

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

藤八大睦¹・田川泰敬²・梶原浩一³・佐藤英児³

¹東京農工大学 工学部 機械システム工学科 (〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16)

²東京農工大学 生物システム応用科学研究所 (〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16)

³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)

The 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility (E-Defence) is now under construction in Miki City near Kobe. The Test model considered for this facility has a mass of 1200 tons compared to the shaking table mass of 750 tons, i.e., 1.6 times as heavy as the shaking table. For this reason, it is considered that the reaction force from the test model to the shaking table is considerably large, and this degrades vibration re-create performance of E-Defence. In this study, the controller is designed by using Reaction Force Feedback. The effectiveness of the control technique is verified through simulation and experiment.

Key Words : E-Defence, Control, Reaction Force Feedback

1. 緒言

現在三木市に建設中である、実大3次元震動破壊実験装置(以下[E-ディフェンス]と呼ぶ Fig.1 参照)は、震動台質量に対し、試験体の最大質量の割合が従来の振動台と比較して大きいため、加振する際、震動台は試験体の反力の影響を強く受け目標値追従特性が低下する事が予想される。このような場合、良好な目標値追従特性を得るためには、試験体の反力の影響を抑制することが可能な制御系を設計する必要がある。

そこで本研究では、試験体反力をセンサにより直接計測し、それを制御器にフィードバックする事で影響を抑制する反力補償法⁽¹⁾を制御器に組み込み、実際に試験体を載せて加振することのできる既存の振動実験装置(以下「小型振動台」と呼ぶ)を用いて、その有効性を検証する。なお、本研究では目標値の入力を水平方向に限定するが、設計する反力補償器は水平方向の反力の影響の抑制のみならず、試験体反力が振動台に及ぼす回転方向の影響も抑制することを目的に設計する。

2. 実験装置⁽²⁾

Fig.2に実験で使用した、試験体を搭載した状態の小型振動台の外観を示す。

小型振動台は振動台質量660 kg、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)

