

3.5.2 加振実験手法の応用展開

目 次

(1) 業務の内容

- (a) 業務題目
- (b) 担当者
- (c) 業務の目的
- (d) 1 カ年の年次実施計画
- (e) 平成 16 年度業務目的

(2) 平成 16 年度の成果

- (a) 業務の要約
- (b) 業務の実施方法
- (c) 業務の成果
 - 1) E-defense のモデリングと試験体との連成解析
 - 2) 試験体反力の直接フィードバックによる震動台制御性能の向上
 - 3) バーチャル試験体を用いた振動台制御系の評価実験手法の提案
- (d) 結論ならびに今後の課題
- (e) 引用文献
- (f) 成果の論文発表・口頭発表等
- (g) 特許出願，ソフトウェア開発，仕様・標準等の策定

(3) 平成 16 年度業務のまとめ

(1) 業務の内容

(a) 業務題目 加振実験手法の応用展開

(b) 担当者

所属機関	役職	氏名	メールアドレス
国立大学法人 東京農工大学	教授	田川 泰敬	tagawa@cc.tuat.ac.jp
防災科学技術研究所 兵庫耐震工学 研究センター	主任研究員 研究員	梶原 浩一 佐藤 栄児	kaji@bosai.go.jp eiiji@bosai.go.jp

(c) 業務の目的

震動台シミュレータが実機震動台の加振実験を再現できるように、シミュレータのパラメータを調整する方法について取り纏める。更に、シミュレータを活用し、加震実験時に発生が想定される震動台のピッチングを抑制する方法について、従来の加振実験手法の応用展開により開発する。

(d) 1 ヶ年の年次実施計画

1) 平成16年度：

震動台シミュレータが実機震動台の加振実験を再現できるように、シミュレータのパラメータを調整する方法について取り纏める。更に、シミュレータを活用し、加震実験時に発生が想定される震動台のピッチングを抑制する方法について、従来の加振実験手法の応用展開により開発する。

(e) 平成16年度業務目的

想定される制御系のパラメータ及び、負荷試験体パラメータを用いた震動台の応答解析を実施する。

ピッチングを抑制する方法について、小型振動台を用いた実験を含めて研究する。試験体を積載した状態を電気信号で仮想的に作り出し、無負荷の加振実験により試験体積載時のピッチングを含む震動台応答を確認可能なハイブリットシミュレーションシステムについての研究を行う。

(2)平成16年度の成果

(a) 業務の要約

- 1) 想定される負荷試験体パラメータを用いた震動台の応答解析を実施し負荷試験体の震動台のピッチングに与える影響などについて検討した。
- 2) ピッチングの発生を抑制する方法として、震動台搭載試験体を作る反力が震動台モーション再現性能に与える悪影響を低減する制御方法を提案し、実験により実証した。
- 3) 振動実験の効率良い事前検討を可能とするシステムを目指し、試験体を積載した状態を電気信号で仮想的に作り出し（バーチャル試験体）、無負荷の加振実験にもかかわらず、あたかも試験体積載時の震動台応答を再現可能なハイブリットシミュレーシ

ョンシステムを提案した。

(b) 業務の実施方法

- 1) 想定される負荷試験体パラメータを用いた震動台の応答解析を実施し負荷試験体の震動台のピッチングに与える影響などについて検討するため、震動台の数学モデルを作成する。
- 2) ピッチングの発生を抑制する方法をシミュレーションにより確認後、手法の有効性を実証するために小型振動台を用いた実験を実施する。
- 3) 振動実験の効率良い事前検討を可能とするシステムを目指し、ハイブリットシミュレーションシステムを提案し、シミュレーションと小型振動台を用いた実験によって有効性を検証する。

(c) 業務の成果

1) E-defense のモデリングと試験体との連成解析

a) 振動台のモデル化

i) 油圧加振機

図 1 は、振動台の油圧制御系全体のブロック線図を説明の便宜上、1 軸振動台を例に示したものである。本研究では振動台を加速度フィードバックで制御するため、ここでは操作量 u から振動台加速度 \ddot{x} までの解析モデルを導く。加振機への操作電圧 u はサーボ弁内のサーボアンプに入力され、作動油 Q_{sa} がサーボ弁から油圧加振機へ流入する。これによって与えられるピストン内の差圧 P_{am} が振動台へ加わる力 f となる。なお、ピストン内の差圧は、差圧フィードバックとしてゲイン K_{PB} によって増幅され、操作電圧に印加される。本研究では、このブロック図における信号の流れに沿ってモデル化を行った。

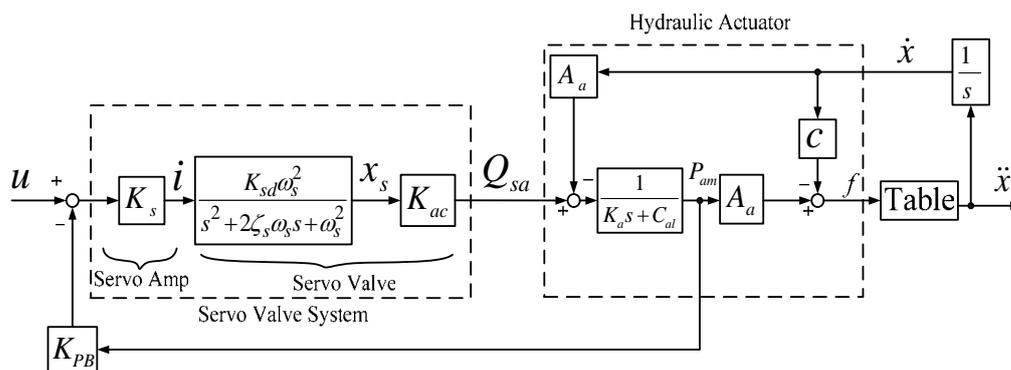


図 1 震動台のブロック図 (1 自由度)

ii) 振動台・試験体の運動方程式

ア) 加振機配置行列

E-Defense では、750t の振動台テーブルを鉛直(Z 方向)14 本、水平方向 10 本(X 方向 5 本、Y 方向 5 本)の計 24 本の油圧加振機で支持する構造をとっている。各加振機の出力する力を以下に定義する。

f_i ($i = 1 \sim 5$): 水平加振機発生力(X 方向)

f_i ($i = 6 \sim 10$) : 水平加振機発生力(Y方向)

f_i ($i = 11 \sim 24$) : 鉛直加振機発生力(Z方向)

各加振機の出力 f_i ($i = 1 \sim 24$)から、振動台テーブルの重心位置に加わる力とモーメント $\{F_X, F_Y, F_Z, M_x, M_y, M_z\}$ までは加振機配置行列 H_f を用いて表現される。加振機配置行列とは、各々の加振機が振動台テーブル重心に対してどのような力とモーメントを及ぼすかを示す行列である。いま、振動台テーブルの重心位置を原点とし、加振機の接合点の相対位置を考える。X軸加振機の一つ、 i 本目の加振機が接合された相対位置を (x_i, y_i, z_i) とすると、加振機が出力する力 f_i は振動台テーブルの重心変位 (x_G, y_G, z_G, x, y, z) に対して、以下のような力とモーメントを与える。

$$\begin{cases} F_X = f_i \\ M_{\theta_y} = z_i \cdot f_i \\ M_{\theta_z} = -y_i \cdot f_i \end{cases} \quad (1)$$

この場合、加振機の出力 f_i に関する加振機配置行列は、以下のように表される。

$$\{F_X \ F_Y \ F_Z \ M_x \ M_y \ M_z\}^T = \{1 \ 0 \ 0 \ 0 \ z_i \ -y_i\}^T f_i \quad (2)$$

24本の加振機全てについて同様の式を導き整理すると、振動台テーブルの重心位置に加わる力は加振機配置行列 H_f を用いて次式で表される。

$$\begin{cases} F_X \\ F_Y \\ F_Z \\ M_{\theta_x} \\ M_{\theta_y} \\ M_{\theta_z} \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 & 1 \cdots 1 \\ 0 \cdots 0 & -z_6 \cdots -z_{10} & y_{11} \cdots y_{24} \\ z_1 \cdots z_5 & 0 \cdots 0 & -x_{11} \cdots -x_{24} \\ -y_1 \cdots -y_5 & x_6 \cdots x_{10} & 0 \cdots 0 \end{bmatrix} \begin{cases} f_1 \\ \vdots \\ f_{24} \end{cases} \quad (3)$$

