

震動台の地震波再現性能の改善に関する研究

～中型振動台を用いた制御実験～

鈴木拓¹・橋本慎一¹・田川泰敬¹・佐藤栄児²・梶原浩一²・高井茂光³

¹東京農工大学 生物システム応用科学研究科 (〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16)

²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)

³西松建設(株)技術研究所 建築技術研究課 (〒243-0303 神奈川県 愛甲郡 愛川町中津 4054)

The experience of the Hyougoken Nanbu Earthquake showed that some of the structures considered safe were in fact not so. It was then realized that some experiments on full-scale structures are necessary to describe the collapsing process. To this end, the 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility is now under construction. This research suggests 'Dual Model Matching' controller that will reproduce the earthquake wave accurately on the earthquake testing facility and will consider the robustness. Moreover, effectiveness of the control system is verified by performing a control experiment using the existing large earthquake testing facility, which can perform an actual destruction experiment.

Key Words : DMM, Acceleration control, Robust control

1. 緒言

兵庫県南部地震の経験から、それまで安全だと考えていた構造物の中にも、安全でないものがあることがわかってきた。そこで、その破壊過程を追う実験を実大規模の構造物で行う必要があるとの認識から、現在、実大三次元震動破壊実験装置(図1)の建設が進められている。実大三次元震動破壊実験装置は完成すると、震動台質量750ton、搭載面積20m×15m、最大搭載質量1200ton、三次元6自由度での加振が可能である。

本装置は、震動台質量750tonに対し、想定される被加振体の質量が1200tonと通常の震動台と比較してかなり大きい上に、被加振体は破壊により加振実験中にその特性が大きく変動する。したがって、これらの問題に対処するため、より高度な制御系設計手法が要求されている。

一方、実際の地震波のデータは加速度で計測されており、地震波を忠実に再現するためには加速度追従性能が重要となる。しかし従来用いられてきた変位比例制御は基本的に加速度を2階積分し、変位を目標値として制御を行う手法であるため忠実な地震

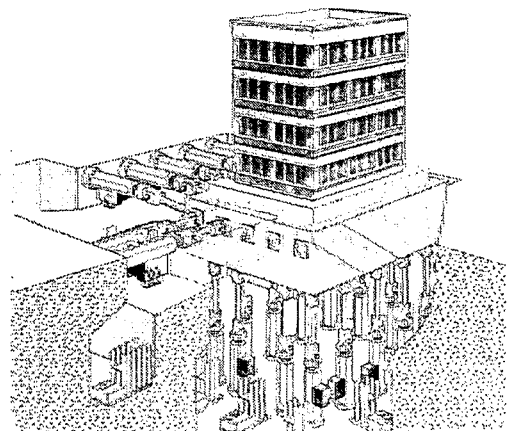


図1 実大三次元震動破壊実験装置 完成予想図

波を再現できる保証はない。

著者らは加速度制御を前提として、震動台上で地震波(加速度)を忠実に再現し、かつロバスト性を考慮可能なデュアル・モデル・マッチング(Dual Model Matching:DMM)制御手法を提案し、研究用に開発された小型振動台(震動台質量660kg、面積1m×1m)を用い地震波再現性能向上の研究を行ってきた⁽¹⁾。

そこで本研究では、上記手法を実システムにより検討するため、実大三次元震動破壊実験装置よりは

表 1 中型振動台の仕様

機関	最大搭載重量 (tonf)	搭載面積 (m×m)	加振方向	最大加速度 (G)	最大速度 (cm/s)	最大変位 (cm)
西松建設株式会社	65	5.5×5.5	三次元 (X, Y, Z)	X 2.0** Y 2.0** Z 2.0**	X 100 Y 150 Z 100	X ±20 Y ±50 Z ±20