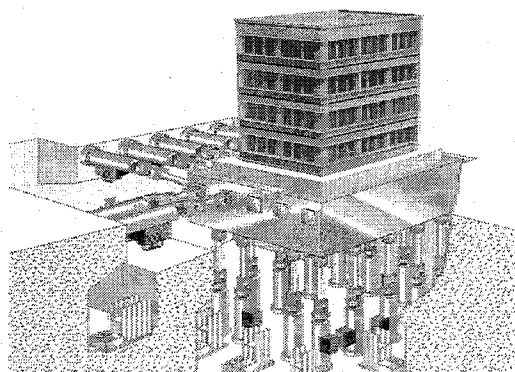


Fig.1 実大三次元震動破壊実験装置



Fig.2 小型振動台

が取り付けられており、2次元y-z平面内で水平、垂直、回転の3自由度の加振が可能となっている。

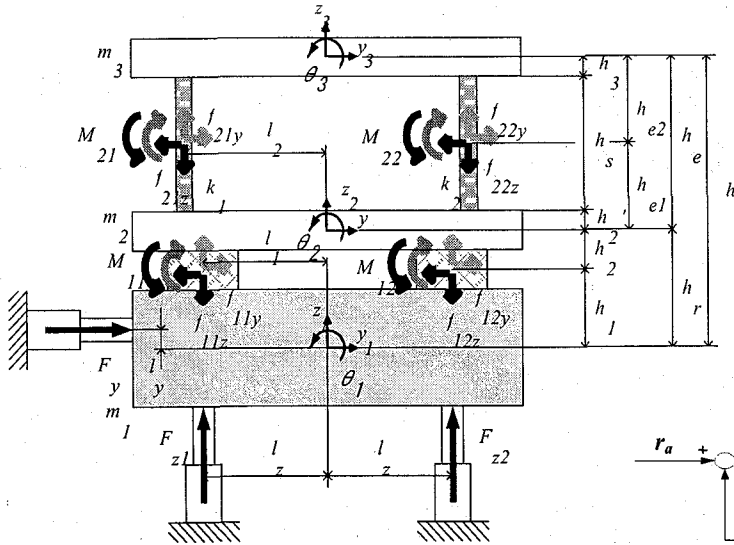


Fig. 3 振動台と試験体の図面

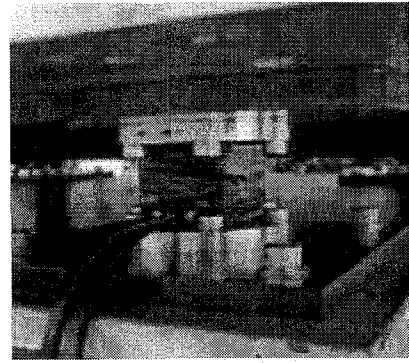


Fig. 4 反力センサ

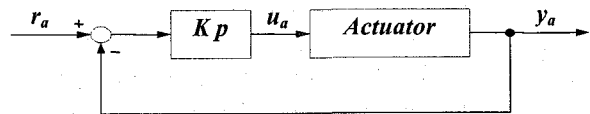


Fig. 5 変位比例制御

Table. 1 小型振動台の仕様

機関	独立行政法人 防災科学技術研究所
振動台質量(kg)	660
搭載面積(m×m)	1×1

最大変位は水平±50mm, 垂直±60mmとなっている。仕様をTable. 1に示す。小型振動台に搭載される試験体は、質量は約900kg, 寸法1200×1200×758mm, 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。仕様をTable. 2に, 振動台と試験体の図面をFig. 3に示す。

振動台と試験体の間には, 反力を計測するためのセンサが四隅に1つずつ, 計4個取り付けられている(Fig. 4 参照)。センサは1個につき水平, 垂直の2方向の反力を計測することができる。

小型振動台は基本の制御系として, Fig. 5のような変位比例制御が各加振機にあらかじめ装備されている。

3. モデリング⁽²⁾

小型振動台の主な構成要素はサーボアンプ, サーボ弁, 油圧加振機, 三次元継ぎ手及び振動台である。サーボアンプは加振機操作電圧を電流に変換し, この電流がサーボ弁の開閉を行い, 加振機に供給する油圧を制御する。供給された油圧は加振機のピストンを駆動し, 三次元継ぎ手を介して振動台に力を与えることによって, 任意の地震動を発生させる仕組みとなっている。

Table. 2 試験体の仕様

寸法(m×m×m)	1200×1200×758
質量(kg)	842.64

(1) サーボ弁(加振機操作電圧からサーボ弁出力流量)

サーボアンプゲインを K_s とし, サーボ弁の動特性を2次遅れ系で近似し, サーボ弁スプール変位とサーボ弁出力流量とが比例関係にあると仮定すると, 加振機操作電圧 u_a からサーボ弁出力流量 Q_{sv} までの関係は次式のようになる。

$$Q_{sv} = \frac{K_s \omega_s^2 K_{ac}}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} u_a \quad (1)$$

ここで, ω_s はサーボ弁固有振動数, ζ_s はサーボ弁減衰係数, K_{ac} はスプール変位-サーボ弁出力流量変換係数を表している。

(2) 加振機

加振機の作動油の連続の式と, 作動油流量 Q_a と差圧 P_{am} との関係は, C_{al} を流量損失係数, A_a をピストン受圧面積, k_a を駆動形の剛性を表す係数とすると,

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{sv} - C_{al} P_{am} \\ Q_a &= A_a \dot{x} + k_a P_{am} \end{aligned} \quad (2)$$

となる。また, 加振機から発生する力 f_a は次式で与えられる。

$$f_a = A_a P_{am} \quad (3)$$

(3) 振動台の運動方程式

小型振動台は水平方向(y 軸)1 本, 鉛直方向(z 軸)2 本, 合計 3 本の油圧加振機を駆動することにより振動台を水平, 垂直, 及びそれらの軸に垂直な軸回りの回転の 2 自由度の加振が可能である。しかし, 本研究において加振方向は y 軸方向のみを扱う。

振動台の重心回りの運動方程式は次式で与えられる。括弧内の数字は行列の大きさを表す。

$$[M]\{\ddot{y}\} = [H_f]\{f\} \quad (4)$$

$[M]$: 質量マトリクス (3×3)

$[H_f]$: 加振機配置マトリクス (3×3)

$\{y\} = \{y, z, \theta_x\}^T$: 振動台重心変位(角変位)ベクトル (3×1)

$\{f\}$: 振動台操作力ベクトル (3×1)

ここで加振機配置マトリクス $[H_f]$ は 3 本の加振機から発生した力を振動台の重心に加わる力に変換する働きを持ち, 加振機の取り付け位置の幾何学的な関係によって求まる定数行列である。 $[H_f]$ は本来 3 次元継ぎ手と振動台のもつ幾何学的な非線形性により, 非線形特性を有する。しかしここでは線形モデルを導くために非線形特性を無視し, 線形近似をする。

