

## 2 重同調粘性マスダンパー制振システムの振動実験

### Shaking Table Tests of Passive Control System with Double-Tuning Viscous Mass Dampers

(株)免制震デバイス 中南 滋樹 SHIGEKI NAKAMINAMI

(株)免制震デバイス 木田 英範 HIDENORI KIDA

鈴木 亨 TORU SUZUKI

(株)免制震デバイス 田中 久也 HISAYA TANAKA

筆者らは、慣性接続要素に柔支持部材を接続しダンパー自体で付加的な振動系を構成した同調粘性マスダンパーを複数箇所に分散配置させた多重同調粘性マスダンパーシステムを提案している。付加する減衰係数が小さくても単一同調型と同等以上の応答低減効果が得られること、主系の固有振動数などのパラメータ変動による制振効果の減少を改善できることを示している。本報では、先に提案した本システムの理論値の妥当性を確認するための振動実験を行うとともに、実構造物をイメージした非線形特性をもつ系の調整法を提案する。目標とする応答変位での等価剛性で調整することにより、実用上有効な応答低減効果が得られることを示す。

**キーワード**：定点理論，パッシブ制振，回転慣性質量，同調粘性マスダンパー

The authors have proposed the passive control system with multi-tuning viscous mass dampers. It was shown that multi-tuning system improves the robustness of vibration control performance and reduces the response higher than that of single-tuning system. In this paper, the shaking table tests aiming at confirmation of validity of the theory of multi-tuning system were conducted and tuning method for nonlinear systems assuming actual structures was proposed. It is shown that the effect of the response reduction is improved by tuning the frequency with an equivalent rigidity according to the target response displacement.

**Key Words**: Fixed Points Theory, Passive Control, Gyro Mass Inertia, Tuned Viscous Mass Damper

### 1. はじめに

1995年の兵庫県南部地震以降、地震に対する建物の損傷を制御する免震構造や制振構造などの多くの設計法が提唱され、実建物に採用されるようになった。これらの設計法は、一般的に運動方程式において復元力の項や粘性項、あるいは両項を積極的に操作することで構造物の応答を制御しようとするものである。復元力の項を操作する方法としては、構造物の層間変位に対応して履歴ループを描くことで地震エネルギーを吸収する方法が、粘性項を操作する方法としては、速度に依存して減衰力を発揮する部材を付加する方法がある。具体的には、前者の方法に対応する部材として低降伏点鋼などを用いた履歴系ダンパーが、後者の方法に対応する部材としてオイルダンパーなどの粘性系ダンパーが知られている。

これに対して、質量項を積極的に操作することで応答を制御しようとする方法<sup>1)～4)</sup>が提案されている。古

橋・石丸<sup>4)</sup>は、構造物の層間に層間加速度に応じて慣性力を発生する「慣性接続要素」と呼ばれるマスダンパーを配置して復元力の項や粘性項の操作で得られなかった構造物の特性変動を誘導している。ここで、慣性接続要素をもつ制振装置として実現されたものの一例としては「減衰こま<sup>5)</sup>」が挙げられる。筆者ら<sup>6)</sup>は、この装置の慣性質量効果を積極的に用いることにより等価質量1,000トン級の実大粘性マスダンパーを開発し、検証実験等でその有効性を確認している。

齊藤ら<sup>7),8)</sup>は、古橋らの質量項を操作する応答制御法とは異なり、慣性接続要素に柔支持部材を接続しダンパー自体で付加的な振動系を構成した「同調粘性マスダンパーシステム(単一同調型)」を提案している。ダンパーの固有振動数と主系の固有振動数を適切に同調させることにより、粘性要素の相対変位が動的に拡大するため、従来の粘性系ダンパーでは得られなかった大きな振動エネルギー吸収効果を得ることができる。

筆者らは、これらの同調粘性マスダンパーを複数の異なる固有振動数に分散配置させた「多重同調粘性マスダンパーシステム（多重同調型）」を提案している<sup>9)~12)</sup>。付加系全体の質量比を同一条件とした定点理論<sup>13)</sup>に準じた最適調整条件において、多重同調型は付加すべき粘性要素のトータルの減衰係数が小さくても、単一同調型と同等以上の応答低減効果が得られること、主系の固有振動数の変動や付加系のパラメータ変動による制振効果の減少を改善できることを示している。なお、ここまでの検討では主系の復元力特性についてはすべて線形として扱ってきた。

本論文では、先に提案<sup>9),10)</sup>した多重同調粘性マスダンパーシステム理論の妥当性を確認するとともに、実際の構造物をイメージした非線形特性をもつ系の調整法の一提案として、目標とする応答変位での等価剛性で調整する方法を提案する。付加系を2個並列に接続した2重同調型システムの振動実験において、線形領域と非線形領域で調整した場合の応答性状の違いについて述べるとともに、目標とする応答変位での等価剛性で調整することにより有効な応答低減効果が得られることを示す。

## 2. 多重同調粘性マスダンパーの基本原理

### (1) 用語の定義とモデル化

図-1に本論文で用いる系の用語と記号の定義を示す。図において、◎ 記号で示される要素は慣性接続要素である。付加系とは同調粘性マスダンパー自体を示す。図-2に多重同調粘性マスダンパーシステムのモデル図を示す。本システムは、主系のバネと並列に付加系を複数個配列したものである。それぞれの付加系は異なる固有振動数を有しており、付加系の固有振動数付近で大きく同調する特性をもっている。

