

# 非線形供試体反力の実時間補償による 振動台制御

○堂蘭美礼<sup>1</sup>・堀内敏彦<sup>2</sup>・勝俣英雄<sup>3</sup>・今野隆雄<sup>4</sup>

<sup>1</sup>工修 日立製作所 機械研究所 (〒300-0013 茨城県土浦市神立町 502)

<sup>2</sup>工博 日立製作所 機械研究所 (〒300-0013 茨城県土浦市神立町 502)

<sup>3</sup>工修 大林組 技術研究所 (〒204-8558 東京都清瀬市下清戸 4-640)

<sup>4</sup>日立製作所 産業機械システム事業部 (〒300-0013 茨城県土浦市神立町 603)

We developed two methods for improving the shaking-table control to compensate in real time the reaction force caused by a non-linear specimen. Both methods enable high-accuracy table acceleration. One is used to measure and then cancel the reaction force by adding a compensation signal to the command signal sent to the shaking table. The other is used to identify the difference in transfer characteristics between the command signal and the output signal of the shaking table and to compensate this difference. The effectiveness of these methods was demonstrated by experiments using a large-scale shaking table.

**Key Words :** real time, shaking table, adaptive filter, reaction force, control, compensation

## 1. はじめに

電力施設・交通施設などのインフラストラクチャーや高層ビルディングが地震によって損傷した場合、社会に非常に大きな影響を与える。そのため、構造物の耐震性評価や耐震設計手法の検証のために耐震試験が行われる。このような耐震試験の多くには振動台が使用される。振動台を用いた耐震試験では、振動台のテーブル上加振対象の構造物(供試体)を設置し、油圧加振機でテーブルを加振して地震加速度を再現し、このときの供試体の応答を観察する。

供試体を搭載したテーブルは加振機の加振力と供試体の反力を受ける。この供試体反力は振動台制御系に対する外乱であり、振動台の波形再現性を低下させる。この問題に対し、例えば、逆伝達関数補償法<sup>1)</sup>が利用されている。この補償法は振動台や供試体の特性の線形性を前提としており、非線形性が小さい供試体には有効である。

ところが、供試体特性が強い非線形性を示す破壊試験や、試加振が困難な土層などの加振試験のニーズが増してき

た<sup>2)</sup>。そこで、本報告では、非線形な特性の供試体による供試体反力を実時間で補償し、振動台の波形再現性の低下を抑止する振動台制御手法を提案する。そして、本補償手法の有効性を大型振動台による検証実験によって示す。

