

実大3次元震動破壊実験装置の線形化モデル

掛川 智義¹・鈴木 拓¹・佐藤 栄児²・梶原 浩一²・田川 泰敬¹

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)

For aiming the completion of 2005, 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility is now under construction. The basic performances of this facility are the maximum velocity of 200 cm/s and the maximum displacement of 200 cm p-p in the horizontal excitation with the test weight of 1200 ton. Although, the developments of the servo valves, actuators, etc. are progressing in order to realize above performances, there is no appropriate analytical model for simulation and control system design. The object of this study is to find the effective analytical model for the 3-D Large-Scale Shaking Table.

Key Words : 3-D Large-Scale Shaking Table, Linear Model

1. 緒論

近年の地震被害の経験から、建造物の破壊過程を解明するための装置が求められており、実大規模の試験体を用いた震動破壊実験が行える実大3次元震動破壊実験装置(以下、「本装置」という)の建設が進められている。本装置の完成予想図を図1に示す。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、及び震動台である。サーボアンプは電圧(操作量)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力を震動台に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。また、その基本性能は水平軸で最大変位±100cm、最大加速度0.9G以上、震動台最大搭載質量1200ton(震動台質量750ton、面積20m×15m)であり、本実験装置が完成すれば世界最大規模の震動台となる。しかし、本実験装置構成要素であるサーボ弁や加振機などの各要素の技術開発は進んではいるものの、本実験装置の制御系設計、及び数値シミュレーションを行うにあたり必要となるシステム全体を考えたオープンな解析モデルは見あたらない。そこで本研究では、実験装置のモデル化の第一歩

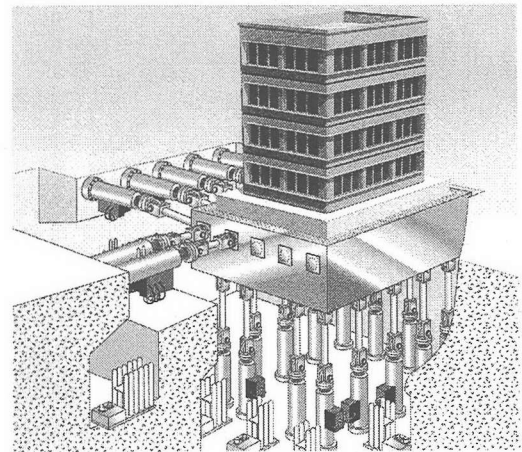


図-1 実大3次元震動破壊実験装置 完成予想図

として線形化モデルの作成を行う。信頼性のある線形化モデルを作成しておくことは、簡単なシミュレーションや制御器の設計に有用であるばかりでなく、装置の非線形性の影響を検討する上でも極めて重要である。ただし、一般的に制御系を設計する際に用いる制御対象モデルは実験から同定されることが多いが、本実験装置は現在建設中であるため、実験から同定することはできない。そのため、設計仕様書に記載されているサーボ弁や加振機などの個々のパラメータを用いた線形化モデルを導出する。

2. 構成要素のモデル化

本装置では24本の加振機が取り付けられているが、それぞれの数式モデルは全て同じ形で表現できる。そこで、本章では本装置全体のモデル化を行う前に、油圧システムの基本となるサーボアンプ、サーボ弁、加振機などの構成要素のモデル化について図-2に示す1軸モデルを対象に述べる。

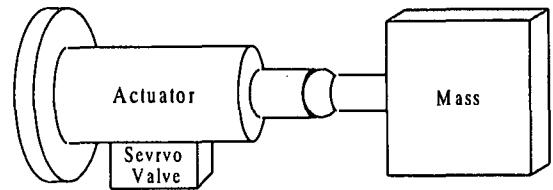


図-2 1軸油圧システムモデル

(1) サーボアンプ

サーボアンプゲインを K_s とするとサーボアンプの入出力関係は次式で表すことができる。

$$i = K_s u \quad (1)$$

i : 電流

u : 操作電圧

(2) サーボ弁

サーボ弁の動特性を2次遅れ系で近似し、以下のよう表す。

$$x_s = \frac{\omega_s^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} i \quad (2)$$