### (2) 粘性ダンパーとの相違点

図-3に、同調粘性マスダンパーと粘性ダンパーのエネルギー吸収模式図を示す。一般的な粘性ダンパーは、支持部材を剛体として扱う場合、ダンパーに入力される変形は主系の層間変位と等しくなり、それに応じた粘性抵抗力を発揮する。一方、同調粘性マスダンパーは、付加系の質量により系として1自由度増えるため、粘性要素変位は動的に自由に拡大することができ、その拡大率に応じた粘性抵抗力が発揮される。その効果は、付加系の固有振動数付近が最も大きく、エネルギー吸収効果としては、層間変位に対する粘性要素の拡大率の2乗分一般的な粘性ダンパーより大きい。

図-4に同調粘性マスダンパーと粘性ダンパーの等価粘

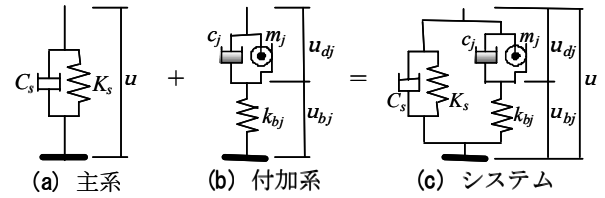


図-1 用語と記号の定義

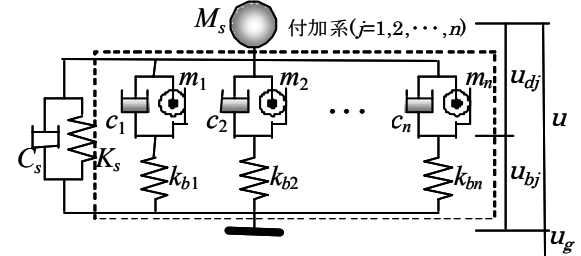


図-2 多重同調粘性マスダンパーシステム

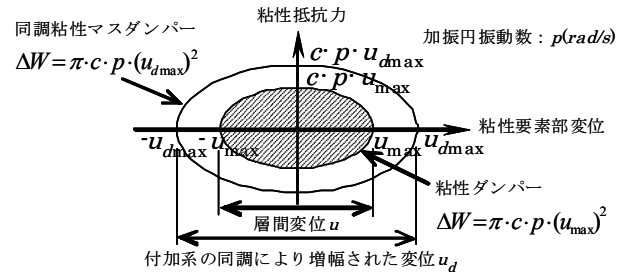
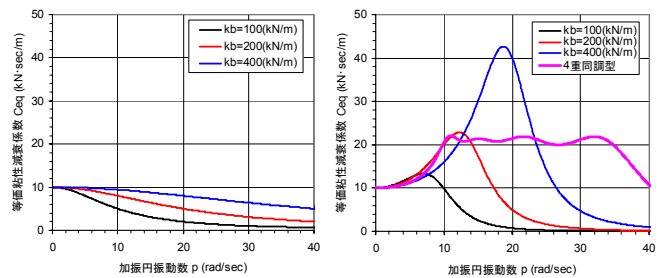


図-3 エネルギー吸収模式図

性減衰係数の比較図を示す。マクスウェルモデルで表わされる一般的な粘性ダンパーは、支持部材剛性が大きいほど等価粘性減衰係数が大きく、高振動数になるに従い等価粘性減衰係数が小さくなる。一方、同調粘性マスダンパーは、支持部材剛性が大きくなることにより同調する振動数に変化し、付加系の固有振動数付近で等価粘性減衰係数が著しく大きくなる。その反面、同調振動数付近より高振動数側では粘性ダンパーより等価粘性減衰係数が小さくなる。これらのデメリットは付加系を複数個にする多重同調型にすることにより改善される。図中の4重同調型の例のように、広帯域でほぼ同じ等価粘性減衰係数とすることが可能である。



(a) 粘性ダンパー

(b) 同調系ダンパー

図-4 等価粘性減衰係数による比較

### 3. 2重同調粘性マスダンパーシステムの設計式

後述する試験体の諸条件を決定するための設計式を示す。設計式は相対変位応答倍率と、付加系の粘性要素とバネ定数を決定するための最適調整条件を示す。

#### (1) 相対変位応答倍率

2重同調粘性マスダンパーシステム ( $n=2$ ) の調和地動を受ける場合の相対変位応答倍率<sup>9)</sup>を式(1)に示す。

$$\frac{u(t)}{u_g(t)} = \frac{R_N + i \cdot I_N}{R_D + i \cdot I_D} = \delta_d \cdot e^{i\alpha} \quad (j=1,2) \quad (1)$$

$$\omega_j^2 = k_{bj}/m_j, \quad \omega_s^2 = K_s/M_s, \quad C_s/M_s = 2h_s\omega_s, \quad c_j/m_j = 2h_j\omega_j$$

$$g_s = p/\omega_s, \quad \gamma_j = \omega_j/\omega_s, \quad \mu_j = m_j/M_s$$

$$\delta_d = \frac{\sqrt{R_N^2 + I_N^2}}{\sqrt{R_D^2 + I_D^2}}, \quad \alpha = \tan^{-1} \frac{I_N}{R_N} - \tan^{-1} \frac{I_D}{R_D} = \phi_N - \phi_D$$

$$R_N = g_s^2 \times \left\{ (1 - g_s^2/\gamma_1^2)(1 - g_s^2/\gamma_2^2) - (4h_1 \cdot h_2 \cdot g_s^2)/(\gamma_1\gamma_2) \right\}$$

$$I_N = g_s^2 \times \left\{ 2h_1 \cdot (g_s/\gamma_1)(1 - g_s^2/\gamma_2^2) + 2h_2 \cdot (g_s/\gamma_2)(1 - g_s^2/\gamma_1^2) \right\}$$