振動台操作力ベクトル $\{f\}$ は, 加振機シリンダ内の油がダンパの働きをすると考えると次式で与えられる。

$$\{f\} = \{f_a\} - [c_a]\{\dot{y}_a\} \quad (5)$$

ただし, $\{f_a\} = [A_a]\{P_{am}\}$

$[A_a]$: 加振機受圧面積マトリクス (3×3)

$[c_a]$: 加振機粘性抵抗マトリクス (3×3)

$\{f_a\}$: 加振機力ベクトル (3×1)

$\{P_{am}\}$: 加振機差圧ベクトル (3×1)

$\{y_a\}$: 加振機変位ベクトル (3×1)

なお, 振動台重心変位(角変位)と加振機変位の関係は $[H_f]$ 同様に線形近似を行うことで次のように表せる。

$$\{y_a\} = [H_{ga}]\{y\} \quad (6)$$

$[H_{ga}]$: 振動台重心変位(角変位)-加振機変位変換マトリクス (3×3)

よって, 式(4)は式(1)~(3)より次式のように表せる。

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{y}\} + [c]\{\dot{y}\} + [H_f][A_a]^2[G_{act}(s)][H_{ga}]\{\ddot{y}\} \\ = [H_f][A_a][G_{act}(s)][G_{sv}(s)]\{u_a\} \end{aligned} \quad (7)$$

$\{u_a\}$: 加振機操作電圧ベクトル (3×1)

ここで $[c] = [H_f][c_a][H_{ga}]$, $[G_{act}(s)]$ は加振機伝達関数行列で対角要素に $1/(k_a s + C_{al})$ を, $[G_{sv}(s)]$ はサ

ーボ弁伝達関数行列で対角要素に $K_s \omega_s^2 K_{ac}/(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)$ を持つ(3×3)の対角行列である。ただし, 各パラメータは各加振機特性により異なる。

小型振動台は基本の制御系として変位比例制御が用いられている。そこで, 変位比例制御もモデルに組み込み, そのモデルに対し制御器を設計することにする。

Fig. 5 より次式が得られる。

$$\{u_a\} = [K_p]\{r_a\} - [K_f]\{y_a\} \quad (8)$$

$[K_p]$: 変位比例ゲインマトリクス

$[K_f]$: 変位計校正値マトリクス

$\{r_a\}$: 加振機目標電圧ベクトル

よって, 式(8)を式(7)に代入することにより次式が得られる。

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{y}\} + [c]\{\dot{y}\} + [H_f][A_a]^2[G_{act}(s)][H_{ga}]\{\ddot{y}\} \\ + [H_f][A_a][G_{act}(s)][G_{sv}(s)][K_p][K_f][H_{ga}]\{\ddot{y}\} \\ = [H_f][A_a][G_{act}(s)][G_{sv}(s)][K_p]\{r_a\} \end{aligned} \quad (9)$$

一般には式(9)は各軸毎で完全に独立ではなく, 3 つの連成した式となってしまう。しかし, 無負荷時において, 重心は振動台中心かつ水平加振機の延長上付近に位置するため, 非対角要素の影響は小さくなり, 無視することができる。

そして以下の式のように振動台重心変位-加振機変換マトリクス $[H_{ga}]$ を用い, 各軸方向への目標値を各加振機へ変換することで各軸方向ごとの式にすることができる。

$$\{r_a\} = [H_{ga}]\{r_g\} \quad (10)$$

$\{r_g\}$: 軸方向目標電圧ベクトル

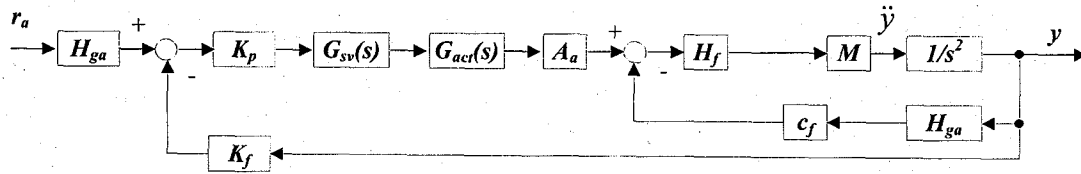
ここで, 各軸の軸方向目標電圧 $\{r_g\}$ から振動台重心加速度(角加速度) $\{\ddot{y}\}$ までの最終的な式を以下に示す。