式(3)の右辺における行列が H_f である。本研究では、リンク部の幾何学的特性に起因する非線形特性は、リンク部の回転が他の部分の運動と比較して相対的に小さいものとして無視する。

イ) テーブル・試験体の運動方程式

振動台テーブルにおける質量と慣性モーメントは、各加振軸ごとに $\{M_x, M_y, M_z, I_x, I_y, I_z\}$ と設定する。軸ごとに異なる質量を設定する理由は油圧加振機とテーブルを繋ぐリンク機構の有効質量を考慮するためである。それぞれ加振軸方向に直列に配置されているリンクは有効質量としてリンクの質量を、また加振軸方向と垂直に設置されているリンクには有効質量としてリンクの質量の1/3をテーブル質量に加算している。

本研究ではE-Defenseにおける振動台とこれに搭載する試験体の連成に関わる基本特性をシミュレーションによって検討する。このため試験体としては1質点モデルを採用する。試験体の質量を M_f とし、バネ定数と減衰係数はそれぞれ K, C とする。 K にはテーブルと試験体の相対変位を掛け、 C には相対速度を掛ける。Y軸におけるテーブルと試験体の運動方程式、および両者の x 回転運動の運動方程式は、以下の式となる。

$$\begin{aligned}
M_y \ddot{y}_G - C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) - K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) &= F_Y \\
M_1 \ddot{y}_1 + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) &= 0 \\
I_x \ddot{\theta}_x + C(\dot{y}_1 - \dot{y}_G + l_1 \dot{\theta}_x) l_1 + K(y_1 - y_G + l_1 \theta_x) l_1 &= M_{\theta x}
\end{aligned} \tag{4}$$

l_1 : 振動台テーブル重心位置から試験体重心位置までの距離

y_1 : 試験体の Y 方向変位

同様に X 軸方向の運動方程式についても、

$$\begin{aligned}
M_x \ddot{x}_G - C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) - K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) &= F_X \\
M_1 \ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) + K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) &= 0 \\
I_y \ddot{\theta}_y + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_G + l_1 \dot{\theta}_y) l_1 + K(x_1 - x_G + l_1 \theta_y) l_1 &= M_{\theta y}
\end{aligned} \tag{5}$$

x_1 : 試験体の X 方向変位

となる。Z 軸方向の運動方程式は以下の式となる。

$$\begin{aligned}
(M_z + M_1) \ddot{z}_G &= F_Z \\
I_z \ddot{\theta}_z &= M_{\theta z}
\end{aligned} \tag{6}$$

iii) 振動台の状態方程式

24 個のサーボ弁について、行列を用いて整理すると以下の様になる。

$$\{\ddot{Q}_{sa}\} = [C_o] \{\dot{Q}_{sa}\} + [K_o] \{Q_{sa}\} + [F_o] \{u\} \tag{7}$$

$\{Q_{sa}\}$ 、 $\{u\}$ は状態量を表す 24 行 1 列のベクトルであり、 $[C]$ $[K]$ $[F_o]$ はサーボ弁の伝達関数の係数を対角成分に持つ 24 行 24 列の行列である。

同様に加振機に関しても、24 本分立て、行列でまとめる。

$$\{\dot{P}_{am}\} = [K_c] \{P_{am}\} + [K_v] \{Q_{sa}\} + [K_d] \{\dot{x}_a\} \tag{8}$$

状態量 $\{P_{am}\}$ 、 $\{x_a\}$ はそれぞれ 24 行 1 列、係数 $[K_c]$ 、 $[K_v]$ 、 $[K_d]$ はそれぞれ 24 行 24 列の対角行列である。

ピストンのシリンダ内の差圧から加振機の加振力までは、式(8)を整理して、

$$\{f\} = [A_a] \{P_{am}\} - [c] \{\dot{x}_a\} \tag{9}$$

となる。係数行列は 24 行 24 列の対角行列である。

また、テーブル・試験体に関する運動方程式は、式(4)、(5)、(6)を整理して、

$$[M] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K] \{x\} = \{F_t\} \tag{10}$$

ただしこの場合は、 $\{x\} = \{x_G, y_G, z_G, x, y, z, x_1, y_1\}^T$ とし、 $\{F_t\}$ はテーブルが重心位置で加振機から受ける力とモーメントをまとめた 8 行 1 列のベクトルであり、加振機の力と加振機配置行列で以下のように表される。

$$\{F_t\} = \{F_X, F_Y, F_Z, M_x, M_y, M_z, 0, 0\}^T = \begin{Bmatrix} H_f \{f_1 \dots f_{24}\}^T \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{11}$$

以上の式をまとめるとシステム全体に関する次の 88 次の状態方程式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X}_G \\ \ddot{X}_m \\ \dot{X}_G \\ \dot{X}_m \\ \dot{P}_{am} \\ \dot{Q}_{sa} \\ \dot{Q}_{sa} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}(C+c) & -M^{-1}K & M^{-1}H_f A_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_d H_f^T & 0 & 0 & K_c & 0 & K_v & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_\omega & K_\omega & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_G \\ \dot{X}_m \\ X_G \\ X_m \\ P_{am} \\ \dot{Q}_{sa} \\ Q_{sa} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_u \\ 0 \end{Bmatrix} \{U\} \quad (12)$$

ただし、 $\{X_G\} = \{x_G, y_G, z_G, x, y, z\}^T$ $\{X_m\} = \{x_f, y_f\}^T$ である。

b) 制御器設計 TVC

TVCとは振動台を制御する際に広く使用される応用制御器である。その構造はシンプルであり、図2で表されるように、振動台目標値(変位、速度、加速度)を入力するフィードフォワード部分の3つのゲイン K_{fd} 、 K_{fv} 、 K_{fa} と、制御量と目標値の偏差を入力するフィードバック部分の3つのゲイン K_{bd} 、 K_{bv} 、 K_{ba} から成り立つ。この制御器はそれぞれのゲインパラメータに対応する振動台の変位、速度、加速度の状態量を目標値に一致させるように働く。しかし本研究においては加速度制御を行うため、目標値と制御量にはそれぞれ加速度のみをとり、他の状態量は積分演算によって求める。そのため積分演算による状態量の発散を防止する目的で3次のハイパスフィルタを、またノイズ除去を想定して2次のローパスフィルタを付加する。TVCにはこれまで論理的に制御器のパラメータを決定する手法はなく、加振実験の現場において実験者が経験に基づき試加振を繰り返し試行錯誤的にそれぞれのゲインを決定してきた。しかし本研究ではTVCを用いた際の加振性能を定量的に把握する必要があるため、制御対象を低次元化することで極配置法を用いてTVCのパラメータの決定を行う梶原らの設計手法¹⁾を採用する。

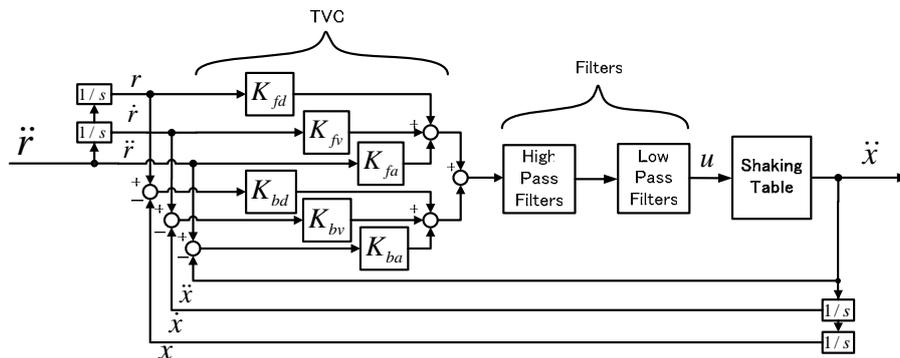


図2 TVC制御器

c) E-Defense モデルを用いたシミュレーション

i) シミュレーション条件

E-Defense は振動台が Y 軸方向に長い形状をしており、建造物の倒壊を目的とした加振を行う場合、Y 軸方向に加振する機会が最も多いと想定される。このためシミュレーショ

ンでは Y 軸方向加振を行った。また、制御器は Y-Z 平面内の運動に関係ある Y 軸、Z 軸、
 x 回転方向について、TVC を用いてシミュレーションを行った。シミュレーション全体を
 表すブロック線図を図 3 に示す。試験体は、質量を 800t と 1200t、その重心位置がテー
 ブルの重心位置から 10m となるよう、また固有振動数は 5Hz、減衰は 1% となるように設定す
 る。水平方向目標値は図中の r_y より入力し、その他の軸はゼロを目標値とする。