$$R_D = A \cdot C - B \cdot D + \sum_{j=1}^2 E_j, \quad I_D = A \cdot D + B \cdot C + \sum_{j=1}^2 F_j$$

$$\begin{cases} A = 1 - g_s^2/\gamma_1^2 - g_s^2 + g_s^4/\gamma_1^2 - 4h_s \cdot h_1 \cdot g_s^2/\gamma_1 \\ B = 2h_1 \cdot (g_s/\gamma_1)(1 - g_s^2) + 2h_s \cdot g_s(1 - g_s^2/\gamma_1^2) \\ C = 1 - g_s^2/\gamma_2^2 \\ D = 2h_2 \cdot g_s/\gamma_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_1 = \mu_1 \cdot \gamma_1^2 \left\{ (g_s^2/\gamma_1^2)(1 - g_s^2/\gamma_2^2) - (4h_1 \cdot h_2 \cdot g_s^2)/(\gamma_1\gamma_2) \right\} \\ E_2 = \mu_2 \cdot \gamma_2^2 \left\{ (g_s^2/\gamma_2^2)(1 - g_s^2/\gamma_1^2) - (4h_1 \cdot h_2 \cdot g_s^2)/(\gamma_1\gamma_2) \right\} \\ F_1 = \mu_1 \cdot \gamma_1^2 \left\{ 2h_1 \cdot (g_s/\gamma_1)(1 - g_s^2/\gamma_2^2) - (2h_2 \cdot g_s^3)/(\gamma_1^2\gamma_2) \right\} \\ F_2 = \mu_2 \cdot \gamma_2^2 \left\{ 2h_2 \cdot (g_s/\gamma_2)(1 - g_s^2/\gamma_1^2) - (2h_1 \cdot g_s^3)/(\gamma_1\gamma_2^2) \right\} \end{cases}$$

ここで、 $M_s$  と  $m_j$  はそれぞれ主系の質量と慣性接続要素の等価質量を、 $K_s$  と  $k_{bj}$  はそれぞれ主系の剛性と支持部材要素の剛性を、 $C_s$  と  $c_j$  はそれぞれ主系の減衰係数と付加系粘性要素の減衰係数を、 $f_j$  は付加系の抵抗力を表す。また、 $u$  はシステムの変位を、 $u_{bj}$  は支持部材要素の変位を表す。 $h_s$  と  $h_j$  はそれぞれ主系の内部粘性減衰と付加系粘性要素の減衰定数、 $\omega_j$  は慣性接続要素の等価質量 $m_j$ と支持部材要素の剛性 $k_{bj}$ で決まる付加系の固有円振動数を表す。

粘性要素変位  $u_{dj}(t)$  と支持部材変位  $u_{bj}(t)$  の層間変位に対する変位拡大率をそれぞれ式(2)、式(3)に示す。

$$\frac{u_{dj}(t)}{u(t)} = \frac{1}{\sqrt{\{1 - (p/\omega_j)^2\}^2 + \{2h_j(p/\omega_j)\}^2}} \times e^{-i\phi_j} \quad (2)$$

$$\frac{u_{bj}(t)}{u(t)} = \frac{\sqrt{(p/\omega_j)^4 + \{2h_j(p/\omega_j)\}^2}}{\sqrt{\{1 - (p/\omega_j)^2\}^2 + \{2h_j(p/\omega_j)\}^2}} \times e^{-i(\phi_j - \phi_{2j})} \quad (3)$$

$$\phi_j = \tan^{-1} \frac{2h_j(p/\omega_j)}{1 - (p/\omega_j)^2}, \quad \phi_{2j} = \tan^{-1} \frac{2h_j(p/\omega_j)}{-(p/\omega_j)^2} \quad (j=1,2)$$

#### (2) 最適調整条件

図-5に2重同調粘性マスダンパーシステムの変位応答倍率による最適調整条件<sup>9)</sup>を示す。これらの調整条件はTMD(Tuned Mass Damper)の剛性や減衰の最適値を求めするために考案された定点理論<sup>13)</sup>に準じて算出したもので、不動点において応答倍率を等しくする条件である「最適同調振動数比」、不動点において応答倍率が極大となる条件である「付加系の最適減衰定数」がある。

これらの最適調整条件と主系の諸条件をもとに同調粘性マスダンパーの粘性要素の粘性係数とバネ要素のバネ定数を式(4)、式(5)から求めることができる。

$$c_i = 2\zeta_{opt} \omega_i m_i \quad (4)$$

$$k_{bi} = k(\beta_{opt})^2 \mu \quad (5)$$

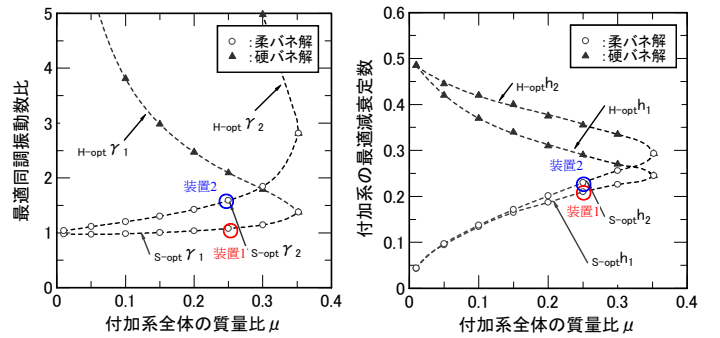


図-5 相対変位応答倍率に対する最適調整条件

### 4. 実験概要

表-1に実験ケースを示す。実験ケースは主系のみケース1、主系の復元力特性を線形とし主系の1次固有周期に対して相対変位応答倍率が最適となるように設定したケース2、主系の復元力特性を実際の構造物をイメージした非線形型(逆行型バイリニア)とし、目標とする応答変位での等価周期で調整したケース3の3ケースである。それぞれのケースに対して、正弦波加振によるスイープ実験、地震波入力加振実験を行った。スイープ実験における加振振動数は0.5Hz～3Hzの範囲とし、刻み周波数は最大1/100Hzとした。収録時間は応答波形が定常状態になるまでとし、サンプリング周波数は200Hzとした。地震波加振の入力波形には模擬波としてBCJ-L2とElCentro-NS波、Taft-EW波、八戸-NS波、JMA神戸-NS波の4つの実地震波を用いた。