## 2. 従来の振動台制御方法

振動台は、供試体を搭載するためのテーブル、テーブルを加振するための加振機、加振機への加振信号を生成する

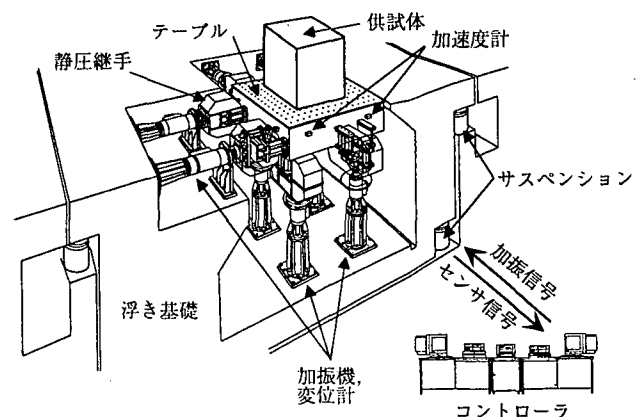


図-1 三次元振動台

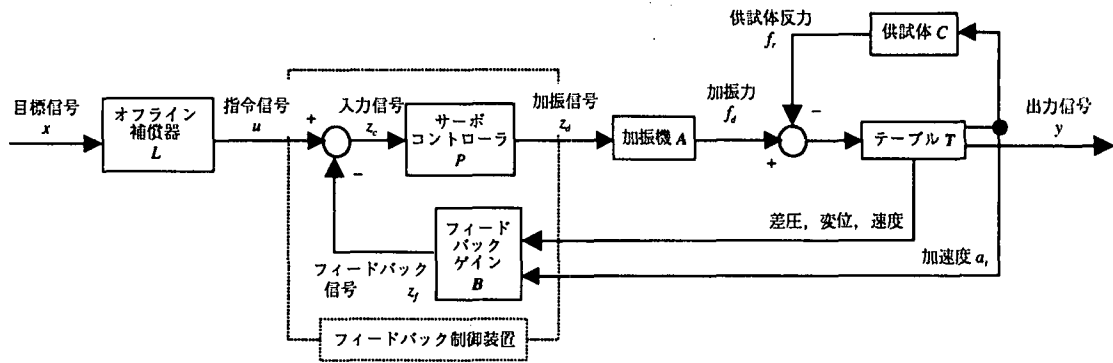


図-2 従来の振動台制御系

ための制御装置などから構成される (図 1 参照)。

従来の振動台制御系のブロック線図を模式的に表すと図 2 のようになる。フィードバック制御装置は指令信号  $u$  に対して、加振機差圧 (ピストンで仕切られたシリンダ内の 2 つの油室間の作動油圧力の差)、加振機変位、テーブル速度、そして、テーブル加速度  $a_t$  をフィードバックし、振動台への加振信号  $z_d$  を生成する。この  $z_d$  に応じて加振機 A は加振力  $f_d$  を発生し、テーブル T を加振して、テーブルを加速度  $a_t$  で振動させる。その結果、供試体 C も振動し、供試体反力  $f_r$  がテーブルに加わる。図 2 において、 $u$  に対する  $y$  の伝達特性  $G_{uy}$  は式(1)で与えられる。

$$G_{uy} = \frac{y}{u} = \frac{TAP}{1+BTAP+CT} \quad (1)$$

指令信号  $u$  と出力信号  $y$  を一致させる、すなわち、高い波形再現性を得るためには、使用周波数範囲内で  $G_{uy} = 1$  とできれば良い。供試体 C の特性に関わらず高い波形再現性を得るには、加振機 A、サーボアンプ P、あるいは、フィードバックゲイン B のゲインを大きくして CT 項を相対的に小さくすれば良い。ところが、一般に A は 2 次以上の遅れ系で近似されるので、これらのゲインを過度に上げると制御系が不安定となる。したがって、CT 項の影響が大きい、すなわち、振動台の定格加振力に対する供試体反力の割合が大きくなる供試体に対しては、従来のフィードバック制御装置は効果が小さい。

このような問題に対し、従来より行われているのは逆伝達関数補償<sup>1)</sup>である。逆伝達関数補償では、供試体を搭載した振動台伝達特性を試加振によって同定し、この逆特性で目標信号  $x$  をオフラインで補正して指令信号  $u$  を生成する。すなわち、オフライン補償器の特性を  $L = G_{uy}^{-1}$  とする。この結果、 $x$  に対する出力信号  $y$  の伝達特性  $G_{xy}$  は式(2)となる。

$$G_{xy} = L G_{uy} = (G_{uy})^{-1} G_{uy} = 1 \quad (2)$$

ゆえに、 $x$  と  $y$  は一致し、高い波形再現性が得られる。

ところが、逆伝達関数補償法は供試体特性の線形性を前提としており、破壊試験のように供試体特性が非線形となる場合には補償効果が小さい。また、土層などの試加振が困難な試験体に対しては適用が難しい。そこで、本報告で提案するような供試体反力を実時間で補償する振動台制御手法が必要となる。

### 3. 供試体反力の実時間補償方法

#### (1) 概要

ここでは、「反力補償法」<sup>2)</sup>と「適応フィルタ法」の 2 つの振動台制御手法を提案する。「反力補償法」は供試体反力を実時間で計測し、この反力を相殺するための補償信号を振動台の制御信号に印加する補償法である。一方、「適応フィルタ法」は供試体による振動台伝達特性の変動を実時間で同定し、この変動と逆特性の適応フィルタで振動台への入力信号をオンライン補正する補償法である。