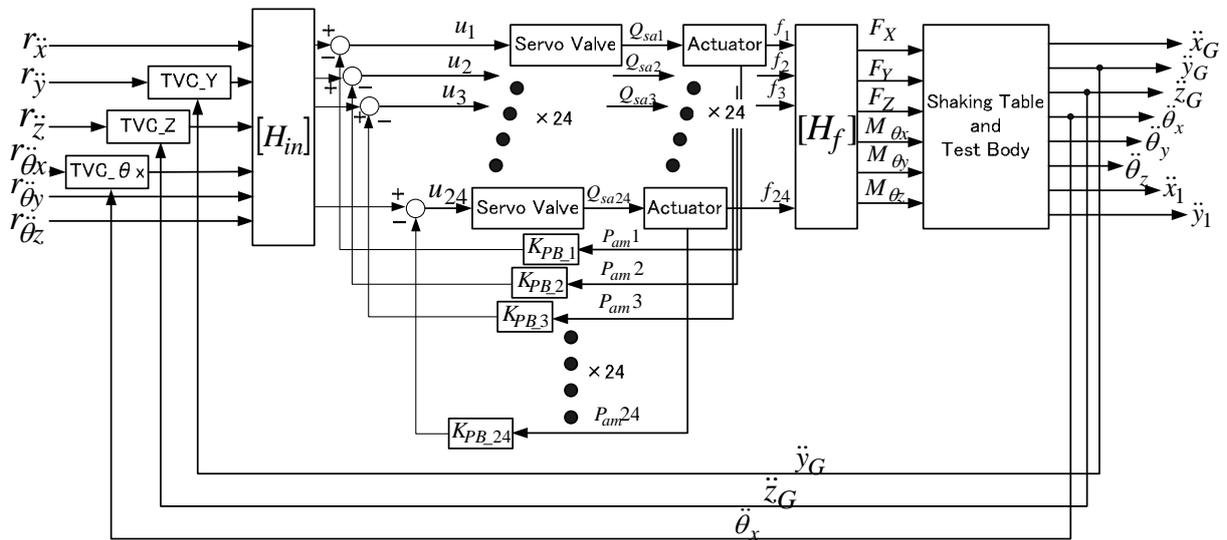


図 3 TVC を用いた震動台制御系

ii) 試験体搭載時の加振性能

試験体質量 800t を搭載した際の加振軸方向の周波数応答を図 4 に示す。試験体
 の共振点である 5Hz 付近に、連成系としての反共振点を表すゲインの落ち込みが見
 られる。また試験体質量 1200t を搭載した際の周波数応答を中央の周波数帯を拡大
 して図 5 に示す。試験体質量 800t から 1200t へ増加したことで、振動台と試験体
 の連成による影響が、振動台の応答ゲインの低減として現れていることがわかる。
 図 6 は、試験体の質量とテーブルの回転運動（ピッチング運動）の関係を調べるた
 め、Y 軸加速度目標値からテーブルの x 軸回りの角加速度までの周波数応答を示
 したものである。図より試験体の質量の増加に伴い、テーブルの回転運動が大き
 くなっていることがわかる。次に実際の地震波（神戸地震波 NS 成分）を目標加速度として
 入力した際の層間変位のシミュレーション結果を図 7 に示す。ここでの層間変位とは、テ
 ーブルの傾きを考慮した、テーブル重心と試験体重心との相対変位であり、試験体の変形
 量を表す。層間変位がある一定の値を超えると構造物が破壊するため、層間変位は構造物
 の破壊のための指標として用いられる。図 7 から 試験体が重くなるにつれ、層間変位が小
 さくなる傾向が見られる。図 6 および図 7 の結果は、加振機から加えられるエネルギーの
 一部が試験体の回転運動に費やされ、その結果として試験体の層間変位を減少させたもの
 と考えられる。

これらのシミュレーション結果は、試験体の破壊を目的とした E-Defense の加振実験に
 もかわらず、入力信号を誤ると、試験体に十分な層間変位を与えることができず、試験

体を破壊に導くことができない場合があることを示しており、事前の十分なシミュレーションの重要性を示唆している。

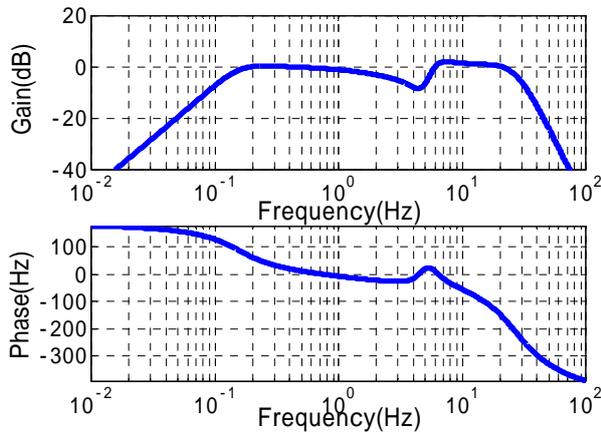


図4 目標加速度追従特性

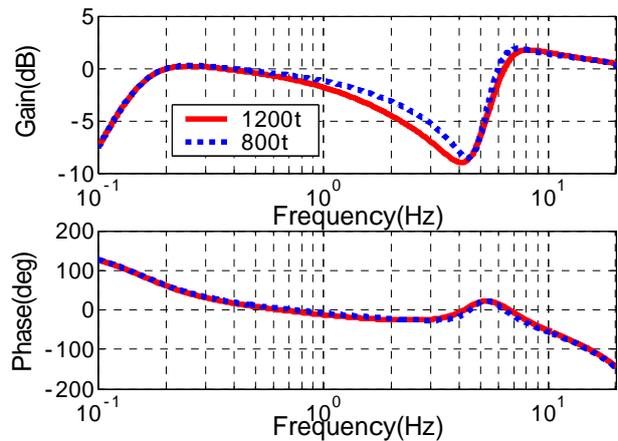


図5 目標加速度追従特性(拡大図)

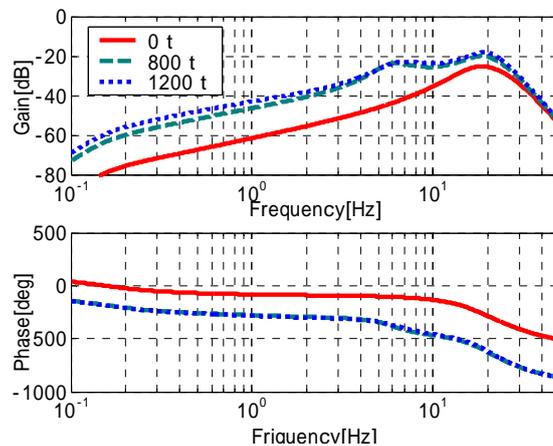


図6 クロスオーバー特性

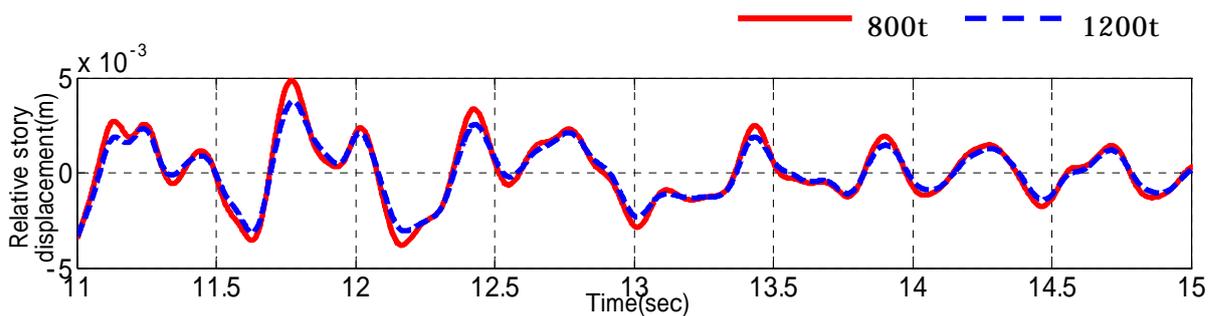


図7 層間変位

2) 試験体反力の直接フィードバックによる震動台制御性能の向上

a) 実験装置

図8に実験で使用した小型振動台、および試験体の外観を示す。小型振動台は振動台質量660kg、試験体搭載面積1000×1000mm、水平(y軸)方向に1本、垂直(z軸)方向に2本の加振機(油圧アクチュエータ)が取り付けられており、2次元(y-z平面)で水平、垂直、