x_s : サーボ弁スプール変位

ω_s : サーボ弁固有振動数

ζ_s : サーボ弁減衰係数

(3) 変位 - 流量変換

サーボ弁スプール変位とポート開度とが比例関係にあると仮定すると、スプール変位とサーボ弁出力流量の関係式は以下のようになる。

$$Q_{sa} = K_{ac} x_s \quad (3)$$

Q_{sa} : サーボ弁出力流量

K_{ac} : 変位 - 流量変換係数

(4) 加振機

加振機の流量と圧力には次に示す関係がある。

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{sa} - C_{al} p_{am} \\ Q_a &= A_a \dot{x}_a + k_a \dot{p}_{am} \end{aligned} \quad (4)$$

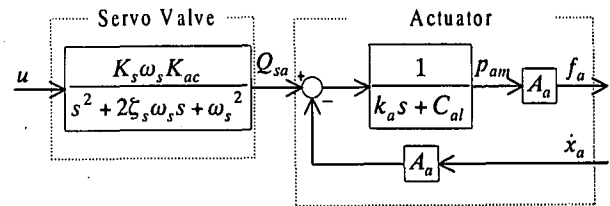


図-3 Servo Valve+Actuator

Q_a : 加振機流量

x_a : 加振機変位

p_{am} : 加振機差圧

C_{al} : 加振機流量損失係数

A_a : 加振機受圧面積

$k_a = V_a' / K$: 駆動系の剛性を表す定数

V_a' : シリンダ片側容積

K : 油の体積弾性係数

式(4)をラプラス変換し整理すると、加振機の伝達特性は次のように表せる。

$$p_{am} = \frac{1}{k_a s + C_{al}} Q_{sa} - \frac{A_a s}{k_a s + C_{al}} x_a \quad (5)$$

また、加振機から発生する力は次のようになる。

$$f_a = A_a p_{am} \quad (6)$$

(5) 1自由度油圧システムモデル

前節(1)～(4)をまとめると図-3のように表すことができる。図-3において、“Servo Valve”とは前節(1)～(3)をまとめたものを表している。今後特に断らない限り制御入力からサーボ弁出力流量までをサーボ弁と呼ぶ。

今、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、図-2の質量部分の運動方程式は次のよう表せる。

$$M \ddot{x}_a = f = (f_a - c \dot{x}_a) \quad (7)$$

c : 加振機粘性抵抗

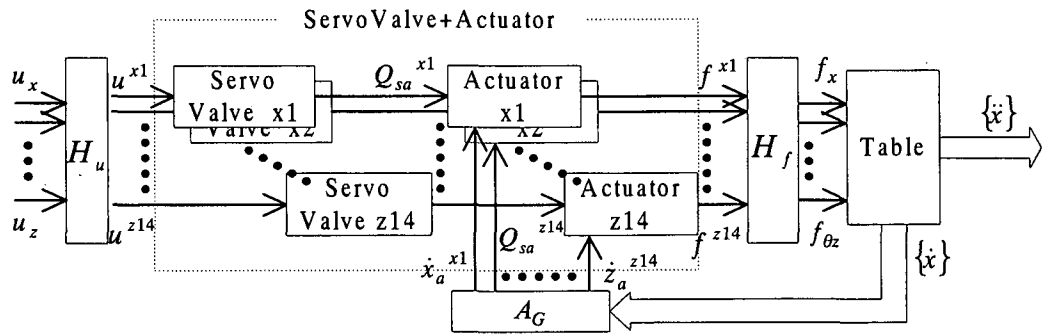


図-4 実大三次元震動破壊実験装置の構成図

式(1)～(7)より1軸油圧システムモデルの伝達関数は次のようになる。

$$\frac{x_a s^2}{u} = \frac{K_s \omega_s^2 K_{ac}}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} \frac{K_n s}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (8)$$