・ y 軸

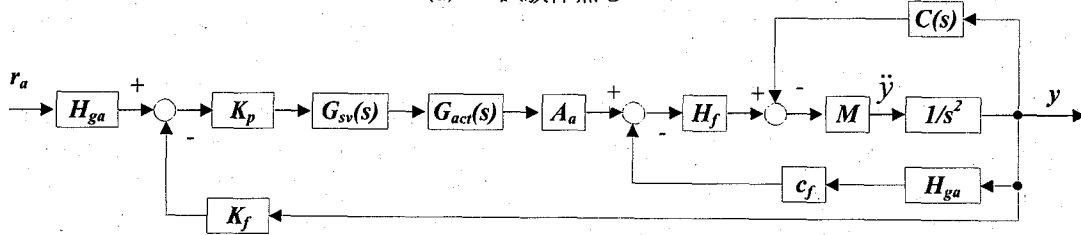
$$\begin{aligned} \ddot{y} = \frac{K_{s_y} \omega_{s_y}^2 K_{ac_y} K_{n_y} K_{p_y} s^2}{(s^2 + 2\zeta_{s_y} \omega_{s_y} s + \omega_{s_y}^2)(s^2 + 2\zeta_{n_y} \omega_{n_y} s + \omega_{n_y}^2)s + K_{s_y} \omega_{s_y}^2 K_{ac_y} K_{n_y} K_{p_y} K_{f_y}} r_{s_y} \\ \omega_{n_y} = \sqrt{(c_{a_y} C_{al_y} + A_{a_y}^2)/M_y k_{a_y}} \\ 2\zeta_{n_y} \omega_{n_y} = (M_y C_{al_y} + c_{a_y} K_{a_y})/M_y k_{a_y} \\ K_{n_y} = A_{a_y}/M_y k_{a_y} \end{aligned} \quad (11)$$

・ z 軸

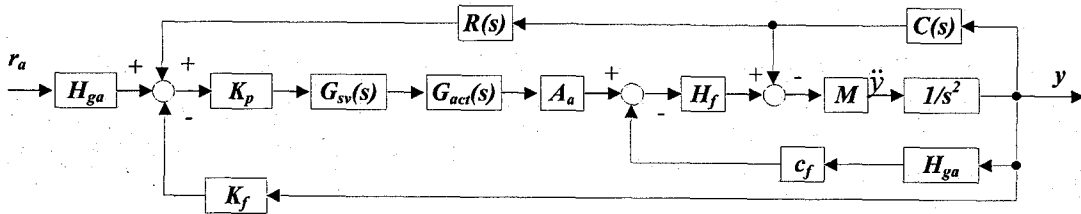
$$\begin{aligned} \ddot{z} = \frac{K_{s_z} \omega_{s_z}^2 K_{ac_z} K_{n_z} K_{p_z} s^2}{(s^2 + 2\zeta_{s_z} \omega_{s_z} s + \omega_{s_z}^2)(s^2 + 2\zeta_{n_z} \omega_{n_z} s + \omega_{n_z}^2)s + K_{s_z} \omega_{s_z}^2 K_{ac_z} K_{n_z} K_{p_z} K_{f_z}} r_{s_z} \\ \omega_{n_z} = \sqrt{2(c_{a_z} C_{al_z} + A_{a_z}^2)/M_z k_{a_z}} \\ 2\zeta_{n_z} \omega_{n_z} = (M_z C_{al_z} + 2c_{a_z} K_{a_z})/M_z k_{a_z} \\ K_{n_z} = 2A_{a_z}/M_z k_{a_z} \end{aligned} \quad (12)$$



(a) 試験体無し



(b) 試験体有り



(c) 反力補償法

Fig. 6 小型振動台制御モデル

・ θ_x 軸

$$\ddot{\theta}_x = \frac{K_{s_1} \omega_{s_1}^2 K_{w_2} K_{n_2} K_{p_2} s^2}{(s^2 + 2\zeta_{s_1} \omega_{s_1} s + \omega_{s_1}^2)(s^2 + 2\zeta_{n_2} \omega_{n_2} s + \omega_{n_2}^2)s + K_{s_2} \omega_{s_2}^2 K_{w_2} K_{n_2} K_{p_2} K_{f_2}} r_{g_2}$$

$$\omega_{n_2} = \sqrt{2I_{zx}^2 (c_{a_2} C_{a_2} + A_{a_2}^2) / I_{\theta} k_{a_2}}$$

$$2\zeta_{n_2} \omega_{n_2} = (I_{\theta} C_{a_2} + 2I_{zx}^2 c_{a_2} K_{a_2}) / I_{\theta} k_{a_2}$$

$$K_{n_2} = 2I_{zx}^2 A_{a_2} / I_{\theta} k_{a_2}$$

(13)