回転の3自由度の加振が可能である。最大変位は水平 $\pm 50\text{mm}$ 、垂直 $\pm 60\text{mm}$ となっている。小型振動台に搭載する試験体は、質量約 900kg 、寸法 $1200 \times 1200 \times 758\text{mm}$ 、上板、下板、板ばね、ピース（弾塑性部材）から構成されており、上板を板ばねが支えている。そして、上板と下板の間にピースを取り付けることができる。このピースを変更することにより、試験体に、弾性体、弾塑性体、剛体の特性を持たせることができる。本研究では、共振周波数が 7Hz 程度になるようなピースを選択した。振動台と試験体の間には、反力を計測するためのロードセルが4隅に1つずつ、計4個取り付けられている。このロードセルは水平、垂直の2方向の反力を計測することができる。



図8 小型震動台と試験体モデル

b) 小型振動台 - 試験体モデル⁽²⁾

図9に小型振動台 - 試験体モデルを示す。振動台と試験体の間にはロードセルが設置されている。また、振動台と試験体は剛体として接続されているとする。試験体は上部と下部に分かれており、2つの板ばねによって接続されている。板ばねは水平方向に運動したときのみばね定数 k_1 、 k_2 、減衰 c_1 、 c_2 のばねとして作用するが、垂直方向では剛体として考える。ここで、振動台、試験体上部、試験体下部の各回転角度 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 は微小と考え、以下のように拘束条件を与える。

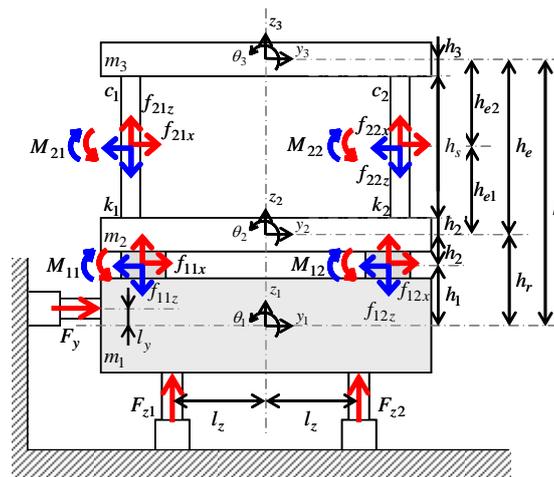


図9 小型震動台解析モデル（試験体搭載時）

$$\begin{cases} y_2 = y_1 - h_r \theta_1 \\ z = z_1 = z_2 = z_3 \\ \theta = \theta_1 = \theta_2 = \theta_3 \end{cases} \quad (13)$$

$$[G] = \frac{[H_{ga}][G_{s1}]}{s_2 + [K_f][G_{s1}] + [G_{s2}]} \quad (15)$$

$$[G] = \frac{[H_{ga}][G_{s1}]}{s_2 + [K_f][G_{s1}] + [G_{s2}] + [M][C]} \quad (16)$$

$$[G] = \frac{[H_{ga}][G_{s1}]}{s_2 + [K_f][G_{s1}] + [G_{s2}] + [M][C] + [G_{s1}][C][R]} \quad (17)$$

$$[G_{s1}] = [K_p][G_{sv}(s)][G_{act}(s)][A_a][H_f][M] \quad (18)$$

$$[G_{s2}] = [H_f][M][H_{ga}][c_f] \quad (19)$$

式(16)の試験体無しの伝達関数に比べ、式(18)の試験体有りの伝達関数には、試験体の影響である $[M][C]$ が表れ、これが試験体反力の影響の項である。反力補償法を適用すると、式(19)のように $[G_{s1}][C][R]$ の項が追加される。このとき補償器を $[R] = [M] / [G_{s1}]$ とすると、試験体の影響の項が相殺され、試験体を載せない状態の伝達関数と同様となり、試験体の影響を抑制できる。しかし、実際には $[R]$ はプロパ性を満たしていないので、ローパスフィルタを付加してプロパになるようにする。よって、反力補償器は次のようになる。

$$R = \frac{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)(k_a s + C_{al}) \omega_l^4}{K_p K_s \omega_s^2 K_{ac} A_a (s^2 + 2\zeta_l \omega_l s + \omega_l^2)^2} \quad (20)$$

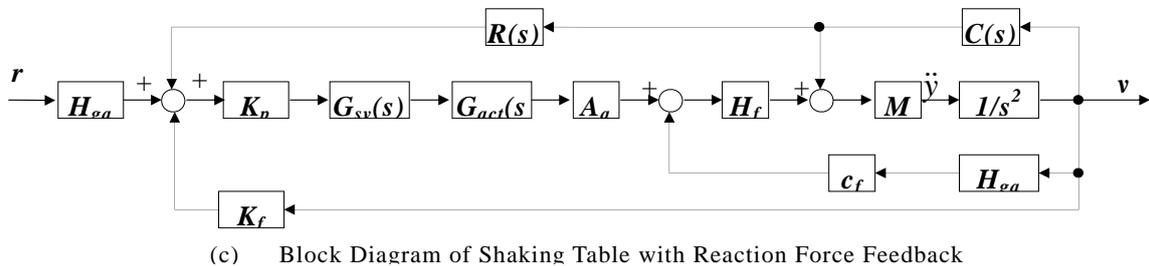
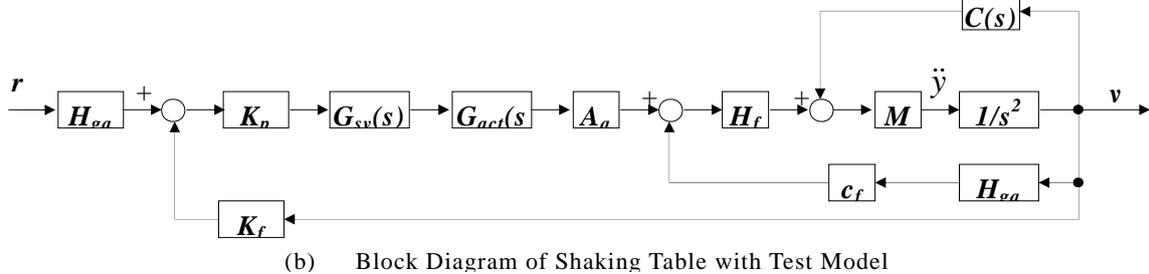
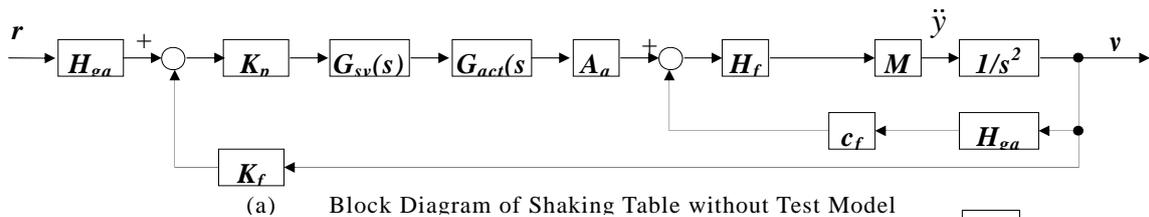


図10 小型震動台ブロック図

iii) 差圧から試験体反力の推定

油圧加振機の差圧から試験体反力を推定する方法について述べる。1 自由度の場合、振動台の運動方程式において試験体反力 f_d が加わると、式(4)は次式のようにになる。

$$M\ddot{x}_a = f_a - c_a\dot{x}_a - f_d \quad (21)$$

式(21)より、試験体反力 f_d は次式のように加振機差圧 P_{am} を用いて表すことができる。

$$f_d = f_a - c_a\dot{x} - M\ddot{x} = P_{am}A_a - c_a\dot{x} - M\ddot{x} \quad (22)$$

次に 2 次元 3 自由度について、各軸方向の試験体反力を 1 自由度の場合と同様に導出する。振動台重心位置における各軸方向の運動方程式である式(14)において、加振機から振動台に加えらるる力以外を各軸方向の試験体反力 f_{dy} 、 f_{dz} 、 f_d と考えると、式(14)は次式のように表すことができる。

$$\begin{cases} m_1\ddot{y}_1 = F_y - f_{dy} \\ m_1\ddot{z} = F_{z1} + F_{z2} - f_{dz} \\ I_1\ddot{\theta} = -F_y l_y - (F_{z1} - F_{z2})l_z - f_{d\theta} \end{cases} \quad (23)$$