$$\omega_n = \sqrt{(cC_{al} + A_a^2) / Mk_a}$$

$$2\zeta_n \omega_n = (MC_{al} + cK_a) / MK_a$$

$$K_n = A_a / Mk_a$$

ここで、特に ω_n は油柱共振周波数と呼ばれるものである。

3. 実大3次元震動破壊実験装置のモデル化

本装置の構成図を図-4に示す。ここで、Servo Valve、及びActuatorの1つのボックスは前章での1軸モデルと同様である。本装置は水平10本(x軸5本、y軸5本)、鉛直(z軸)14本、合計24本の油圧加振機を駆動することにより震動台を6自由度に動かすため、24入力6出力のシステムとなり、解析が困難となる。また、従来の震動台装置は震動台に取り付けられている加振機毎に制御器を設計し、制御を行っている。すなわち、本装置の場合、24本の加振機が取り付けられているので、24個の制御器が必要となる。そのため、本装置では制御器を各軸毎6つ(x,y,z, $\theta_x, \theta_y, \theta_z$)設計し、軸方向毎に制御を行うことが考えられている。そこで、本研究では、各加振機操作量-各軸方向操作量変換マトリクス $[H_u]$ を導入し、装置を軸方向毎に分離する。これにより、軸方向毎の操作量6つから震動台重心の変

位(角変位)6つまでの6入力6出力のシステムとして扱い、解析を簡単にするとともに、制御系設計に有効な形でモデル化を行う。以下、本章では、はじめに6自由度での震動台のモデル化について述べた後に、この $[H_u]$ の導出方法、及び試験体搭載における影響について述べる。

(1) 震動台の運動方程式

震動台の重心周りの運動方程式は次のようにおける。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C_1]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = [H_f]\{f\} \quad (9)$$

$[M]$: 質量マトリクス(対角)
 $[C_1]$: 震動台減衰マトリクス
 $[K]$: 剛性マトリクス
 $[H_f]$: 加振機配置マトリクス

$\{x\}$: 震動台重心変位(角変位)ベクトル
 $\{f\}$: 震動台操作力ベクトル

ここで、加振機配置マトリクス $[H_f]$ は24本の加振機から発生した力を震動台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行列である。

震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。

$$\begin{aligned} \{f\} &= ([A_a]\{p_{am}\} - [C_2]\{\dot{x}_a\}) \\ &= \{f_a\} - [C_2]\{\dot{x}_a\} \end{aligned} \quad (10)$$

ただし、 $\{f_a\} = [A_a]\{p_{am}\}$

$[A_a]$: 加振機受圧面積マトリクス(対角)
 $[C_2]$: 加振機粘性抵抗マトリクス(対角)
 $\{f_a\}$: 加振機力ベクトル

$\{p_{am}\}$: 加振機差圧ベクトル

$\{x_a\}$: 加振機変位ベクトル

また、震動台重心変位(角変位)と加振機側継ぎ手変位の関係は幾何学的な関係から次のように表せる。

$$\{x_a\} = [A_G]\{x\} \quad (11)$$

$[A_G]$: 震動台側継ぎ手変位

-震動台重心変位(角変位)変換マトリクス
式(10), (11)より震動台に働く力は

$$\{f\} = \{f_a\} - [A_a][C_2][A_G]\{\dot{x}\} \quad (12)$$

とおける。したがって、

$$[C] = [C_1] + [H_f][C_2][A_G] \quad (13)$$

$[C]$: 減衰マトリクス

とすると式(9)の運動方程式は次のように表される。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = [H_f]\{f_a\} \quad (14)$$

(2) 各加振機操作量から各軸方向操作量への変換

図-3 及び式(10)より

$$\{f_a\} = [A_a][Act(s)][SV(s)]\{u\} - [A_a]^2[Act(s)][A_G]\{\dot{x}\} \quad (15)$$

$[Act(s)]$: 加振機伝達関数行列(対角)