提案する 2 つの補償方法はどちらか一方のみ利用することも、併用することも可能である。ただし、後述する理由から、「反力補償法」の効果が大きいのは比較的低い周波数範囲であり、「適応フィルタ法」の効果が大きいのは比較的高い周波数範囲である。

#### (2) 反力補償法

「反力補償法」<sup>2)</sup>を適用した振動台制御系のブロック線図を図 3 に示す。図 3 は従来の振動台制御系 (図 2 参照) に反力補償器 R を付加したものである。

図 3 より、「反力補償法」を適用した場合、指令信号  $u$  から出力信号  $y$  までの伝達特性  $G_{uy}$  は式(3)で表せる。

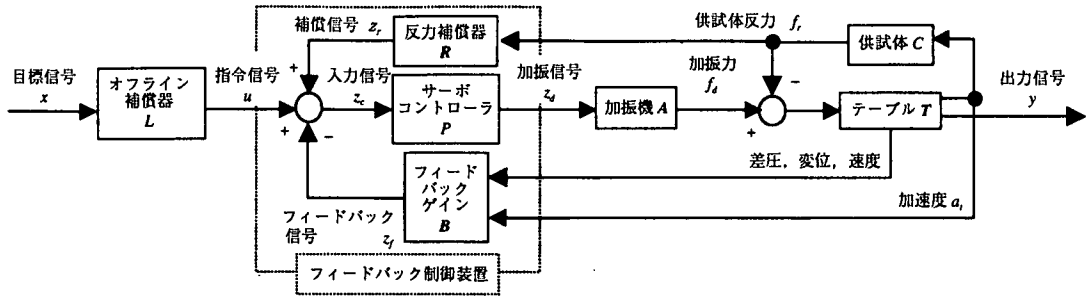


図-3 実時間反力補償を適用した振動台制御系

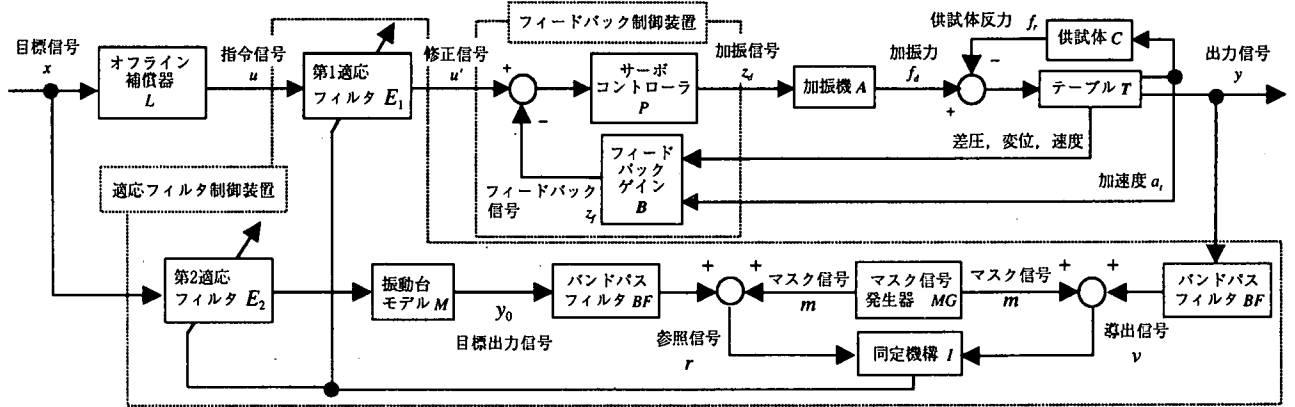


図-4 適応フィルタを適用した振動台制御系

$$G_{uyR} = \frac{y}{u} = \frac{TAP}{1+BTAP+CT-RCTAP} \quad (3)$$

このとき、 $R=(AP)^{-1}$ とすれば、 $G_{uyR} = \frac{TAP}{1+BTAP}$ となつて振動台伝達特性は供試体の影響を受けなくする。これは「反力補償法」の原理である。