ここで、各加振機が振動台に作用する力 F_y 、 F_{z1} 、 F_{z2} は、それぞれ 1 自由度の場合と同様に各加振機の差圧 P_{amy} 、 P_{amz1} 、 P_{amz2} を用いて、次式で表される。

$$\begin{cases} F_y = P_{amy}A_{ah} - c_{ah}\dot{y}_a \\ F_{z1} = P_{amz1}A_{av} - c_{av}\dot{z}_{a1} \\ F_{z2} = P_{amz2}A_{av} - c_{av}\dot{z}_{a2} \end{cases} \quad (24)$$

A_{ah} 、 A_{av} : 水平、垂直方向ピストン受圧面積

c_{ah} 、 c_{av} : 水平、垂直方向粘性抵抗

y_a 、 z_{a1} 、 z_{a2} : 各加振機変位

式(24)を式(23)に代入し、変形すると試験体反力は以下のように表される。

$$\begin{cases} f_{dy} = -m_1\ddot{y}_1 + P_{amy}A_{ah} - c_{ah}\dot{y}_a \\ f_{dz} = -m_1\ddot{z} + (P_{amz1} + P_{amz2})A_{av} - (\dot{z}_{a1} + \dot{z}_{a2})c_{av} \\ f_{d\theta} = -I_1\ddot{\theta} - (P_{amy}A_{ah} - c_{ah}\dot{y}_a)l_y \\ \quad - \{(P_{amz1} - P_{amz2})A_{av} - (\dot{z}_{a1} - \dot{z}_{a2})c_{av}\}l_z \end{cases} \quad (25)$$

式(25)により差圧から試験体反力を推定し、反力補償器に入力して反力補償を行う。このとき、反力補償器は各加振機ごとに設計しているため、式(25)により求めた試験体反力を各加振機方向に変換したものを反力補償器に入力する必要がある。

d) 加振実験

ロードセルを用いた反力補を小型振動台に付加して加振実験を行い、その制御性能を検討した。本研究では、目標値として y 軸方向にランダム波 (DC ~ 50Hz) JMA 神戸地震波 NS 成分 (変位) を入力した。そして、変位比例制御のみの場合についても同様の実験を行い、反力補償を行った場合と比較した。また、差圧を用いた反力補償を付加し、同様に y 軸方向にランダム波を入力し、この結果をロードセルを用いた反力補償と比較した。

i) 周波数応答

試験体搭載時にロードセルを用いた反力補償を行った場合、試験体搭載、および非搭載時に変位比例制御のみを行った場合における y - y 方向、 y - θ 方向の周波数応答を図

11(a)(b)に示す。

y - y 方向の周波数応答では、試験体を搭載した際、試験体の影響とみられるゲインの落ち込みが約 7Hz 付近にみられた。しかし、反力補償器を付加することによって、その影響を抑制できていることがわかる。

y - θ 方向に関しても、試験体を搭載すると、試験体反力により回転モーメントが発生し大きくピッチングしている。反力補償器を付加した場合は試験体の影響が最も大きい共振点付近でピッチングを抑制できており、反力補償法の性能を確認することができる。

ii) 地震波応答

図 12 に JMA 神戸地震波 NS 成分 (変位) を入力した場合の振動台変位の時刻歴応答を示す。この図では、変位比例制御をした場合と反力補償を行った場合の結果はほぼ一致している。これは、入力した地震波に高周波成分が含まれていないため、試験体の影響が顕著に現れないことが原因であり、試験体の影響を抑制する反力補償の性能を確認することはできなかった。

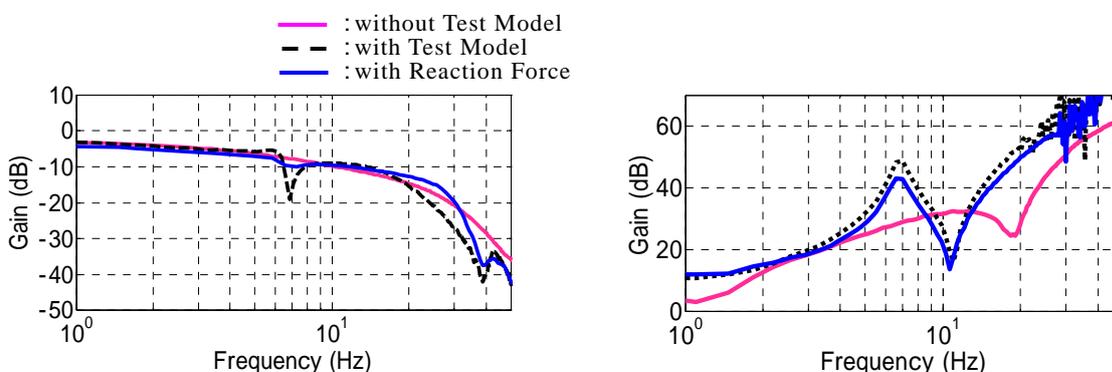


図 11 周波数応答特性 (y - y)

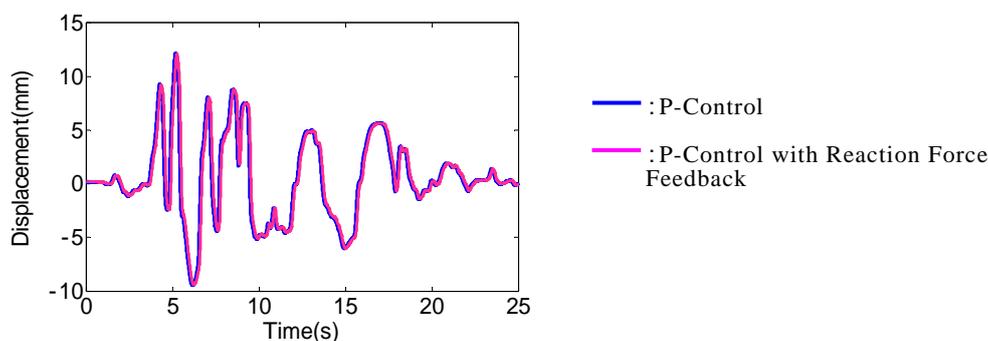


図 12 時刻歴応答 (神戸地震波 NS)

iii) 差圧から推定した反力を用いた反力補償

y 方向にランダム波を入力し、油圧加振機の差圧を用いて試験体反力を推定した値が、実際の試験体反力と等しいか比較した。その結果を図 13(a)に示す。この図から、推定した反力は、ロードセルにより計測した値と完全には一致しないものの、ほぼ同様の波形を示しており、制御に用いるには十分有効であると考えられる。そこで、推定した反力を用いて反力補償を行い、その制御性能を確認した。ランダム波を入力することにより求めた y - y 方向の周波数応答を図 13(b)に示す。この結果から、差圧を用いた反力補償はロード

