)により処理したデータ(図-6(c))からピーク周波数、T.F.A のピークをもとめ、T.F.A のピークより減衰比を求めた。これらを図-7 に示す。また 5-b)により処理したデータからピーク周波数と T.F.A のピークを求め図-8 に示す。なお、ここで T.F.A のピークを T.F.A.P とし、ピーク振動数を P.F と書いている。

a) ピーク振動数

入力振幅の増大につれて、非弾性部材の等価バネ定数、従って固有振動数が低くなっていく。従ってピーク振動数も下がっていく。また、試験体重心高さが高くなることにより、試験体-振動台連成系の

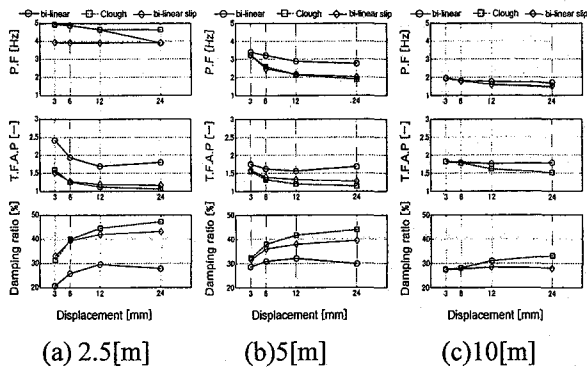


図-7 y 軸方向

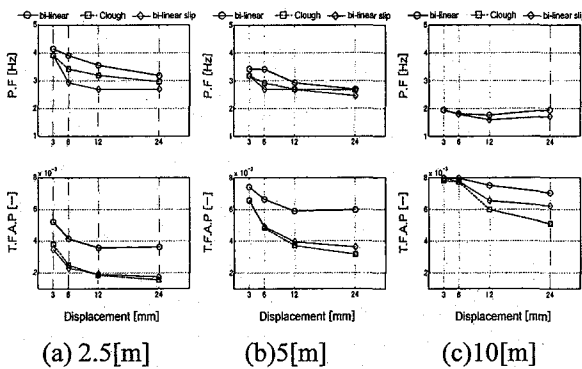


図-8 ϕ 軸方向

水平方向に関する固有振動数が低くなるためピーク振動数も下がってくる。また、各々の部材モデルでは bi-linear model が図 7(a) のデータから分るように、よりピーク振動数の低下が著しいと言える。

b) T. F. A. P

入力振幅の増大につれて、各々の部材モデルのヒステリシスループの変位が進行し、面積が広くなり等価バネ定数、従って固有振動数が低くなるため、試験体の固有振動数が低くなっていく。そのため T.F.A.P が小さくなる。また重心高さが高くなるにつれて、振動台の運動が y 軸方向成分より ϕ 軸方向成分が卓越してくる。また、各々の部材モデルでは、bi-linear model が最も固有振動数の低下割合が大きく、T.F.A.P の低下が著しい。

c) 減衰比

T.F.A のピーク値 x_p は近似的に

$$x_p \cong \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (21)$$

と書ける。ここで、 $\lambda=1$ とすると

$$\zeta \cong \frac{1}{2x_p} \quad (22)$$

である。従ってピーク値 x_p より減衰比 ζ が推定でき、5.(2).b) の T.F.A.P. に関して述べたことは ζ に対しても成り立つ。減衰比が増大する理由は入力振幅の増大により各々の部材モデルのヒステリシスループの面積が大きくなるからである。重心高さが高くなる時の影響は 5.(2).b) と同じことが言える。また、各々の部材モデルでは Clough model が一番減衰効果大きい。

6. 結言

本研究では、中型振動台の平面 3 自由度モデルと、各々の非弾性部材モデルを構築し、それを用いて非弾性試験体を上載した変位フィードバックのシミュレーションをおこなった。その結果以下の結論を得た。

(1) 振動台及び、試験体の同定を行ない、平面 3 自由度の非線形モデルを構築した。シミュレーションの結果と実験結果とは良く合っており、モデルの妥当性が示された。

(2) 非弾性試験体が振動台に及ぼす影響は、振動台の制御性能、試験体の固有振動数に関しては bi-linear model が、減衰に関しては Clough model が大きいことがわかった。

今回得られた結果の一部は、「大型振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の制御手法の開発として、これらの非弾性試験体を上載した振動台の制御手法の高度化の検討が必要である。

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の向上に関する研究」の一環として行われたものである。研究全般において防災科学技術研究所小川 信行氏、梶原 浩一氏、東京農工大学 田川 泰敬助教授に、非弾性試験体のモデル化において東京工業大学 山田 哲助教授、プログラム化に与っては東京農工大学 橋本 慎一氏に適切な助言を頂いた。ここに厚く御礼を申し上げる。

参考文献

- 1) 篠原, 清水ほか, 第4回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性の向上に関するシンポジウム論文集, pp.41-46, 2003
- 2) 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の向上に関するシンポジウム論文集, pp.59-64, 2002
- 3) 柴田明徳, 最新耐震構造解析, 森北出版株式会社, pp.116-121.1981
- 4) 秋山宏, エネルギーの釣合に基づく建築物の耐震設計, 技報堂出版株式会社, pp.211-219, 2002
- 5) 任意形状立体フレームの弾塑性解析プログラムテクニカルマニュアル, 株式会社構造システムホームページ http://www.kozo.co.jp/download_files/snapv2/SNAP_T.pdf