4. 反力補償法による制御器設計

(1) 反力補償法

反力補償法とは、試験体が振動台に与える力(以下「反力」と呼ぶ)を実時間で計測し、この力を相殺するための補償信号を振動台の制御器に印加する補償法である。

(2) 制御系設計

小型振動台の基本制御器である変位比例制御器に、反力補償法を適用し制御器を設計する。変位比例制御器のみの小型振動台モデルを試験体無し、試験体有りの両方についてFig. 6(a), (b)に示す。反力補償法を適用し設計した制御系をFig. 6(c)に示す。Fig. 6において、 $[C(s)]$ は振動台変位から各加振器にかかる試験体の反力までの伝達関数、 $[R(s)]$ は試験体反力から補償信号までの伝達関数を含む(3×3)のマトリクスである。

Fig. 6(a), (b), (c)の制御系の入力 $\{r_g\}$ から出力 y までの各伝達関数を式(14), (15), (16)に示す。

$$[G] = \frac{[H_{ga}][G_{s1}]}{s_2 + [K_f][G_{s1}] + [G_{s2}]} \quad (14)$$

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

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

$$[G_{s1}] = [K_p][G_{sv}(s)][G_{acr}(s)][A_a][H_f][M] \quad (17)$$

$$[G_{s2}] = [H_f][M][H_{ga}][c_f] \quad (18)$$

式(14)の試験体無しの伝達関数に比べ、式(15)の試験体有りの伝達関数には、試験体の影響である MC の項が残る、反力の影響が出力される。反力補償法を適用すると、式(16)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である、式(14)と同じ式になり、試験体の影響を抑制する。しかし、実際には R はプロパにならないので、ローパスフィルタをかけてプロパにしている。フィルタはプロパにするためだけに付加するものなので、カットオフ周波数を高めに設定する。

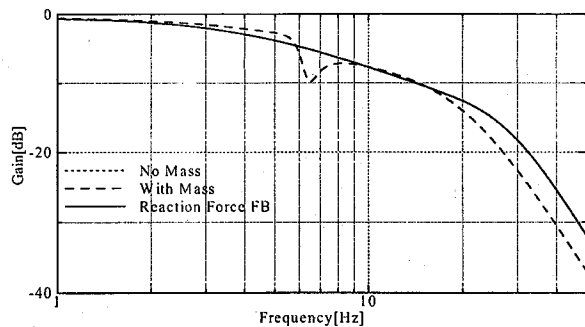


Fig. 7 周波数応答特性 水平方向出力

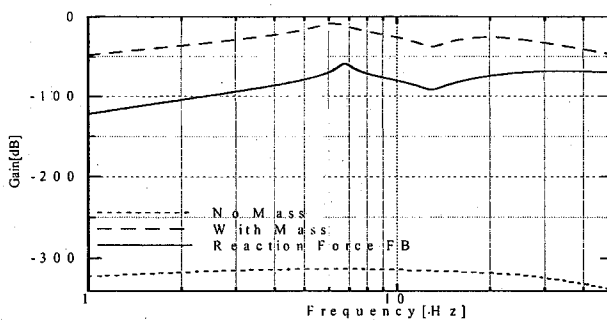
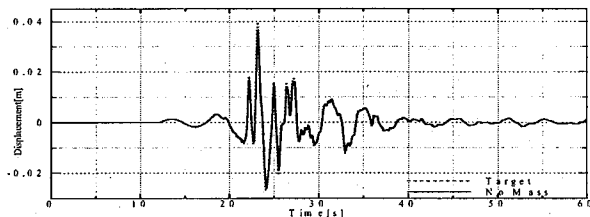
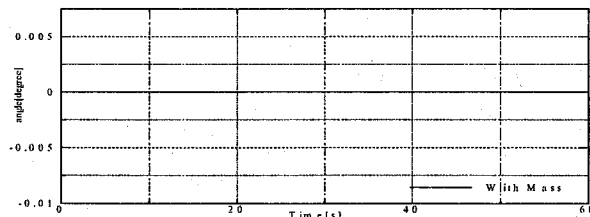