表-1 実験ケース

実験ケース	主系の特性	付加系	制御対象		質量比
			周期(sec)	応答倍率	
ケース1	線形または非線形	主系のみ	0.70	—	—
ケース2	線形	2重同調型	0.70	相対変位	0.25
ケース3	非線形	2重同調型	0.75	相対変位	0.25

### 5. 試験体概要

#### (1) システム全体

図-6にシステム全体の詳細図を、写真-1に外観写真を示す。システムは主系と2種類の同調粘性マスダンパーで構成されている。主系は4本のH鋼(H150×75×5.5×9.5)からなる柱の柱頭部に直動レール (HSR12R1M+150LM) を介して鋼板 (錘) を設置し、鋼板と柱頭側面部を4本の引張コイルばねにより接続したものである。主系の質量は400kg、主系の弾性域における固有周期は0.7秒、ストロークは±50mmである。実験ケース2の逆行バイリニアは、引張コイルばねの初期テンション量を調整することにより、塑性域においてコイルばねが圧縮となる場合にフックから離間することを利用して剛性を約1/2低下させた。

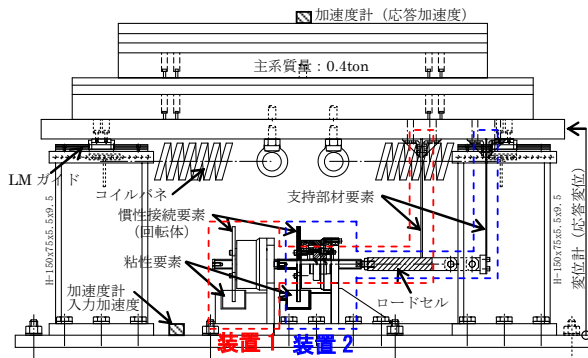


図-6 システム詳細図

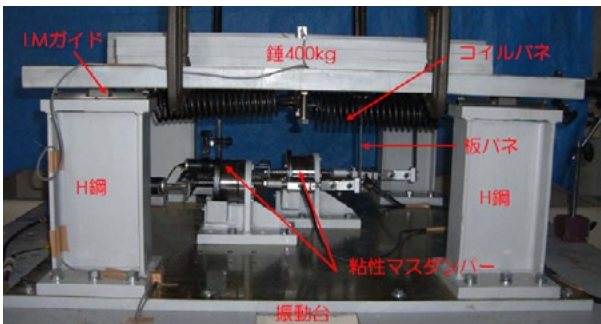


写真-1 システム外観

表-2に実験ケース2, 3における試験体の諸条件を示す。質量比は実験可能な最小質量比として両ケースともに0.25とした。表中の最適同調振動数比と最適減衰定数は、図-5に図示している柔バネ解<sup>9)</sup> (○印)における値である。粘性要素の粘性係数、バネ要素のバネ剛性は式(4), 式(5)より求めた。なお、ケース3では主系の応答変位が7mmの塑性領域のときの等価剛性(等価周期 $T_{eq}=0.75$ 秒)で弾性時よりダンパーが良く同調するように同調粘性マスダンパーの諸条件を設定した。

表-2 試験体諸元

実験ケース	装置	質量比	等価質量	最適同調振動数比	ダンパー振動数	最適減衰定数	バネ剛性	減衰係数
		$\mu$	mr	$s-opt \gamma_i$	$f_{d_i}$	$s-opt h_i$	$k_{b_i}$	$c_i$
		—	kg	—	Hz	—	kN/m	kN·s/m
ケース2	装置1	0.125	50	1.079	1.54	0.21	4.7	0.20
	装置2	0.125	50	1.590	2.27	0.23	10.2	0.33
	合計	0.25	100	—	—	0.44	14.89	0.53
ケース3	装置1	0.125	50	1.079	1.44	0.21	4.1	0.19
	装置2	0.125	50	1.590	2.12	0.23	8.9	0.31
	合計	0.25	100	—	—	0.44	13	0.50

※添え字i: 装置番号i=1 or 2を示す。

#### (2) 粘性マスダンパー

表-3に粘性マスダンパーの慣性質量要素と粘性要素の諸元を、図-7に詳細図を、写真-2に外観写真を示す。慣性質量要素は、ボールねじによる回転慣性質量を利用した装置とした。構成要素はボールねじ(WTF1530-2+154LT)、スラスト軸受(形番6909)およびナット部分に取り付けた錘である。質量比の設定は、錘の設置枚数を調整することにより行った。なお、ダンパー固有振動数は、装置1が装置2より低くなるように設定した。