セルを用いた反力補償とほぼ一致しており、また試験体の影響も大きく抑制することができている。

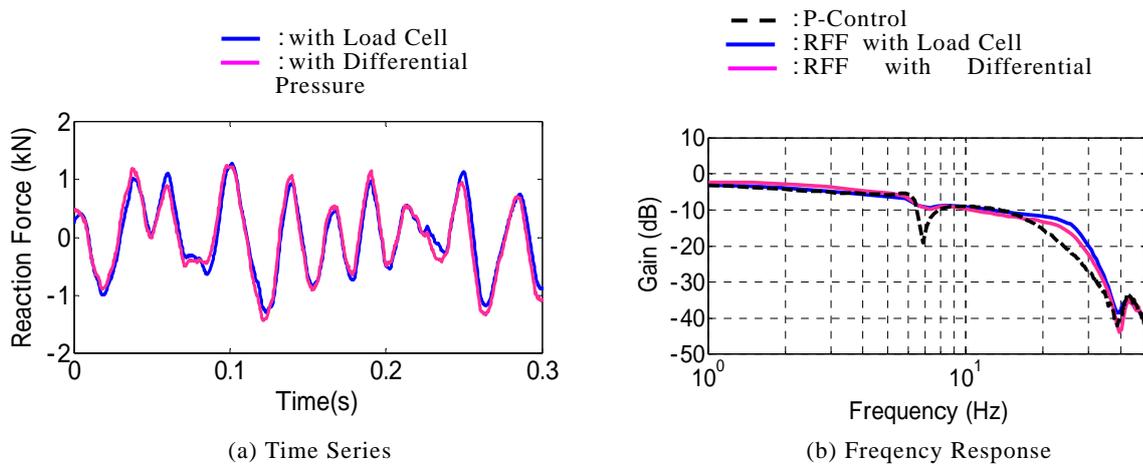


図 13 差圧を利用した制御

3) バーチャル試験体を用いた振動台制御系の評価実験手法の提案

a) バーチャル試験体の構成

振動台に試験体を搭載した場合とバーチャル試験体を付加した場合の振動台の概略図および信号の流れを、それぞれ図 14 と図 15 に示す。振動台は、油圧加振機により力が加えられ運動する。試験体を搭載した場合には、振動台の運動に伴い試験体も運動し、慣性力が発生する。この慣性力が試験体反力として図 14(b)のように振動台に加わり、振動台の運動に影響を及ぼす。これにより目標値追従性能の悪化や、ピッチング運動の発生などが引き起こされる。一方、バーチャル試験体では、試験体を搭載した状態を再現するために、振動台に取付けられている油圧加振機を用いて試験体反力と等価な力を発生させる(図 15)。試験体反力の発生方法について図 15(b)に示す。振動台の運動に伴い発生する試験体反力を試験体のモデルを用いて計算し、これを補償器に入力することで試験体反力に相当する操作電圧を求め、目標値からの操作電圧に加える。これにより、油圧加振機からは、振動台を目標値通りに運動させようとする加振力だけでなく、同時に試験体反力も発生させることができる。これによって、試験体を搭載することなく、試験体の影響を考慮した制御系の評価実験が可能となる。

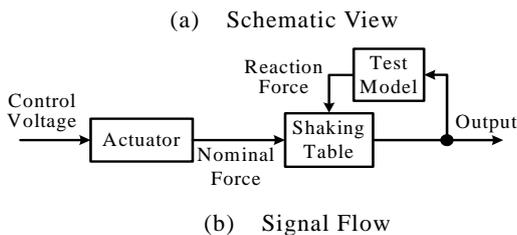
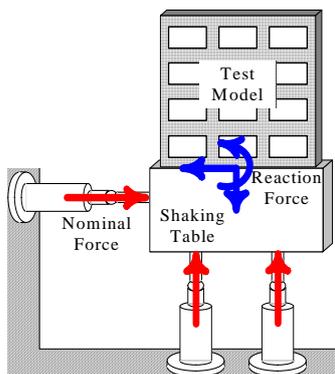
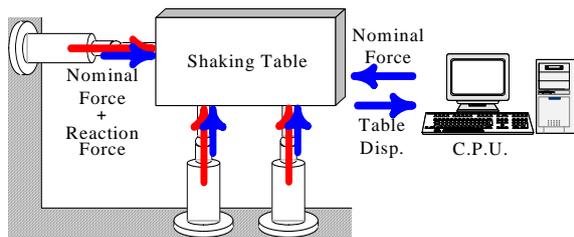
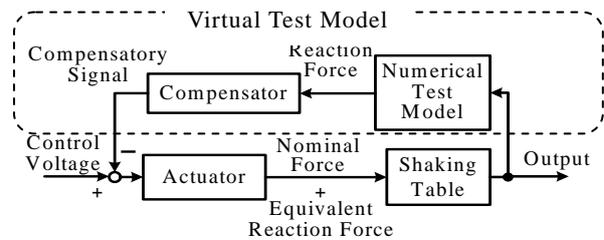


図 14 試験体を搭載した震動台



(a) Schematic View



(b) Signal Flow

図 15 バーチャル試験体を用いた震動台

b) バーチャル試験体の特徴

バーチャル試験体を用いた制御系評価実験の利点を以下に列挙する。

試験体を搭載する必要がないため、試験体の製作、設置に必要な労力、費用、時間などを大きく削減することができる。その効果は、大規模な振動台ほど顕微である。

試験体モデル内のパラメータ（質量、高さ、共振点、減衰比など）を変更するだけで、様々な試験体を再現できるため、種々の試験体を搭載した振動台に対する制御系評価実験を容易に行うことができる。

数値シミュレーションにより制御器の性能を評価する場合と比較すると、振動台は実際

の装置を用いるため、シミュレーションでは考慮することが困難な振動台の特性（加振機内の摩擦、加振機と振動台を繋ぐ継ぎ手、センサノイズなど）を考慮した制御系の評価が可能である。

以上のことから、提案するバーチャル試験体を用いた制御系評価実験手法は、特に大型振動台に対して非常に有利な手法であると言える。

c) バーチャル試験体の設計

本研究で提案する制御系評価実験手法に用いるバーチャル試験体を設計する。バーチャル試験体は、図 15 に示したように試験体モデルと補償器から構成される。そこで、以下にそれぞれの設計方法について述べる。

i) 試験体モデルの設計

振動台の運動に伴い発生する試験体反力を得るための試験体モデルを作成する。振動台重心周りの運動方程式の右辺において、油圧加振機から加えられる力 F_h 、 F_{v1} 、 F_{v2} を含む項以外が試験体から加えられる力、すなわち試験体反力（モーメントも含む）を示している。よって、振動台重心周りに作用する試験体反力を f_{dy} 、 f_{dz} 、 f_d とすると、それぞれ以下の式で表される。

$$\begin{cases} f_{dy} = -m_2(\ddot{y}_1 - h_r\ddot{\theta}) - (f_{21y} + f_{22y}) \\ f_{dz} = -(m_2 + m_3)\ddot{z} \\ f_{d\theta} = m_2(\ddot{y}_1 - h_r\ddot{\theta})h_r + (f_{21y} + f_{22y})h - (I_2 + I_3)\ddot{\theta} \end{cases} \quad (26)$$

ここで、板ばねによる反力 ($f_{21y} + f_{22y}$) は上板の加速度を用いて求めるが、本研究で用いる実験装置では振動台の速度を計測することはできないため、加速度を擬似積分することによりリアルタイムで速度を求める。また、バーチャル試験体を用いる場合は試験体を設置しないので、試験体上部の変位と速度を得ることはできない。そこで、試験体上部の運動方程式を用いて次に示す状態方程式を求め、これにより振動台の変位と速度を計算し、板ばねによる反力を得る。

$$\begin{Bmatrix} \dot{y}_3 \\ \dot{y}_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k & -c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_3 \\ \dot{y}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ k & c & -k & -c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ \dot{y}_1 \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \quad (27)$$

$$f_{21y} + f_{22y} = \begin{bmatrix} -k & -c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_3 \\ \dot{y}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & c & -kh & -ch \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ \dot{y}_1 \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \quad (28)$$

この式で求めた板ばねによる反力を、式(26)に代入することにより、振動台重心に作用する試験体反力を振動台の運動からリアルタイムで得ることができる。

ii) 補償器の設計

前節の試験体モデルにより求めた振動台重心周りに作用する試験体反力を、これに相当する油圧加振機の操作電圧に変換する補償器を設計する。

図 16 は変位 P 制御を行った振動台に対して、(a)試験体を搭載していない場合、(b)試

験体を搭載した場合、(c)バーチャル試験体を付加した場合の1自由度振動台制御系のブロック線図を示す。

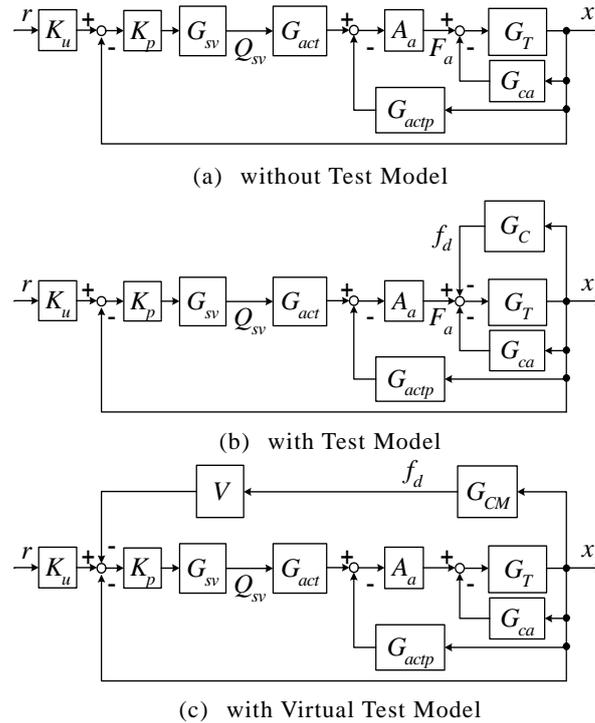


図16 1自由度震動台のブロック図

それぞれの図について、目標値 r から振動台変位 x までの伝達関数 G_{rx} を導出すると次のようになる。

- ・試験体非搭載時

$$G_{rx} = \frac{K_u K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T}{1 + K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T + G_{actp} A_a G_T + G_{ca} G_T} \quad (29)$$