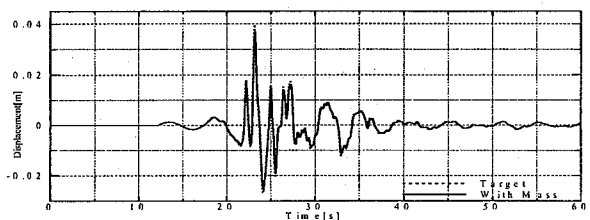
Fig. 8 周波数応答特性 回転方向出力



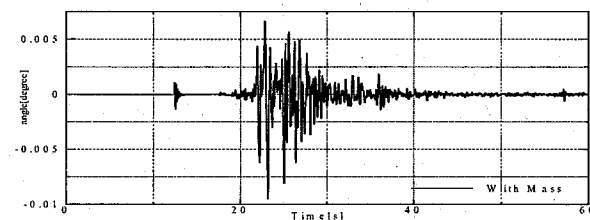
(a) 神戸地震波 出力波形(無負荷)



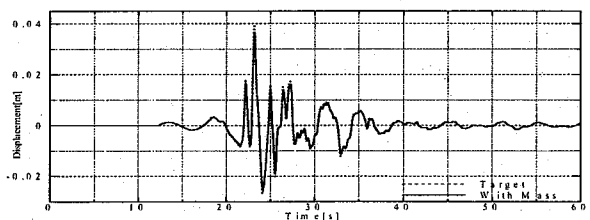
(d) 神戸地震波 回転への影響(無負荷)



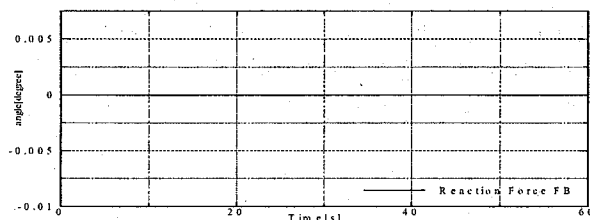
(b) 神戸地震波 出力波形(試験体有り)



(e) 神戸地震波 回転への影響(試験体有り)



(c) 神戸地震波 出力波形(反力補償法)



(f) 神戸地震波 回転への影響(反力補償法)