**：定格 30tonf搭載時

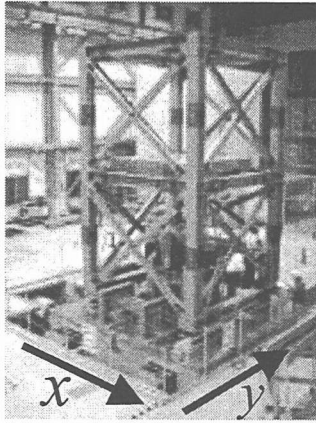


図 2 試験体搭載時

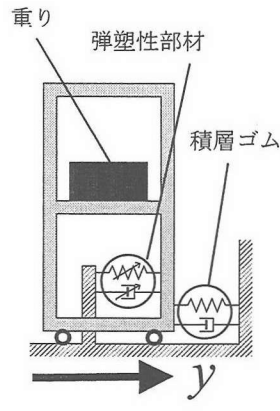


図 3 解析図

小規模になるが、実際の破壊実験が行える既存の振動実験装置(以下「中型振動台」と呼ぶ)に DMM を実装し、その有効性を検討する。また振動台に影響を及ぼすように設計された試験体を搭載した場合においても、DMM が有効であることを示す。

2. 実験装置

図 2 に振動台に試験体を搭載している状態の写真を、図 3 に試験体の解析図を示す。

試験体は高さ 7m、質量 41ton の 3 層フレーム構造からなり、4 隅の足の部分に設置された積層ゴムで支えられている。また、試験体の 1 階部分から上に約 1.5m の所で試験体と振動台を弾塑性部材で連結している。この弾塑性部材は x 軸方向には拘束されておらず、y 軸方向にのみ働く。試験体の質量 41ton の内 20ton が重りとして 2 階部分に固定されており、これにより大きく転倒モーメントを発生させる構造となっている。

信号の流れを図 4 に示す。本装置は図 4 のようにアナログコントローラがすでに装備されている。アナログコントローラ内では、振動台表面中心の変位目標値(以下「軸方向目標電圧」と呼ぶ)を各加振機(油圧アクチュエータ)変位目標値(以下「加振機目標電圧」と呼ぶ)に変換し、その加振機目標電圧が各加振機(8 本)の変位比例制御系に入力される仕組みになっている。振動台表面中心の軸方向目標電圧から加振機目標電圧への変換は基本的には幾何学的に求めていると思われるが詳細は公開されていない。

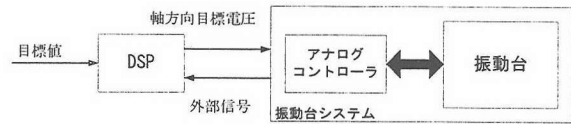


図 4 信号の流れ

また、変位比例制御も基本的には変位信号をフィードバックして加振機目標電圧との偏差をとっているが、単純な変位のみでの制御ではない。

また、本装置は振動台(加振機を含む)内の種々の信号を外部信号として取り出すことができる。本研究ではこれらの信号を用い、独自のフィードバック制御を行えるようにした。

DMM を用いてリアルタイム制御を行う場合、設計した制御器を DSP に組み込み、図 4 のように振動台システムの外部に構成する。

3. モデリング

中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。サーボアンプは電圧(以下「加振機操作電圧」と呼ぶ)を電流に変換し、この電流がサーボ弁の開閉を行い、加振機に油(油圧)を供給する。供給された油(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。

3.1 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 、サーボ弁の動特性を 4 次遅れ系で近似、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} までの関係式は次式のようなになる。一般的にはサーボ弁は 2 次遅れ系で近似されることが多いが、本装置の場合、後述する振動台の特性把握実験により、かなり位相遅れが大きいことが明らかになったため、4 次遅れ系で近似した。

$$Q_{sv} = \frac{K_s \omega_s^4 K_{ac}}{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)^2} u_a \quad (1)$$

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。

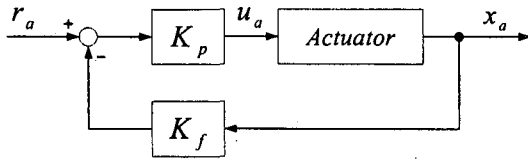


図5 変位比例制御系

3.2 加振機 加振機の作動油の連続の式⁽²⁾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 駆動形の剛性を表す係数とすると、