$[SV(s)]$: サーボ弁伝達関数行列(対角)

$\{u\}$: 加振機操作量ベクトル

したがって、式(14)は式(15)より次のようになる。

$$\begin{aligned} ([M]s^2 + [C]s + [K] + [H_f][A_a]^2[Act(s)][A_G]s)\{x\} \\ = [H_f][A_a][Act(s)][SV(s)]\{u\} \end{aligned} \quad (16)$$

式(16)をラプラス変換し、 $[A_a][Act(s)][SV(s)]$ が対角行列であることに着目し、その特性が全て同様であると仮定すると、

$$\{x\} = [G(s)][H_f]\{u\} \quad (17)$$

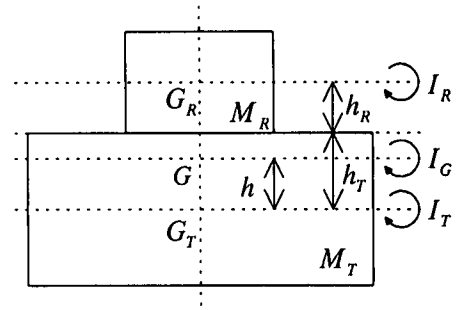
となる。また、各加振機操作量を次のようにおき、

$$\{u\} = [H_u]\{u_g\} \quad (18)$$

式(17)に代入すると

$$\{x\} = [G(s)][H_f][H_u]\{u_g\} \quad (19)$$

となる。したがって、



I_R : 試験体の試験体重心での慣性モーメント

I_G : 全体の合成重心での慣性モーメント

I_T : 震動台の震動台重心での慣性モーメント

図-5 震動台と試験体

$$[H_f][H_u] = [I] \quad (20)$$

となるように $[H_u]$ を決めれば

$$\{x\} = [G(s)]\{u_g\} \quad (21)$$

となる。式(21)の $[G(s)]$ は重心位置と加振機の取り付け位置の幾何学的な関係によっては対角行列とならない。したがって、条件によっては式(21)は各軸毎で完全に独立ではなく、6つの連成した式となってしまう。しかし、無負荷時においては対角要素以外の要素の影響が小さいので、 $[G(s)]$ を対角行列として考えると、 $\{u_g\}$ によって各軸を独立に制御できることがわかる。ゆえに各加振機操作量-各軸方向操作量変換行列を次のようにする。

$$[H_u] = [H_f]^* \quad (22)$$

(3) 試験体を搭載したときの影響

試験体を搭載したときの概略図を図-5に示す。

剛体の試験体を搭載したときに

- ・ 重心位置の変化
- ・ 質量マトリクスの変化

がおきると考えられる。

重心位置に関しては力のつりあいから求めることができる。ただし、試験体は震動台重心の真上に搭載され、重心位置変化は垂直方向のみに起きるものとする。ここで、重心位置変化量 h は図-5を回転させ図-6のように考えると、モーメントのつりあいより

$$h = \frac{M_R(h_T + h_R)}{M_T + M_R} \quad (23)$$

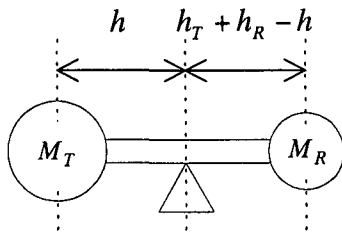


図-6 モーメントのつりあい

となる。また、前節1(1)で $[H_f]$, $[A_G]$ を震動台重心を原点として、幾何学的な関係から求めているため、合成重心を原点として求めなおす。

次に質量マトリクスの変化についてである。合成重心での慣性モーメントは震動台の震動台重心での慣性モーメント、試験体の試験体重心での慣性モーメントを求め、それぞれを平行軸に関する定理を用いて合成重心での慣性モーメントに変換し、足しあわせることで求められる。

$$I_G = \{I_T + M_T h^2\} + \{I_R M_r (h_R + h_T - h)^2\} \quad (24)$$

また、質量は震動台、試験体それぞれの質量を足し合わせることで求めることができる。

したがって、試験体を搭載したときの質量マトリクスは次のように変化する。

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_T] + [M_R] & 0 \\ 0 & [I_{GT}] + [I_{GR}] \end{bmatrix} \quad (25)$$