ただし、先述の通り、 $A$ は2次以上の遅れ系で表現されるため、 $(AP)^{-1}$ は高周波数域では微分器と同等の特性となり、ノイズの影響を非常に強く受ける。そこで、実際には $(AP)^{-1}$ を近似し、さらに、ローパスフィルタを付加したものを反力補償器 $R$ とする。そのため、「反力補償法」は比較的低い周波数範囲で効果を発揮する。

### (3) 適応フィルタ法

「適応フィルタ法」を適用した振動台制御系のブロック線図を図4に示す。図4は従来の振動台制御系(図2参照)に適応フィルタ制御装置を付加したものである。適応フィルタ制御装置は第1の適応フィルタ $E_1$ 、第2の適応フィルタ $E_2$ 、振動台モデル $M$ 、同定機構 $I$ などから構成されている。

第1の適応フィルタ $E_1$ は指令信号 $u$ を補正して振動台伝達特性を補償するための要素である。図4において、目標信号 $x$ から出力信号 $y$ までの伝達特性 $G_{xyA}$ は式(4)で表せる。

$$G_{xyA} = \frac{y}{x} = \frac{TAPe_1L}{1+BTAP+CT} \quad (4)$$

ここで、供試体特性の線形部分を $C_0$ 、非線形部分を $\Delta C$ とにおいて、式(4)を式(5)のように表現し直す。

$$G_{xyA} = \frac{y}{x} = \frac{TAPe_1L}{1+BTAP+(C_0+\Delta C)T} \quad (5)$$

図4に示す制御系で補償する場合、準備として、試加振を行ってオフライン補償器 $L$ の特性を定める。すなわち、適応フィルタ制御装置は補償せず( $E_1=1$ )、供試体特性が線形( $\Delta C=0$ )となる条件で試加振を行い、オフライン補償器の伝達特性を $L = \frac{1+BTAP+C_0T}{TAP}$ に定める。

この準備の後、所望の目標信号 $x$ を $L$ で補正した指令信号 $u$ によって加振する。その際、供試体特性が $\Delta C$ だけ非線形となって振動台伝達特性が $\frac{1+BTAP+C_0T}{1+BTAP+(C_0+\Delta C)T} \equiv \Delta G$ だけ変動すると、適応フィルタ制御装置は後述する方法で $\Delta G$ を実時間で同定し、第1の適応フィルタの特性 $E_1$ を $E_1 = \Delta G^{-1}$ に設定し、 $\Delta G$ を補償する。

第1の適応フィルタ $E_1$ を除いた適応フィルタ制御装置の各要素は振動台伝達特性の変動 $\Delta G$ の実時間で同定するための要素で、出力信号の目標値 $y_0$ を算出するための第2の適応フィルタ $E_2$ と振動台モデル $M$ 、補償対象の周波数成分を抜き出すと共にセンサノイズなどを抑制するため

のバンドパスフィルタ  $BF$  とマスク信号発生器  $MG$ , ならびに, 同定演算を行う同定機構  $I$  で構成される。

適応フィルタ制御装置が補償対象とするのは, オフライン補償器  $L$ , フィードバック制御装置, 加振機  $A$ , テーブル  $T$ , 供試体  $C$  で構成される部分 (補償対象部) である。振動台モデル  $M$  の伝達特性はこの補償対象部の伝達特性の目標値である。したがって, 両者の伝達特性の差は供試体の非線形性  $\Delta C$  に起因し, 「適応フィルタ法」で補償しようとするものである。

ここで, 第1の適応フィルタ  $E_1$  はオフライン補償器  $L$  とフィードバック制御器の間に存在するため,  $E_1$  の影響を除外した補償対象部のみ出力を抽出することはできない。そこで,  $E_1$  と同一の特性を持つ第2の適応フィルタ  $E_2$  を用い, 目標信号  $x$  から出力信号  $y$  までの経路と目標出力信号  $y_0$  までの経路を等価にする。