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

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。

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

3.3 振動台の運動方程式 中型振動台は水平(x 軸2本、 y 軸2本)、鉛直(z 軸4本)、合計8本の油圧加振機を駆動することにより振動台を水平 x 、 y 方向、垂直 z 方向、及びそれらの軸周りの回転 θ_x 、 θ_y 、 θ_z の6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。そこで、振動台の運動方程式を立てる際に yz 平面の y 、 z 、 θ_x の二次元3自由度において話を進める。振動台の重心周りの運動方程式は次式で与えられる。()内の数字は行列の大きさを表す。

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

- $[M]$: 質量マトリクス (3×3)
 $[H_f]$: 加振機配置マトリクス (3×3)
 $\{x\}$: 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 $\{x\} = \{y, z, \theta_x\}^T$ 、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、線形近似を行った。

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ものと考えたと次式で与えられる。

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

- 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)
 $\{x_a\}$: 加振機変位ベクトル (3×1)

なお、震動台重心変位(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。

$$\{x_a\} = [H_{ga}]\{x\} \quad (6)$$

- $[H_{ga}]$: 震動台重心変位(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。

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

ここで $[c] = [H_f][c_a][H_{ga}]$ 、 $[G_{acr}(s)]$ 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 $K_s \omega_s^4 K_{ac} / (s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)^2$ 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の特性により異なる。また、 $\{u_a\}$ はそれぞれの加振機操作電圧(3×1)である。

中型振動台は基本の制御系として図5のように各加振機に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。

図5より次式が得られる。

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

- $[K_p]$: 変位比例ゲインマトリクス
 $[K_f]$: 変位計校正值マトリクス
 $\{r_a\}$: 加振機目標電圧ベクトル

よって、式(8)を式(7)に適用することにより次式が得られる。

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

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1本1本の式にすることができる。

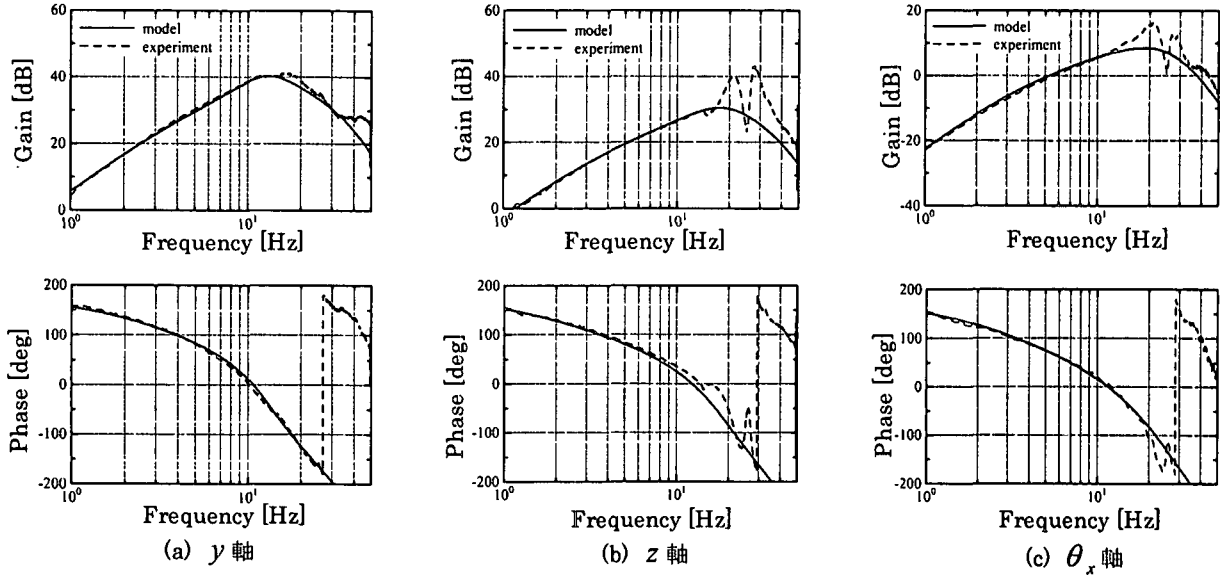


図6 各軸の周波数応答

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

$\{r_g\}$: 軸方向目標電圧

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{x} までの最終的な式を以下に示す。

・ y 軸

$$\ddot{y} = \frac{K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p s^2}{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)^2 (s^2 + 2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} s + \omega_{n_s}^2) s + K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p K_f} r_s$$