表-3 慣性質量要素と粘性要素の諸元

構成部材	記号	単位	粘性マスダンパー	
			装置1	装置2
ボールねじ	軸径	DB	mm	15
	リード	Ld	mm	30
	外径	Do	mm	122
	内径	Di	mm	28
	厚さ	tr	mm	10
	質量	mr	kg	0.79
	等価質量	meq	kg	50
	質量増幅率	$\beta$	—	62.5
粘性体	粘度(25°C)	$\eta$ 25	cSt	約15000
	速度増幅率	S	—	約20000

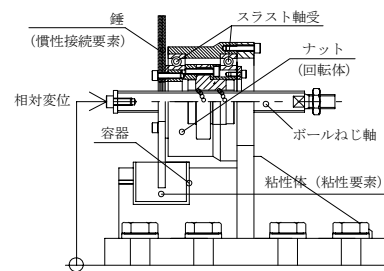


図-7 慣性質量要素と粘性要素の諸元

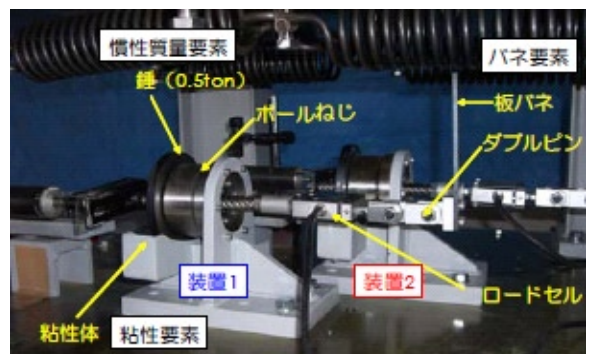


写真-2 粘性マスダンパー設置状況

構成要素であるボールねじは、直線運動を回転運動に変換する増幅機構を有している。回転体は1リード  $L_d$  で1回転するため、回転体に作用する角加速度は軸方向加速度の  $2\pi/L_d$  倍になる。この角加速度が回転体の質量に作用することにより回転慣性モーメント  $I$  が生じる。ここで得られた回転慣性モーメント  $I$  は、直線運動への再変換過程でさらに  $2\pi/L_d$  倍される。慣性接続要素の慣性力  $Q_i$  は式 (6) で表される。式 (7) の  $\beta$  はもとの質量に対する増幅率を表しており質量増幅率  $\beta^6$  と呼ぶ。以下、回転体の実質量を  $m_i$  とする。

$$Q_i = I\ddot{\theta} \times \frac{2\pi}{L_d} = \frac{m_i(D_o^2 + D_i^2)}{8} \cdot \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \cdot \ddot{u}_d = \beta \cdot m_i \cdot \ddot{u}_d = m_r \cdot \ddot{u}_d \quad (6)$$

$$\beta = \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \cdot \frac{(D_o^2 + D_i^2)}{8}, \quad I = \frac{m_i(D_o^2 + D_i^2)}{8} \quad (7)$$

この質量増幅率  $\beta$  倍の設定は、ボールねじのリード  $L_d$ 、回転体の内径  $D_i$ 、外径  $D_o$  を調整することにより容易にできる。例えば、 $L_d=25\text{mm}$ 、 $D_i=200\text{mm}$ 、 $D_o=300\text{mm}$  とすると質量増幅率  $\beta$  はおよそ1千倍となる。つまり、実質量  $m_i=1\text{ton}$  の回転体を設置すれば1千トンに見掛けの質量  $m_r$  を発揮することを意味している。一般に TMD など実質量による応答制御では、現実的に大きな質量を付加することは難しいが、本機構のような回転慣性質量を用いることにより実質量が小さくとも作用する効果としては何千倍の見掛けの質量として作用させることができる。本実験で用いた装置の質量増幅率  $\beta$  は62.5倍である。

粘性要素は、錘の回転部分を粘性体が充填された容器に浸すことによりせん断抵抗型の粘性力として付加した。一般に粘性体は高粘度になるにつれ非線形性が強くなる。ここでは線形性をもつ低粘度のシリコンオイルを用いた。

### (3) バネ要素

バネ要素は板バネ (SS400) とし、板バネの厚さと幅の調整により表-2のバネ剛性になるように設定した。写真-3に実験ケース2の設置状況例を示す。実験ケース2における装置1の板ばねの幅  $w$  と厚さ  $t$  は  $w=20\text{mm}$ 、 $t=4\text{mm}$ 、装置2では  $w=20\text{mm}$ 、 $t=3\text{mm}$  とした。板バネの剛性は、実際の固定条件と同じように主系の鋼板に固定し、自由端に変形を与えることにより測定した。図-8に代表的な例として実験ケース2の測定結果を示す。実線が設計値、シンボルが実験値、一点斜線が最小二乗法による実験値の回帰式を表している。回帰式による実験値は目標とする剛性値をほぼ満たしている。なお、実験ケース3も同様の結果であった。

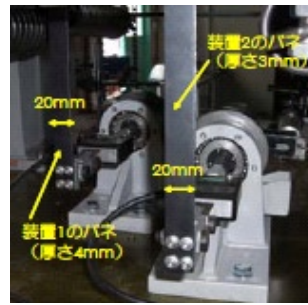


写真-3 設置状況

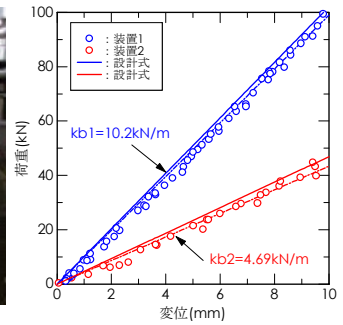


図-8 バネ要素の剛性

## 6. 計測概要

計測点を図-6、図-7に示す。計測項目は、振動台の水平変位および加速度、主系の応答変位および応答加速度、慣性接続要素または粘性要素の相対変位、付加系の荷重とした。付加系の荷重は、クレビスと付加系の間に容量 100N のロードセルを挿入して計測した。