Fig. 9 神戸地震波出力

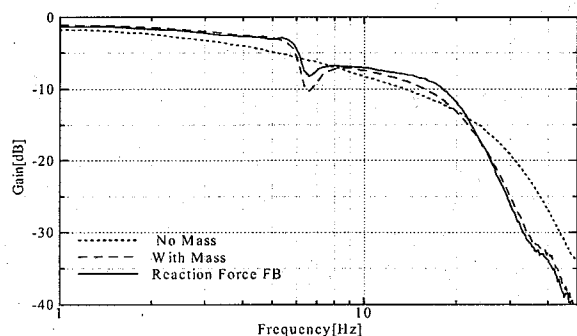


Fig. 10 周波数応答特性 水平方向出力

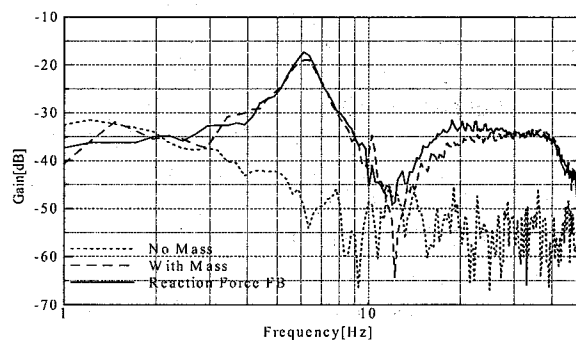


Fig. 11 周波数応答特性 回転方向出力

5. シミュレーション

設計した制御器の有効性を検証するためシミュレーションを行った。シミュレーションは振動台に試

験体を搭載した場合と試験体を搭載しない場合、そして試験体を搭載したものに反力補償法を適用した場合の3条件について行った。

入力は水平方向のみとした。

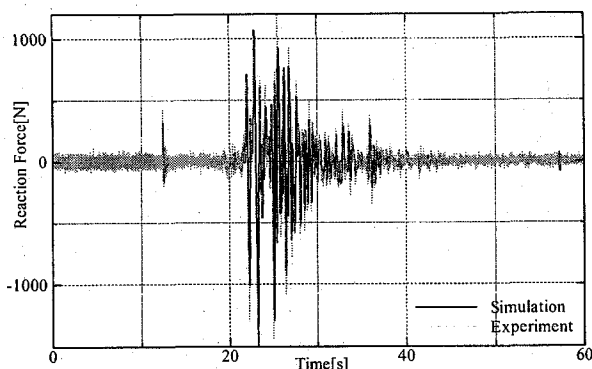


Fig. 12 水平反力

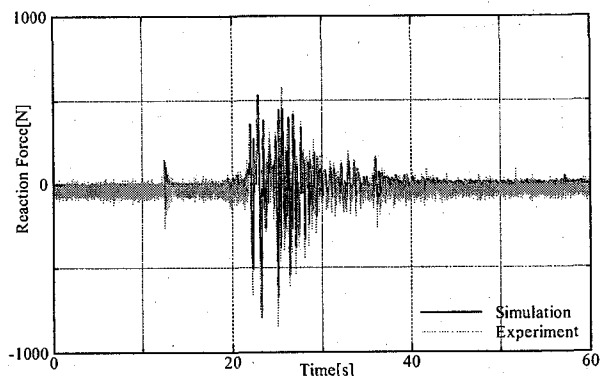


Fig. 13 垂直右側反力

(1) 周波数応答特性

3条件における周波数応答特性をFig. 7, 8に示す。

水平方向に関しては6~7Hz付近の試験体の影響を十分に補償できていることが確認できる。

水平方向の目標値から回転方向の出力、つまり回転方向への試験体の影響を示す周波数応答では、1~20Hz付近まで70dB程度抑制していることが確認できる。

(2) 神戸海洋気象台観測波(1997.1 兵庫県南部地震)

回転方向の影響の抑制程度を時系列で確認するため、振幅が大きく、回転方向に出力が出やすい神戸地震波によるシミュレーションを行った。その結果をFig. 9に示す。Fig. 9(e), (f)とを比較すると、(f)の反力補償法適用後では、適用前に比べ回転角をほぼ0に抑制でき、(d)の無負荷と同程度の回転角となっていることが確認できる。

6. 実験結果

シミュレーション結果の有効性を検証するため小型振動台を用いて実験を行った。

実験はシミュレーションと同じ3条件について、水平方向のみに目標値を入力し行った。

(1) 周波数応答特性

3条件における周波数応答特性をFig. 10, 11に示す。水平方向に関しては、3dB程度試験体の影響によるゲインの落ち込みを抑制できていることが確認できる。水平方向の目標値から回転方向の出力では、5Hz付近までは補償前と補償後でほとんど変わらず、そこから共振周波数付近までは逆に影響が大きく出てしまった。原因として考えられるのは、反力センサの精度と反力補償器のもととなる加振機やサーボ弁の特性を再現できなかったことなどである。しかし反力の大きさをシミュレーションと実験で比較すると(Fig. 12, 13 参照)大きな差はない。水平方向の周波数応答をシミュレーションと実験(Fig. 7, 10)で比較すると大きな差はない。だが水平方向入力

回転方向の出力(Fig. 8, 11 参照)を比較すると試験体無しのグラフが大きく異なっている。この原因として考えられるのは、試験体と加振機をつなぐ3次元継ぎ手の非線形性の影響もしくは、加振器やサーボ弁の特性が同定したものとは違うということである。

以上のことから推察すると、実験でシミュレーションと同程度の結果を出すことが出来なかった原因は、試験体の非線形性の影響もしくは、加振機やサーボ弁の特性が同定結果とは違っていたためと考えられる。

7. 結言

試験体の影響を抑制するための制御器として、反力補償法を適用した制御系を設計し、その有効性を検証した。シミュレーション結果から、反力補償法は反力の水平方向への影響及び回転への干渉を抑制することに効果があることを確認した。しかし実験結果では、水平方向では若干の補償は出来たが、回転方向への干渉を抑制することはできなかった。今後は、回転方向への干渉を抑制できるようにし、モデルマッチング等の高度な制御器とを組み合わせた制御器の設計を行っていく予定である。

8. 参考文献

1. 堂蘭美礼, 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年3月。
2. 鈴木拓, 掛川智義, 田川泰敬, 佐藤栄児, 梶原浩一, 高井茂光: 震動台の地震波再現性能の改善に関する研究~小型振動台を用いた制御実験, 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, pp41-46, 2002年3月