$$\omega_{n_s} = \sqrt{(c_{\alpha_s} C_{\alpha_s} + A_{\alpha_s}^2) / M} k_{\alpha_s} \quad (11)$$

$$2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} = (M_y C_{\alpha_s} + c_{\alpha_s} K_{\alpha_s}) / M} k_{\alpha_s}$$

$$K_{n_s} = A_{\alpha_s} / M} k_{\alpha_s}$$

・ z 軸

$$\ddot{z} = \frac{K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p s^2}{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)^2 (s^2 + 2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} s + \omega_{n_s}^2) s + K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p K_f} r_s$$

$$\omega_{n_s} = \sqrt{2(c_{\alpha_s} C_{\alpha_s} + A_{\alpha_s}^2) / M} k_{\alpha_s} \quad (12)$$

$$2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} = (M_z C_{\alpha_s} + 2c_{\alpha_s} K_{\alpha_s}) / M} k_{\alpha_s}$$

$$K_{n_s} = 2A_{\alpha_s} / M} k_{\alpha_s}$$

・ θ_x 軸

$$\ddot{\theta}_x = \frac{K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p s^2}{(s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2)^2 (s^2 + 2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} s + \omega_{n_s}^2) s + K_s \omega_s^4 K_{\alpha_s} K_{n_s} K_p K_f} r_s$$

$$\omega_{n_s} = \sqrt{2I_x^2 (c_{\alpha_s} C_{\alpha_s} + A_{\alpha_s}^2) / I} k_{\alpha_s} \quad (13)$$

$$2\zeta_{n_s} \omega_{n_s} = (I_{\theta} C_{\alpha_s} + 2I_x^2 c_{\alpha_s} K_{\alpha_s}) / I} k_{\alpha_s}$$

$$K_{n_s} = 2I_x^2 A_{\alpha_s} / I} k_{\alpha_s}$$

ここで添え字は各加振機を表す。例えば K_{s_y} は y 軸加振機のサーボアンプゲインを表す。

3.4 振動台の動特性把握実験 前述したように本研究で用いる中型振動台は、軸方向目標電圧 r_g から振動台重心加速度(角加速度) \ddot{x} までの各パラメータの詳細は公開されていない。しかし、モデルと実験

の動特性が一致すれば、制御系を構成するにあたり支障はないと考え、本研究においては軸方向目標電圧 r_g に目標値(スイープサイン波、周波数 1~50Hz)を与え、その目標値と振動台重心加速度(角加速度) \ddot{x} を収録し、実験によって得られた r_g から \ddot{x} までの周波数応答と各軸のモデルが一致するように各パラメータを決定する。

結果を図6に示す。図6より、どの軸方向も制御帯域(~10Hz)においてゲイン特性および位相特性がとてよく一致していることがわかる。

4. デュアルモデルマッチング法⁽⁹⁾による制御器設計

4.1 デュアルモデルマッチング法 デュアルモデルマッチング法とは、制御系設計時に望みの閉ループ伝達特性を設定し、設定どおり、またはこれに非常に近い閉ループ伝達特性を実現する制御器を設計する手法である。

この手法の利点は、周波数帯域において全系の閉ループ伝達関数のパラメータを決定する事により決定した伝達特性を実現する制御器を算出するため、制御器の設計に際して見通しがよいこと、制御器が制御対象の伝達関数と全系の閉ループ伝達関数のパラメータ(極、零点)を陽に含んだ形で代数式により表現できるため、制御対象の変化および望みの閉ループ伝達関数の変化に対応した制御器を容易に求められることなどである。