## 7. 実験結果

### (1) 実験ケース 1

図-9に主系の荷重-変形関係を、図-10に自由振動実験結果を示す。弾性域における初期剛性は39.9kN/m、固有周期は0.63sec、変位 7mm 時（塑性域）における等価剛性28.9kN/mに対する等価周期は0.75秒であった。主系の構造減衰は直動レール摩擦の振幅依存性に影響され、弾性域で約 6.6%、変位 7mm 時で約 4.6% であった。これ以降、実験値と設計値との比較にあたって、設計値における主系の弾性周期、塑性時の等価周期（図-9破線）、構造減衰は実験ケース1の結果を用いる。

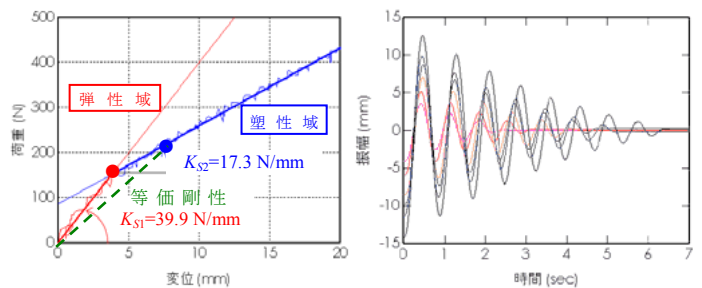


図-9 主系の復元力特性 図-10 主系の自由振動波形

### (2) 実験ケース 2

図-11に主系の復元力特性が線形のときの相対変位応答倍率と位相角を、図-12に層間変位に対する粘性要素部分の拡大率とそのときの主系に対する装置1,2の位相角を示す。また、図-13に装置2のダンパー固有振動数付近である振動数比 1.3 のときの履歴ループを示す。実

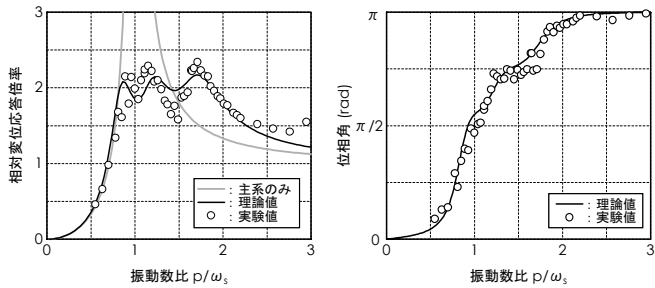


図-11 相対変位応答倍率と位相角 (実験ケース2)

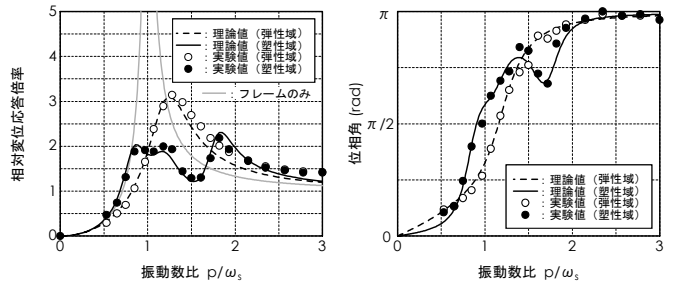


図-14 相対変位応答倍率と位相角 (実験ケース3)

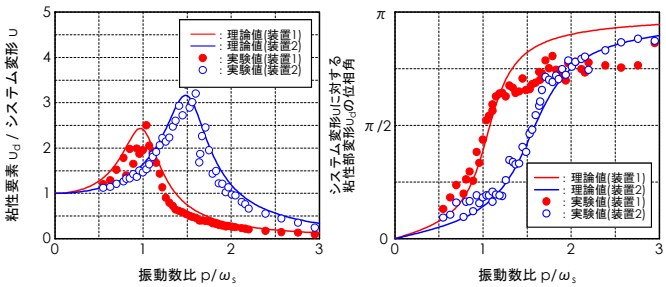
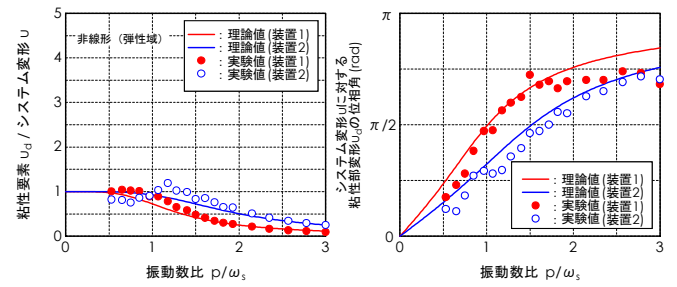


図-12 層間変形に対するダンパー変位拡大率と位相角



(a) 弾性域

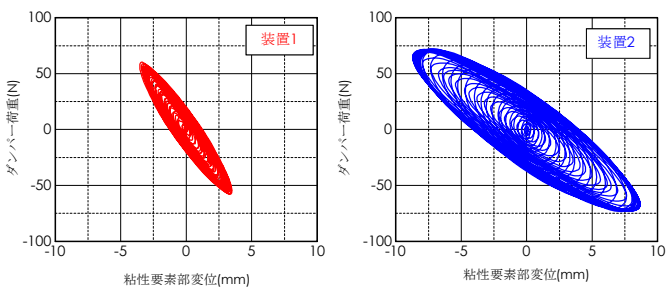
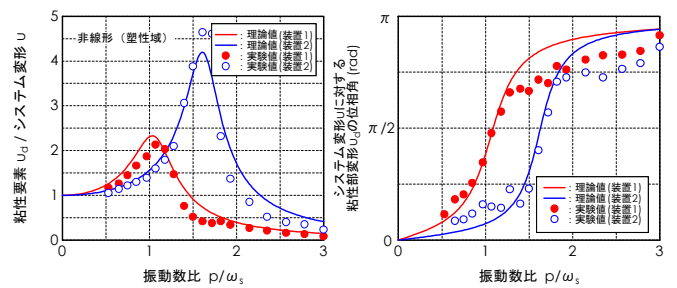