このようにして得た出力信号  $y$  と目標出力信号  $y_0$  を用いて, 同定機構  $I$  は振動台伝達特性の変動  $\Delta G$  を逐次最小2乗法 (Recursive Least Square Method) <sup>4)</sup> によって実時間で同定する。逐次最小2乗法の概略は次の通りである。サンプリング回数を  $k$ , 同定対象の入力信号を  $c[k]$ , 出力信号を  $d[k]$  とおき,  $n_a > 1$ ,  $n_b > 1$  に対してこの入出力信号の時刻歴で構成されるベクトル (回帰ベクトル)

$$\phi[k] = \{-d[k-1], \dots, -d[k-n_a], c[k], \dots, c[k-n_b]\}^T \text{ を定める。}$$

このとき, 同定対象を表す同定モデルのパラメータベクトルを  $\theta = \{a_1, \dots, a_{n_a}, b_0, \dots, b_{n_b}\}^T$ , 忘却係数を  $\lambda$  とおくと, 逐次最小2乗法の時間更新式は次のようになる。

$$\theta[k] = \theta[k-1] + \frac{P[k-1]\phi[k]}{\lambda + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]} \varepsilon[k] \quad (6)$$

$$P[k] = \frac{1}{\lambda} \left\{ P[k-1] + \frac{P[k-1]\phi[k]\phi^T[k]P[k-1]}{\lambda + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]} \right\} \quad (7)$$

$$\varepsilon[k] = d[k] - \phi^T[k]\theta[k-1] \quad (8)$$

シフトオペレータを  $q$  とおくと, 式(6)~(8)の時間更新式をサンプリング毎に繰り返し演算することによって, 同定対象の伝達関数, すなわち, 振動台伝達特性の変動  $\Delta G$  の推定値  $\hat{\Delta G}$  は式(9)のように同定される。

$$\hat{\Delta G} = \frac{d}{c} = \frac{b_0 + b_1 q^{-1} + \dots + b_{n_b} q^{-n_b}}{1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_{n_a} q^{-n_a}} \quad (9)$$

このとき, 振動台モデル  $M$  には無視された振動台の高次の振動モードなどのモデル化誤差がある。さらに, 出力信号  $y$  にはノイズが重畳している。そのため,  $\Delta G$  を表現するのに必要な次数よりも高い次数  $n_a, n_b$  の同定モデルが

必要なことは周知のことである<sup>5)</sup>。ゆえに, 多くのパラメータを同定することになり, 計算量が膨大になる。そこで, 同定機構  $I$  に入力される2つの信号それぞれに対し, 同一特性のバンドパスフィルタ  $BF$  を掛け, 補償対象の周波数成分のみを抽出する。さらに, バンドパスフィルタ  $BF$  で減衰させた周波数帯域の成分を有する同一のマスク信号  $m$  をそれぞれに印加し, 見かけ上この周波数帯域では振動台伝達特性に変動がないように信号を操作する。これらの操作によって目標出力信号  $y_0$ , 出力信号  $y$  から変換された信号をそれぞれ参照信号  $r$ , 導出信号  $v$  とおくと, 式(6)~(8)で利用される回帰ベクトルは

$$\phi[k] = \{-v[k-1], \dots, -v[k-n_a], r[k], \dots, r[k-n_b]\}^T \text{ となる。}$$

逐次最小2乗法で同定された振動台伝達特性の変動  $\Delta G$  を補償するため, 同定機構  $I$  は第1の適応フィルタ  $E_1$  ならびに第2の適応フィルタ  $E_2$  の伝達特性を式(10)のように設定する。

$$E_1 = E_2 = \Delta \hat{G}^{-1} = \frac{1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_{n_a} q^{-n_a}}{b_0 + b_1 q^{-1} + \dots + b_{n_b} q^{-n_b}} \quad (10)$$