図7に一般的な制御系のブロック図を示す。図7より次式が得られる。

$$y = P_{uy} C_{ru} r + P_{uy} C_{yu} y + P_{uy} C_{yu} v + P_{dy} d \quad (14)$$

ここで、添え字は入力から出力を表す。この式を

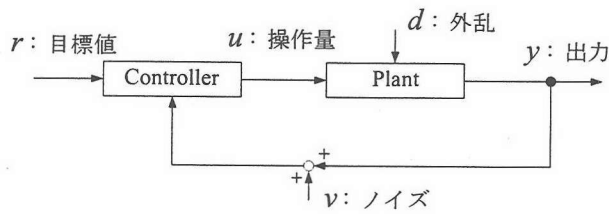
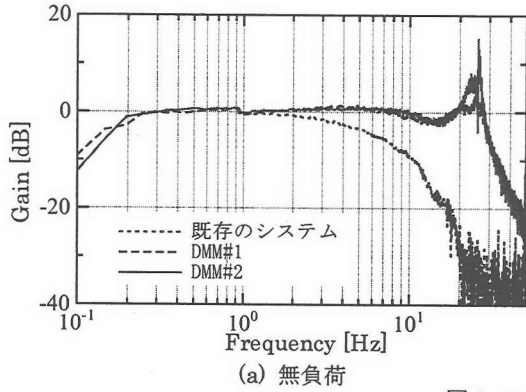
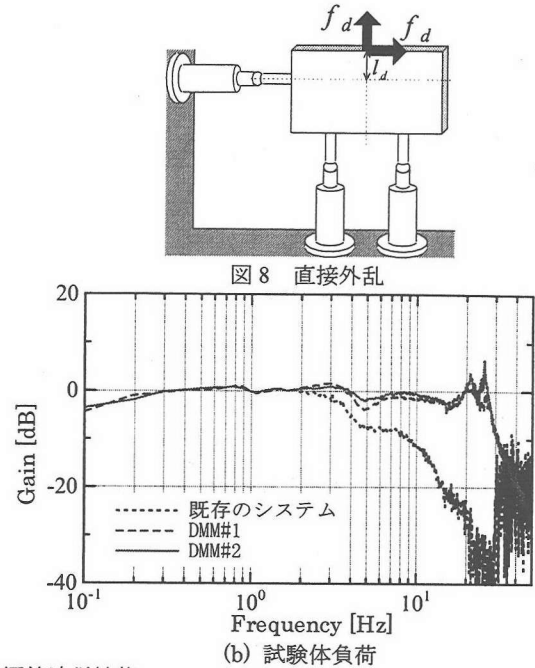


図7 制御系ブロック図



(a) 無負荷



(b) 試験体負荷

図9 y 軸方向 目標値追従性能

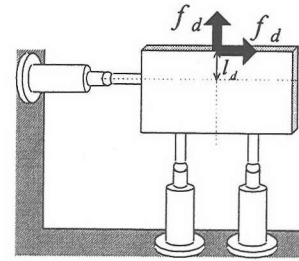


図8 直接外乱

変形すると

$$y = (1 - P_{uy}C_{yu})^{-1} (P_{uy}C_{ru}r + P_{uy}C_{yu}v + P_{dy}d) \quad (15)$$

が得られる。ここで、それぞれの入出力関係に着目することによって全系の伝達関数は次式によって与えられる。

$$W_{ry} = (1 - P_{uy}C_{yu})^{-1} P_{uy}C_{ru} \quad (16)$$

$$W_{vy} = (1 - P_{uy}C_{yu})^{-1} P_{uy}C_{yu} \quad (17)$$

$$W_{dy} = (1 - P_{uy}C_{yu})^{-1} P_{dy} \quad (18)$$

ここで、 W_{ry} は r から y までの閉ループ伝達関数、 W_{dy} は d から y までの閉ループ伝達関数、 W_{vy} は v から y までの閉ループ伝達関数を表す。 W_{ry} は制御量が目標値にどれだけ追従しているかを表す伝達関数(目標値追従特性の指標)、 W_{dy} は外乱が制御量に与える影響を表す伝達関数(低感度特性の指標)、 W_{vy} は観測ノイズが制御量に与える影響を表す伝達関数(ロバスト安定性の指標)⁽⁴⁾である。