$[M_T]$: 震動台質量マトリクス(対角)

$[M_R]$: 試験体質量マトリクス(対角)

$[I_{GT}]$: 震動台合成重心周り慣性モーメント(対角)

$[I_{GR}]$: 試験体合成重心周り慣性モーメント(対角)

4. 結果

(1) 小型2次元震動台装置によるモデル化の有効性の検証

本実験装置は現在建設中であるため、実験によってモデル化の有効性を確認することができない。そこで、小型であるが、2次元に駆動できる本実験装置と類似の構成を持つ小型2次元震動台装置を用いて、モデル化の有効性を確認した。その結果を図-7に示す。図-

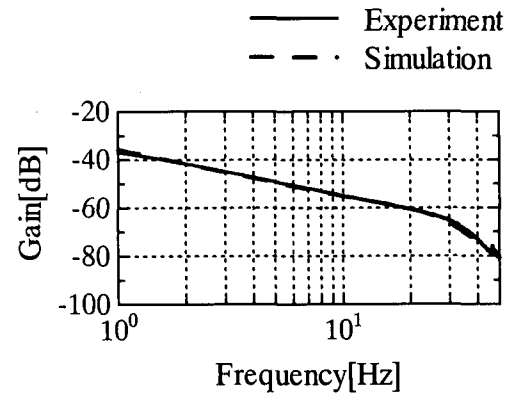


図-7 小型2次元震動台装置
実験とシミュレーションの比較

7より実験とシミュレーションがよく一致していることがわかる。

(2) 本装置のシミュレーション結果

本実験装置を対象として、試験体を搭載しない場合と搭載した場合の軸方向操作量から震動台重心加速度(角加速度)までのシミュレーションによる周波数応答を図-8に示す。ここで、軸方向操作量から震動台重心加速度(角加速度)までの伝達特性は伝達関数行列によって表現され、

$$\begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \vdots \\ \ddot{\theta}_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \cdots & G_{16} \\ G_{21} & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \\ G_{61} & \cdots & & G_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ \vdots \\ u_{\theta z} \end{Bmatrix} \quad (26)$$

となる。図-8では式(26)対角項のみを示してある。図-8より試験体を搭載したことによって、表-1のように油柱共振周波数が変化していることが分かる。また、図-8(a)の7Hz付近のピークは図-8(e)の油柱共振周波数と一致している。これは試験体を搭載することによって重心位置が変化し、x方向に加振した場合にy軸周りに回転が起り、その影響が出ているためである。同様にy軸方向に加振した場合にはx軸周りの回転の影響が出ている。ただし、z軸に関しては試験体、震動台の重心がともにz軸上に存在しているため、回転の影響を受けなっていない。