- ・試験体搭載時

$$G_{rx} = \frac{K_u K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T}{1 + K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T + G_{actp} A_a G_T + G_{ca} G_T + G_C G_T} \quad (30)$$

- ・バーチャル試験体付加時

$$G_{rx} = \frac{K_u K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T}{1 + K_p G_{sv} G_{act} A_a G_T + G_{actp} A_a G_T + G_{ca} G_T + V K_p G_{sv} G_{act} A_a G_{CM} G_T} \quad (31)$$

変位 - 電圧変換係数： K_u [V/m]、変位比例ゲイン： K_p

差圧損失： $G_{actp} = \frac{A_a s}{k_a s + C_{al}}$ 、作動油粘性抵抗： $G_{ca} = c_a s$

振動台： $G_T = \frac{1}{Ms^2}$ 、試験体： G_C

試験体モデル： G_{CM} 、補償器： V

式(29)と(30)を比較すると、試験体を搭載することにより全系の伝達関数の分母に試験体の影響の項である $G_C G_T$ が追加されていることがわかる。さらに、バーチャル試験体を付加した場合の式(31)では、分母に $V K_p G_{sv} G_{act} A_a G_{CM} G_T$ という項が現れている。バーチャル試

験体により試験体の影響を再現するためには、式(30)の試験体を搭載した場合と式(31)のバーチャル試験体を付加した場合の伝達関数を一致させればよい。そのためには、2つの伝達関数の分母の試験体の影響の項と、バーチャル試験体を付加することで追加された項が等しくなるように、補償器の伝達関数 V を設定する。よって、 V は次式のようになる。ここで、実際の試験体の伝達関数 G_C と試験体モデルの伝達関数 G_{CM} は等しいとしている。

$$V = (K_p G_{sv} G_{act} A_a)^{-1} = \frac{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)(k_a s + C_{at})}{K_p K_s \omega_s^2 K_{ac} A_a} \quad (32)$$

しかし、このままではプロパ性を満たしていないため、3次のローパスフィルタを付加することで分母の次数を増やしたものを補償器とする。式(32)にローパスフィルタを加えた補償器を次式に示す。

$$V = \frac{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)(k_a s + C_{at})}{K_p K_s \omega_s^2 K_{ac} A_a} \cdot \frac{\omega_l^3}{(s + \omega_l)(s^2 + 2\zeta_l \omega_l s + \omega_l^2)} \quad (33)$$

また、試験体反力は振動台重心周りの水平、垂直、回転方向にそれぞれ作用する。そのため、3自由度の補償器が必要となるが、本研究では図17に示すような構成とした。ここで、 H_u は振動台重心周りに作用する力を各加振機位置に変換する変換行列であり、加振機の取り付け位置と重心位置の幾何学的な関係によって次式のように求まる。

$$H_u = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -l_h/2l_v & 0.5 & -1/2l_v \\ l_h/2l_v & 0.5 & 1/2l_v \end{bmatrix} \quad (34)$$

H_u により求めた各加振機位置の反力を各加振機ごとに設計した補償器 V_h 、 V_{v1} 、 V_{v2} に入力し、それぞれの補償信号を求め、これを操作電圧に付加する。

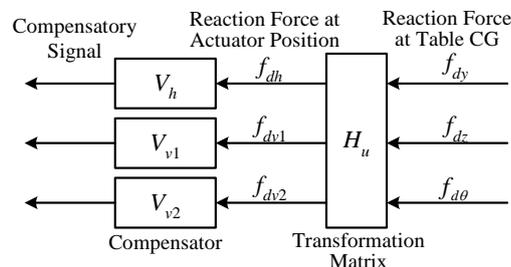


図 17 3DOF Compensator

d) 加振実験

設計したバーチャル試験体を小型振動台に適用して、加振実験を行った。目標値には、50Hz以下の周波数成分を含むランダム波を各軸方向にそれぞれ入力し、この結果から周波数応答を求めた。また、バーチャル試験体の効果を確認するために、実際の試験体を搭載した場合と搭載していない場合についても同様の実験を行い、これら結果とバーチャル試験体を付加した結果を比較した。

i) 各軸方向とピッチングの周波数応答

図18に各軸方向(y 、 z 、 θ 軸)の目標変位から出力変位までの周波数応答、および試験体の影響によるピッチング運動の大きさを表す水平方向目標変位から回転角度までの周波数応答を示す。図18(a)の水平方向の周波数応答を見ると、試験体を搭載した場合には6~7Hz付近に反共振点が発生している。これは、試験体が弾性体のため固有振動数近傍の

振動が加わると大きく運動し、大きな反力を発生する。これが振動台の運動方向と逆方向に作用するため、振動台の振幅が小さくなったものと考えられる。バーチャル試験体を付加した場合においても、この反共振点を正確に再現できていることがわかる。また、20Hz付近までは試験体を搭載した場合と同様の結果が得られている。

試験体の影響によるピッチング運動を示す図 18(b)においても、試験体を搭載することで反力の影響により回転モーメントが発生し大きくピッチングを起こしているが、バーチャル試験体においても同様のピッチングを再現することができている。

垂直方向の結果(図 18(c))は、垂直方向の運動に対して板ばねとピースが剛体として作用するため、試験体を搭載していない場合、搭載した場合、およびバーチャル試験体を付加した場合の結果は 30Hz 以下において同様となり、試験体の影響はほぼ見られない。

次に図 18(d)の回転方向については、水平方向と同様に試験体の影響で反共振点が現れており、バーチャル試験体によりこの影響を再現することができている。

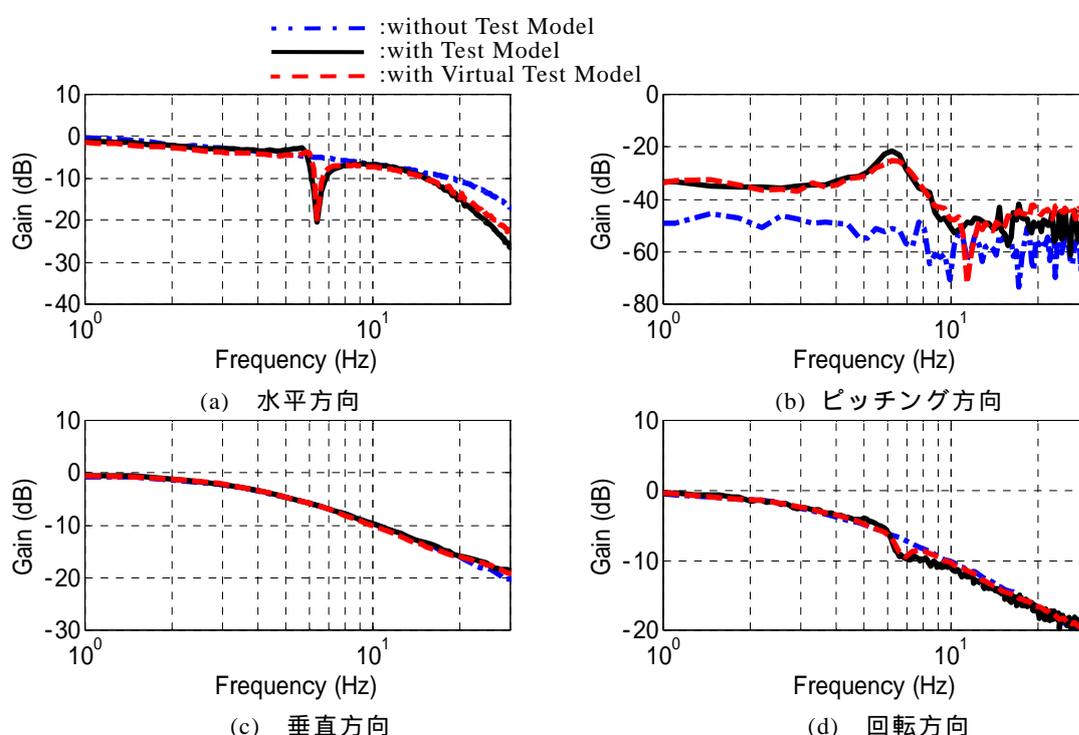


図 18 周波数応答

ii) パラメータを変更したときの周波数応答

本実験で用いたバーチャル試験体の主なパラメータとしては、試験体の質量、高さ、共振点、および減衰比がある。ここでは、共振点と減衰比を変更して加振し、様々な試験体をバーチャル試験体により容易に再現可能であるのか確認した。