次に、式(18)を変形すると、

$$1 + W_{vy} = (1 - P_{uy}C_{yu})^{-1} \quad (19)$$

が得られる。したがって C_{ru} 、 C_{yu} と W_{dy} は、式(16)、(17)、(18)から

$$C_{yu} = P_{uy}^{-1} W_{vy} (1 + W_{vy})^{-1} \quad (20)$$

$$C_{ru} = P_{uy}^{-1} W_{ry} (1 + W_{vy})^{-1} \quad (21)$$

$$W_{dy} = (1 + W_{vy}) P_{dy} \quad (22)$$

として求め、望みの閉ループ伝達特性 W_{ry} 、 W_{vy} 、 W_{dy} を実現する制御器が式(20)、(21)、(22)より算出される。

4.2 制御系設計 「3. モデリング」では無負荷時は重心が水平加振機の延長上付近にあるとして非連成化した。しかし、試験体を搭載した場合、重心は水平加振機の延長上からずれることが予想される。そこで、本研究では図8のように振動台に与える外乱 f_d を考え、この外乱の影響が小さくなるように設計することで、試験体の影響を抑制する。このとき運動方程式は次式のようになる。

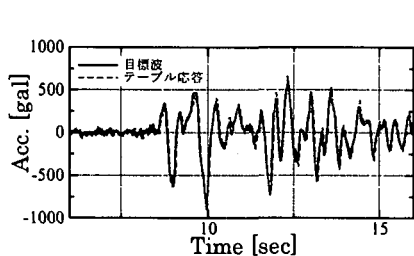
$$[M]\{\ddot{x}\} = [H_f]\{f\} + [H_d]\{f_d\} \quad (23)$$

$[H_d]$: 外乱位置-振動台重心位置変換マトリクス

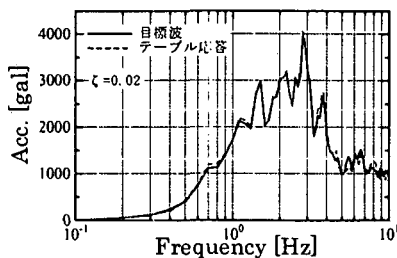
$\{f_d\}$: 外乱ベクトル

ここで $\{f_d\} = \{f_{dx} f_{dy} f_{dz}\}^T$ となる。設計の際、 f_d は未知数として扱うため、同じ変数を用いた。 $[H_d]$ は外乱位置に加わる力を振動台重心に加わる力に変換する働きをもち、幾何学的な関係により求まる定数行列である。

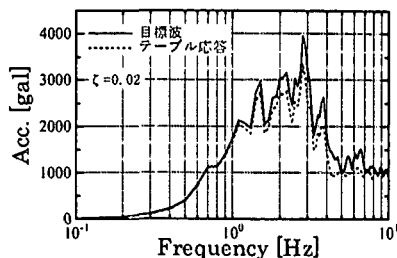
DMMを用いて、それぞれ y 、 z 、 θ_x 方向に加速度制御器を設計する。 z 、 θ_x 軸方向はロバスト安定性重視の制御器を設計し、 y 軸方向はロバスト安定性重視の制御器と低感度特性(外乱 f_d に対して強い)重視の制御器の2種類設計する。前者の組み合わせを DMM#1、後者を DMM#2 とする。