図-13 履歴ループ



(b) 塑性域

図-15 層間変形に対するダンパー変位拡大率と位相角

線が式 (1), 式 (2) に試験体の設定値を与えたときの理論値を, シンボルが実験値を示す。相対変位応答倍率, 位相角ともに実験値と設計値はおおむね一致している。また, 層間変位に対する粘性要素部分の変位拡大率と履歴ループより2つのダンパーのもつ固有振動数付近ではダンパーの粘性要素部分が大きく変形し, 大きな履歴面積をもっていることがわかる。履歴ループが斜め右下がりになっているのは慣性力の特性である。マスダンパー特有の高振動数による慣性力のガタツキもなく, きれいな楕円形状を示しているのがわかる。これは粘性マスダンパーに接続されている柔バネ要素の高振動数遮断効果によるものと考えられる。

(3) 実験ケース3 (スweep加振結果)

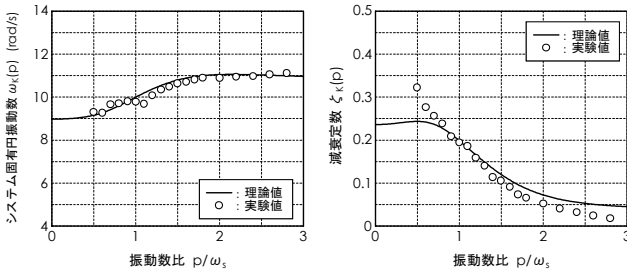
図-14に主系の復元力特性が非線形の際の相対変位応答倍率と位相角を, 図-15に弾性時, 塑性時各々における層間変位に対する粘性要素部分の変位拡大率とそのときの主系に対する装置1,2の位相角を示す。

変位応答倍率は, 塑性域において同調効果がよく発揮

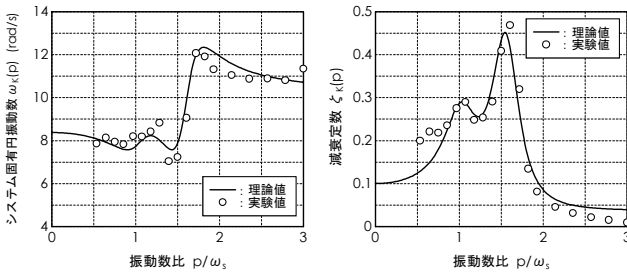
できるように設定しているため, 弾性域で最大約3倍, 塑性域で平均2倍程度となっている。層間変形に対するダンパー変位拡大率は, 弾性域では1倍以下になっているのに対して, 塑性域では装置1で約2.5倍, 装置2で約4倍となっており同調効果による粘性要素変位の動的拡大がみとれる。

2重同調型システムを等価な Kelvin モデルに置換した際の弾性域と塑性域におけるシステム全体の固有円振動数と減衰定数の変化を考察する。同調粘性マスダンパーの複雑なモデルを等価な Kelvin モデルに置換することにより一般的な粘性ダンパーと同じ指標で効果が比較できるため重要な指標と考えられる。等価な Kelvin モデルに置換した際のシステム全体の固有円振動数  $\omega_K$  と減衰定数  $\zeta_K$  は, 外乱円振動数  $p$  の定常加振の場合, 外乱円振動数  $p$  に依存し, それぞれ式 (8), 式 (9) で表される。

$$\omega_K(p) = \sqrt{\frac{K_s + \frac{1}{M_s} \times \sum_{j=1}^2 \frac{-m_j \cdot k_{bj}^2 \cdot p^2 + m_j^2 \cdot k_{bj} \cdot p^4 + c_j^2 \cdot k_{bj} \cdot p^2}{(k_{bj} - m_j \cdot p^2)^2 + (c_j \cdot p)^2}} \quad (8)$$



(a) 弾性域



(b) 塑性域

図-16 等価 Kelvin モデルにおけるシステム全体の固有円振動数と減衰定数

$$\xi_K(p) = \frac{1}{2M_s \omega_K(p)} \left\{ C_s + \sum_{j=1}^2 \frac{c_j \cdot k_{bj}^2}{(k_{bj} - m_j \cdot p^2)^2 + (c_j \cdot p)^2} \right\} \quad (9)$$

図-16に等価 Kelvin モデルにおける弾性域と塑性域のシステム全体の固有円振動数と減衰定数を示す。弾性域では同調効果の影響がほとんどなく、減衰定数は0.25から高振動数比になるに従い低下している。一方、塑性域では2つのダンパーの同調振動数付近で減衰定数が0.30または0.45と大きくなっているのがわかる。固有円振動数は弾性域では高振動数比になるに従い9~11と徐々に変化し一定値に収束する傾向があるが、塑性域では同調振動数付近で大きな変化があるのがわかる。これらは、慣性力のもつ負剛性や主系とは異なるダンパーの位相特性に起因するものと考えられる。