図 19 は、バーチャル試験体の共振点を 2Hz、5Hz、10Hz に変更した場合の周波数応答であり、設定した周波数において試験体の影響である反共振点を再現できている。

次に図 20 に減衰比を 3 種類に変更した場合の共振点付近の周波数応答を示す。この図から、減衰比が小さくなるほど試験体の共振点で大きな反力が発生し、反共振点が大きくなるという弾性試験体の特徴を再現できていることがわかる。

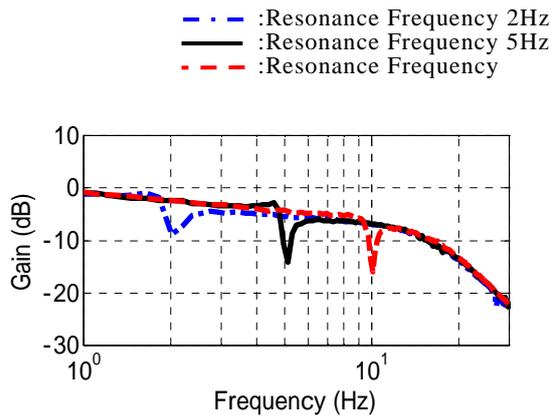


図 19 周波数応答
(For Various Resonance Frequencies)

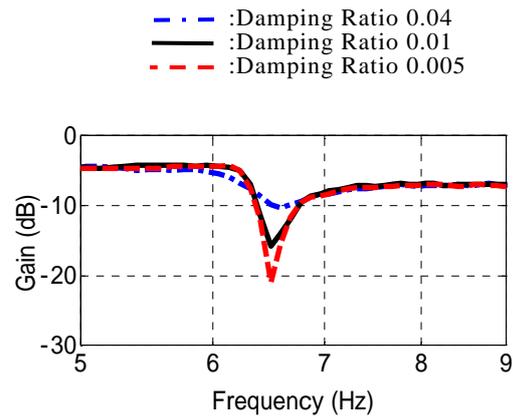


図 20 周波数応答
(For Various Damping Ratio)

(d) 結論ならびに今後の課題

1) E-defense のモデリングと試験体との連成解析

- a) E-Defense を対象に、油圧制御系、振動台、および試験体を考慮したシステム全体のダイナミクスを表現する線形解析モデルを導いた。
- b) 差圧フィードバック補償と TVC を併用する油圧加振機制御系において、制御系の設計指針を示した。
- c) a)、b)をもとに、1 自由度の弾性構造物（試験体）が振動台に搭載された場合の水平方向加振シミュレーションを行い試験体が制御性能に与える影響を調べた結果、次のことが明らかになった。
 - i) 試験体の共振周波数近傍において、振動台の制御性能が大幅に悪化する。
 - ii) 試験体の質量の増加とともに、振動台の回転（ピッチング運動）が大きくなり、この影響で試験体の層間変位が減少する。

2) 反力補償法による制御器設計

a) 直接試験体反力を計測する(ロードセルを用いた)反力補償

小型振動台を制御対象として、反力補償法による制御系を設計した。反力補償に必要な試験体反力はロードセルを用いて直接計測した値を用い、シミュレーション、および加振実験により反力補償法の性能を確認することができた。水平方向については、試験体の影響をほぼ抑制することに成功し、目標値追従性能を向上させることができた。ピッチング運動についても、最も影響の出る試験体の共振点付近において約半分を抑えることができた。よって、振動台に反力補償法を適用することで、試験体に目的の振動をより正確に付加することができることを証明した。また、コントローラの位相遅れが制御性能に影響を及ぼすことを実験結果により確認した。

b) 間接的に試験体反力を推定する(加振機差圧を用いた)反力補償

ここでは、油圧加振機に取付けられている差圧計の計測値を用いて試験体反力を推定する方法と、この反力を用いる反力補償法について述べた。この手法の正当性を確認するために加振実験を行い、水平方向に作用する試験体反力は正確に推定することができ、反力補償により水平方向への試験体の影響の抑制することができた。しかし、回転方向

については正確に試験体反力を推定することができず、反力補償を行うことはできなかった。

3) バーチャル試験体を用いた振動台制御系の評価実験手法の提案

本研究では、振動台の制御系評価実験の際の負担の軽減のために、バーチャル試験体を用いた実験手法を提案した。また、実際の振動台に対してバーチャル試験体を設計し、加振実験によりその有効性を検証した。得られた結論を以下に述べる。

- a) 試験体から振動台への影響をバーチャル試験体の付加により精度よく再現できることを、加振実験により確認した。
- b) 振動台を用いた実験で大きな問題となる試験体の影響によるピッチング運動もバーチャル試験体により再現することができた。
- c) バーチャル試験体のパラメータの変更により様々な試験体を容易に再現できることを確認した。以上のことから本研究で提案するバーチャル試験体を用いた制御系評価実験手法の有効性が示された。本手法は、E-ディフェンスなどの特に試験体の製作、設置が困難な大型振動台に対して有効であると考えられる。

(e) 引用文献

- 1) 梶原浩一，光田真旅，佐藤栄児，渡辺紗綾香，田川泰敬，高井茂光：振動台制御を目的とした加速度出力フィードバックによる3変数制御器設計手法について、第8回運動と振動の制御シンポジウム論文集，pp.325-330，2003
- 2) 堂園美礼，堀内敏彦，勝俣英雄，今野隆雄：非線形供試体反力の実時間補償による振動台制御，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，pp53-58，2001

(f) 成果の論文発表・口頭発表など

1) 論文発表

発表者	題名	発表先	発表年月日
光田真旅 梶原浩一 田川泰敬 佐藤栄児	実大三次元震動破壊実験装置における振動台と試験体の連成(線形モデルを用いたシミュレーションによる検討)	日本機械学会論文集C編	投稿中
光田真旅 梶原浩一 佐藤栄児 田川泰敬	振動台・試験体連成系における加振制御と性能について	日本機械学会 Dynamics & Design Conference 2004 CD-ROM 論文集	平成16年9月
永井栄次 田川敬泰 佐藤栄児 梶原浩一	バーチャル試験体を用いた振動台制御系の評価実験手法の提案	日本機械学会論文集(C)	投稿中

光田真旅 梶原浩一 佐藤栄児 田川泰敬	試験体搭載時における振動台制御と加振性能について	第 47 回自動制御連合講演会, CD-ROM 予稿集	平成 16 年 11 月
永井栄次 田川敬泰 佐藤栄児 梶原浩一	試験体反力の直接フィードバックによる振動台制御性能の向上	日本機械学会 Dynamics & Design Conference 2004 CD-ROM 論文集	平成 16 年 9 月
永井栄次 田川敬泰 佐藤栄児 梶原浩一	バーチャル試験体を用いた振動試験装置における制御実験手法の提案	第 47 回自動制御連合講演会, CD-ROM 予稿集	平成 16 年 11 月
Y.Tagawa E.Nagai E.Sato K.Kajiwara	Controller Evaluation Technique Using Virtual Test Model in Shaking Table	Proceedings of The 2005 ASME PVP Conference, Seismic Engineering, 2005	2005 年 7 月

(g) 特許出願, ソフトウェア開発, 仕様・標準等の策定

1) 特許出願

なし

2) ソフトウェア開発

名称	機能
なし	なし

3) 仕様・標準等の策定

なし

(3) 平成 16 年度業務のまとめ

平成 16 年度では、震動台シミュレータが実機震動台の加振実験を再現できるように、シミュレータのパラメータを調整する方法について、制御系のパラメータ及び、負荷試験体パラメータを用いた震動台の応答解析を実施し取り纏めた。また、シミュレーションを行い、ピッチングを抑制する方法について、従来の応用展開である、試験体と震動台間に発生する応力の実時間計測とアクチュエータの差圧の実時間計測による信号を用いた制御方法を提案し、小型振動台を用いた実験においても良好な成果を得た。

更に、応用展開として、試験体を積載した状態を電気信号で仮想的に作り出し、無負荷の加振実験により試験体積載時のピッチングを含む震動台応答を確認可能なハイブリットシミュレーションシステムについて研究を行い、その有効性を確認した。