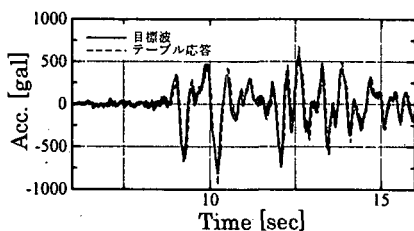
(a) 無負荷 時系列



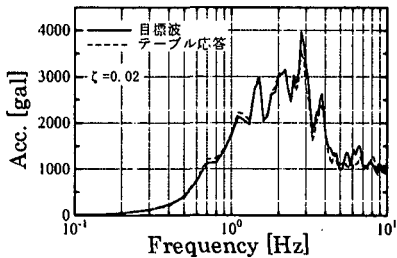
(c) 無負荷



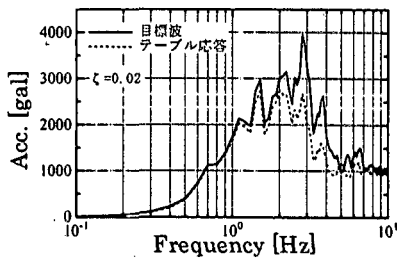
(b) 無負荷



(b) 試験体搭載 時系列



(c) 試験体搭載



(b) 試験体搭載

図 10 DMM#2

図 11 DMM#2

図 12 既存のシステム

5. 加振実験

y 軸方向にランダム波(0.1~50Hz)および, JMA 神戸地震波 NS 成分(加速度)を目標値として入力したときの実験結果を示す. また, 比較のため DMM を付加しない既存のシステムにスイープサイン波(1~20Hz)および, JMA 神戸地震波 NS 成分(変位)を目標値として入力した時の結果も示す. ここで, この JMA 神戸地震波 NS 成分(変位)はオフラインで加速度の地震波を 2 階積分することによって作成した.

5.1 ランダム波加振実験 ランダム波を目標値として入力した場合の目標値からテーブル加速度出力までの周波数応答を図 9 に示す. DMM#1 においては既存のシステムに比べて追従性能が向上しているが, 試験体を負荷することによって 3~5Hz 付近で多少の性能劣化が見られる. DMM#2 を用いることによって, 試験体を搭載した時の劣化が低減されているが, 無負荷, 試験体搭載時ともに 20~30Hz 付近にモデル化誤差によるスピルオーバーが大きくでてしまっている. これは, 他の軸からの影響によるもので z 軸方向の加振機が 20Hz 以降モデリング出来ていないためだと思われる.

5.2 地震波加振実験 図 10, 11 に DMM#2 を用いたときの JMA 神戸地震波 NS 成分(加速度)入力とテーブル加速度出力の時系列, 加速度応答スペクトルを示す. また, 図 12 に既存のシステムに JMA 神戸地震波 NS 成分(変位)を入力した時, 元の加速度の地震波とテーブル加速度出力の加速度応答スペクトルを示す.

図 10, 11, 12 より DMM においては試験体を搭載することで多少の劣化はあるものの良好な追従性能が得られている.

6. 結言

既存の振動実験装置に新しい制御則を適用し, 既存のシステムに比べ, 性能を向上できることを示した. しかし, DMM#1 では 3~5Hz 付近に試験体を搭載することによる追従性能の劣化が起きてしまった. DMM#2 を用いることで追従性能の劣化を改善できる可能性を示したが, 他軸による影響で 20~30Hz にスピルオーバーが起きてしまった. 今後は他軸を考慮した多自由度制御系を設計していく予定である.

7. 参考文献

1. 鈴木拓, 掛川智義, 梶原浩一, 佐藤栄児, 田川泰敬: 震動台の地震波再現性能改善に関する研究, 土木学会, 第 3 回構造物の破壊過程解明に基づく生活基盤の地震防災性向上に関するシンポジウム論文集, pp.41-46, 2002 年 2 月 28 日 3 月 1 日.
2. 小波倭文朗, 西海孝夫: 油圧システム, 東京電機大学出版局, 1999.
3. 西山禎昌, 田川泰敬, 安田正志: 空気アクチュエータを用いた 6 自由度微振動試験装置の制御, 機会学会論文集 C, Vol.66, No.643, pp.771-777, 2000.
4. 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男: 制御系設計, 東京電機大学出版, 1999.