適応フィルタ制御装置は上記のような同定・補償を短い時間間隔で繰り返すため, 加振中に特性の変動する供試体に対しても補償効果が発揮される。

ここで, 回帰ベクトルには同定しようとする周波数成分の信号が十分な長さだけ含まれていなければならない。そのため, 同定しようとする周波数成分が低くなるにつれて, 同定に必要な入出力信号を得られるまでの時間が長くなり, その上, 同定の演算量も多くなって, 供試体特性の変動への適応速度が低下する。したがって, 「適応フィルタ法」は比較的高い周波数範囲で効果を発揮する。

また, 適応フィルタ制御装置はフィードバック制御装置に関する制約条件を持たないので, 「反力補償法」(3.(2)参照)と併用して供試体反力を補償できる。

## 4. 検証実験

提案する振動台制御手法の有効性を実証するために大型振動台による検証実験を行う。なお, 検証実験では3次元の加振・制御を行ったが, 本発表では水平の1方向 ( $X$  方向) に限定して述べる。実験に用いる振動台の主な仕様を表1に示す。この振動台は水平面内の直交する2方向  $X, Y$  にそれぞれ2台の加振機, 垂直方向  $Z$  に4台の加振機を

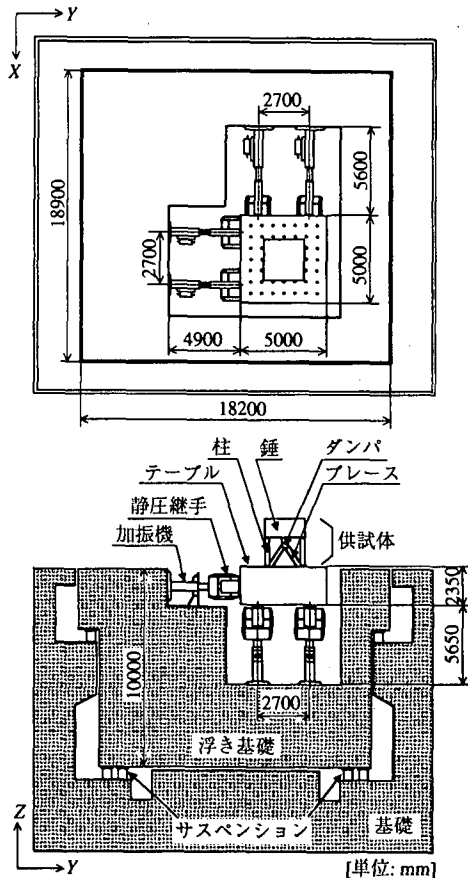


図-5 検証実験に用いた振動台

有し、6自由度の加振が可能である(図5参照)。各加振機は浮き基礎に固定され、静圧継手を介してテーブルに接続されている。静圧継手は加振機の軸方向の力だけを伝達し、各加振方向間の干渉をなくす。そのため、この振動台はX、Y、Zの3方向独立に制御される。

「反力補償法」の検証実験用供試体 $S_A$ は質量20tの錘、この錘を振動台テーブルの上方に支持するための4本の柱から構成される。テーブルに対する錘の相対変位が一定値より小さいと、柱の変形は弾性範囲に収まるので供試体特性は線形となる。これに対し、相対変位が大きくなると柱が塑性変形して供試体特性が非線形となる。

「適応フィルタ法」の検証実験用供試体 $S_B$ は供試体 $S_A$ にブレースと摩擦型ダンパを付加したものである。ブレースの一端はテーブルにボルト締結され、他端は摩擦型ダンパを介して錘に連結されている。この摩擦型ダンパの作用により、テーブルに対する錘の相対加速度が一定値より小さい場合にはブレースは柱と共に錘を支持する。しかし、一定値以上になるとブレースの支持効果がほとんどなくなり、供試体の固有値が下がる。すなわち、供試体特性が非線形性を示す。供試体 $S_A$ 、 $S_B$ の主要な特性を表2に示す。