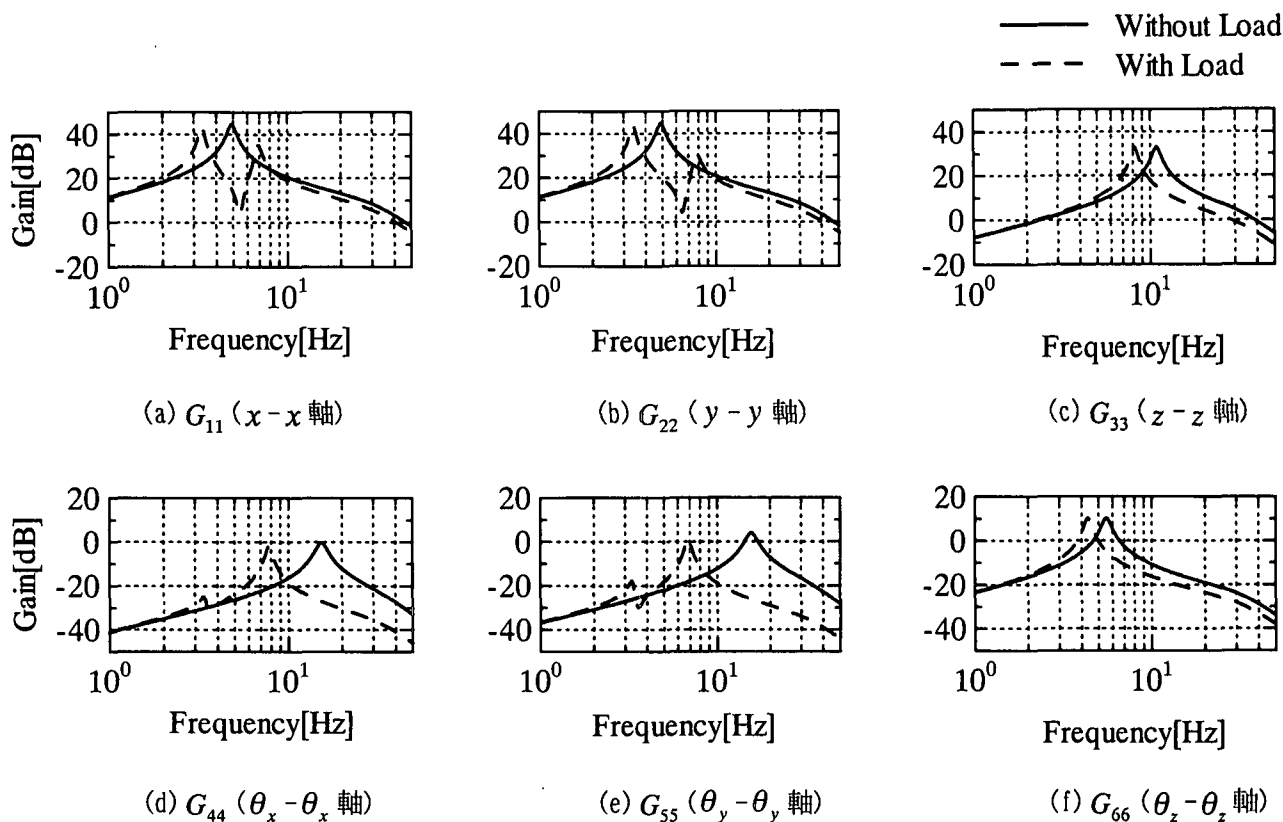


図-8 制御対象の周波数応答 軸方向操作量～震動台重心加速度(角加速度)

表-1 油柱共振周波数の変化

	無負荷	負荷
x 方向	5 Hz	3 Hz
y 方向	5 Hz	3 Hz
z 方向	10 Hz	8 Hz
θ_x 方向	11 Hz	7 Hz
θ_y 方向	11 Hz	8 Hz
θ_z 方向	6 Hz	4 Hz

さらに試験体の搭載した場合の油柱共振周波数の変化,及び重心位置変化による回転の影響をシミュレーション上で表現することができた。

5. 結論

本研究では実大3次元震動破壊実験装置の線形化モデルの作成を行った。また、このモデル化手法を用いて小型2次元震動台装置のモデル化を行い、実験結果とシミュレーション結果を比較することで、モデル化手法の有効性を確認した。

また、式(22)のような変換マトリクスを導入することで、各軸方向毎に独立して制御を行えることを示した。しかし、試験体の質量や重心位置によっては干渉の影響が大きくなると考えられる。

6. 参考文献

1. 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.
2. 西山禎昌: 6自由度微振動試験装置の制御に関する研究, 東京農工大学博士論文, 2001.
3. 小波倭文朗, 西海孝夫: 油圧制御システム, 東京電機大学出版局, 1999.
4. 柴田明徳: 最新耐震構造解析, 森下出版株式会社, 2001.
5. F. P. ベアー, E. R. ジョンストン: 工学のための力学(上), ブレイン図書, 1995.