表-1 振動台の主な仕様

最大搭載量	50 t	
テーブル寸法	5×5 m	
最大加速度	X	30 m/s <sup>2</sup>
	Y	20 m/s <sup>2</sup>
	Z	10 m/s <sup>2</sup>
ストローク	X	±0.6 m
	Y	±0.3 m
	Z	±0.2 m
加振周波数	DC-50 Hz	

表-2 供試体の主な仕様

	$S_A$	$S_B$
固有値(線形範囲)	6.5 Hz	24.25 Hz
減衰比	4%	16%
境界加速度*	8 m/s <sup>2</sup>	2 m/s <sup>2</sup>
有効振動質量	20 t	

\*: 供試体の非線形性が現れ始める目標信号レベル

供試体 $S_A$ 、 $S_B$ それぞれを加振するための目標信号 $x$ は人工地震波 $W_A$ 、 $W_B$ である。なお、本発表では目標信号の最大値を目標信号レベルと呼ぶ。

図6、7は供試体 $S_A$ を搭載して人工地震波 $W_A$ で加振した実験の結果で、「反力補償法」の検証を目的としている。目標信号レベルが4 m/s<sup>2</sup>のとき(図6参照)供試体は線形であるため、逆伝達関数補償法のみでも目標と合致した擬似速度応答スペクトル<sup>9)</sup>が得られている。目標信号レベルを16 m/s<sup>2</sup>に上げて供試体特性が非線形になると(図7参照)、逆伝達関数補償法のみでは補償効果が小さく、供試体固有値の6.5 Hz付近で擬似速度応答スペクトルが目標と異なっている。これに対し、「反力補償法」を適用すると供試体の影響が補償され、目標と合致する擬似速度応答スペクトルが得られている。

図8、9は供試体 $S_B$ を搭載して人工地震波 $W_B$ で加振した実験の結果で、「適応フィルタ法」の検証を目的としている。目標信号レベルが2 m/s<sup>2</sup>のとき(図8参照)供試体はほぼ線形であるため、逆伝達関数補償法のみでも目標と合致した擬似速度応答スペクトルが得られている。目標信号レベルを8 m/s<sup>2</sup>に上げて供試体特性が非線形になると(図9参照)、逆伝達関数補償法のみでは補償効果が小さ

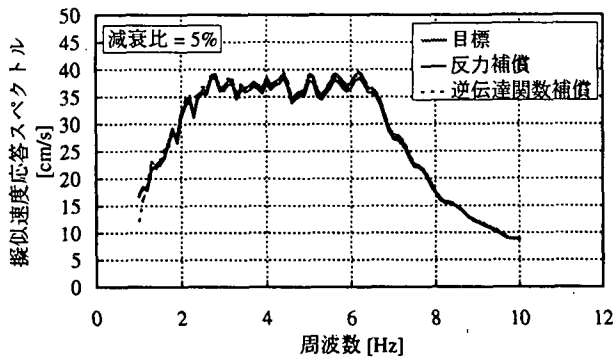


図-6 擬似速度応答スペクトル  
(供試体:  $S_A$ , 目標信号:  $W_A$ , 目標信号レベル:  $4 \text{ m/s}^2$ )

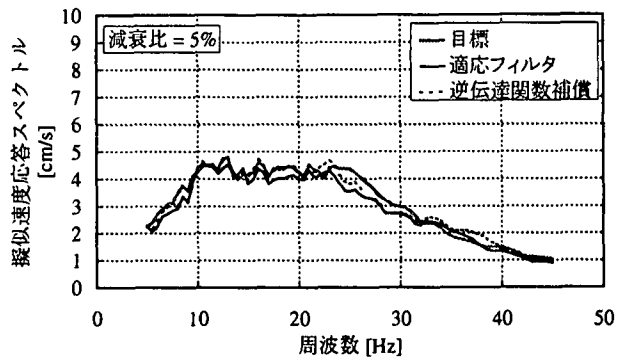


図-8 擬似速度応答スペクトル  
(供試体:  $S_B$ , 目標信号:  $W_B$ , 目標信号レベル:  $2 \text{ m/s}^2$ )

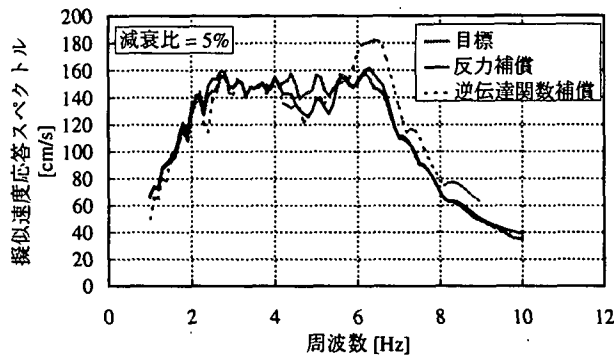


図-7 擬似速度応答スペクトル  
(供試体:  $S_A$ , 目標信号:  $W_A$ , 目標信号レベル:  $16 \text{ m/s}^2$ )

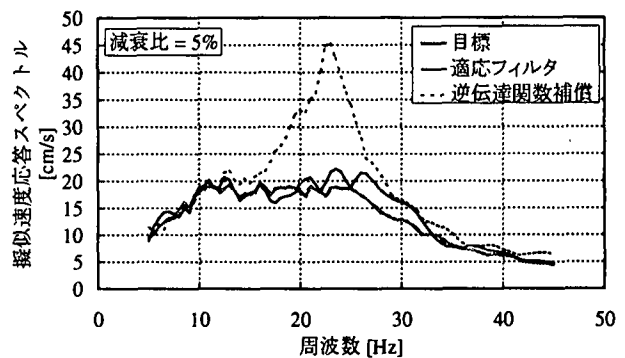


図-9 擬似速度応答スペクトル  
(供試体:  $S_B$ , 目標信号:  $W_B$ , 目標信号レベル:  $8 \text{ m/s}^2$ )

く、供試体固有値の  $24.25 \text{ Hz}$  付近で擬似速度応答スペクトルが目標の2倍を超えている。これに対し、「適応フィルタ法」を適用すると供試体の影響が補償され、目標と合致する擬似速度応答スペクトルが得られている。

以上の実験結果より、「反力補償法」と「適応フィルタ法」の有効性が実証された。

## 5. まとめ

非線形供試体の供試体反力を実時間で補償する「反力補償法」と「適応フィルタ法」を提案した。「反力補償法」は供試体反力を実時間で計測し、これを相殺するための補償信号を振動台の制御信号に印加する補償法である。一方、「適応フィルタ法」は供試体による振動台伝達特性の変動を実時間で同定し、この変動と逆特性の適応フィルタで振動台への入力信号をオンライン補正する補償法である。

大型振動台による検証実験により提案した補償方法の有効性を実証した。検証実験では、供試体特性が非線形となっても、目標と合致した擬似速度応答スペクトルが得られた。

## 謝辞

本研究を行うにあたり、大林組技術研究所の安井謙氏、藤山満氏、村上典文氏、中村充氏と貴重な議論をさせて頂いたことを深く感謝します。

## 参考文献

- 1) Nowak, R. F., et al: Utilizing Modern Digital Signal Processing for Improvement of Large Scale Shaking Table Performance, *12th World Conference on Earthquake Engineering*, 2035, 2000
- 2) Ogawa, N., et al: Development of Core Technology for 3-D 1200 Tonne Large Shaking Table, *12th World Conference on Earthquake Engineering*, 2156, 2000
- 3) 堂蘭, ほか: 振動台の実時間反力補償, *Dynamics and Design Conference '99*, Vol. B, pp. 467-470, 1999
- 4) Ljung, L., et al: *Theory and Practice of Recursive Identification*, MIT Press, 1983
- 5) 足立: ユーザのためのシステム同定理論, pp. 103-107, コロナ社, 1993
- 6) 大崎: 新・地震動のスペクトル解析入門, pp. 138-143, 鹿島出版会, 1994