(4) 実験ケース3 (地震波入力加振結果)

図-17に地震波入力結果の一例としてEl Centoro-NS波入力時の変位と加速度の入出力波形と履歴ループを示す。全地震波に対して、変位と加速度波形の最大応答値とダンパー有無の応答低減率を算定した結果を表-4、表-5にそれぞれ弾性域、塑性域の場合として示す。また、図-18には、全周波数帯におけるダンパー有無の応答低減率を弾性域、塑性域で示している。これらは、ダンパー有無のフーリエ振幅スペクトル比 (Parzen's window 0.2Hz) をとったものである。

弾性域における変位応答低減率は0.353 ~ 0.765で平均値は0.538、加速度応答低減率は0.636 ~ 1.032で平

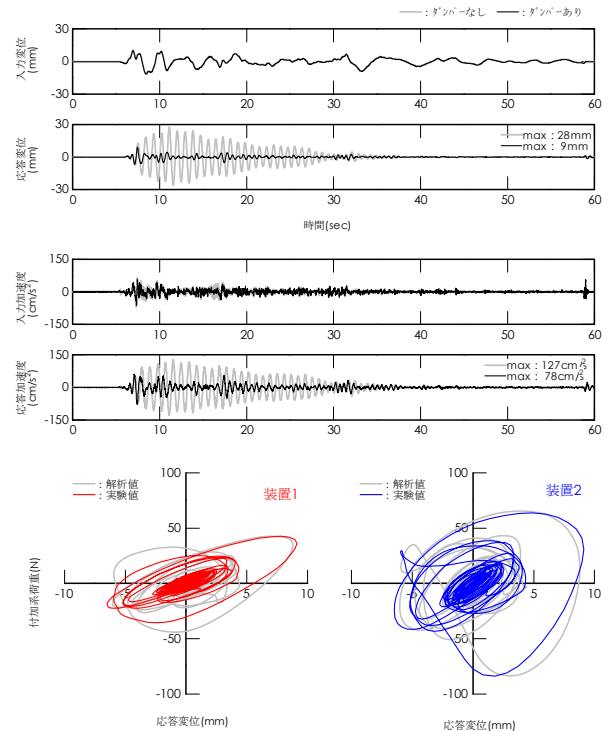


図-17 地震波入力結果例 (El Centoro-NS 波)

表-4 最大応答値および応答低減率 (弾性域)

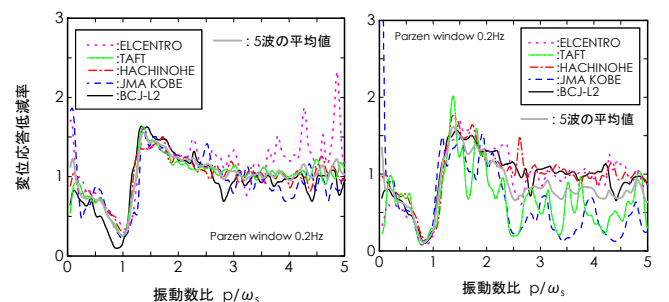
地震波	ダンパー	入力変位 mm	応答変位 mm	変位低減率	入力加速度 cm/sec²	応答加速度 cm/sec²	加速度低減率
ELCENTRO-NS	なし	4.8	5.5	0.765	33.3	44.0	1.032
	あり		4.2			45.5	
TAFT-EW	なし	14.5	6.8	0.588	50.4	51.9	0.863
	あり		4.0			44.8	
HACHINOHE-NS	なし	9.6	7.1	0.517	37.8	53.1	0.785
	あり		3.7			41.7	
JMA KOBE-NS	なし	5.6	6.8	0.468	39.1	52.6	0.706
	あり		3.2			37.2	
BCJ-L2	なし	19.4	15.8	0.353	46.1	88.0	0.636
	あり		5.6			56.0	
			平均値	0.538		平均値	0.805

※数値は絶対値の最大を示す

表-5 最大応答値および応答低減率 (塑性域)

地震波	ダンパー	入力変位 mm	応答変位 mm	変位低減率	入力加速度 cm/sec²	応答加速度 cm/sec²	加速度低減率
ELCENTRO-NS	なし	11.5	27.6	0.331	66.1	127.1	0.617
	あり		9.1			78.4	
TAFT-EW	なし	33.7	33.3	0.316	92.3	182.3	0.432
	あり		10.5			78.7	
HACHINOHE-NS	なし	19.2	19.8	0.397	69.1	100.1	0.730
	あり		7.8			73.0	
JMA KOBE-NS	なし	14.3	31.5	0.389	82.6	156.3	0.586
	あり		12.3			91.6	
BCJ-L2	なし	33.8	25.4	0.377	67.1	127.6	0.603
	あり		9.6			76.9	
			平均値	0.362		平均値	0.593

※数値は絶対値の最大を示す



(a) 弾性域

(b) 塑性域

図-18 全周波数帯における応答低減率

均値は 0.805 であった。一方、塑性域における変位応答低減率は 0.316 ~ 0.397 で平均値は 0.362 , 加速度応答低減率は 0.432 ~ 0.617 で平均値は 0.593 であった。変位, 加速度ともに塑性域での応答低減効果が高いことがわかる。また, 全周波数帯でみると, 同調振動数付近では塑性域の効果が安定して大きいといえるが, 高振動数比域では応答低減率にばらつきが見られる。これは, 地震動のスペクトル特性に起因していると考えられ設計上注意が必要な点である。

このように, 塑性域での等価剛性で調整した場合, 弾性域, 塑性域において一定の応答低減効果があることがわかる。その効果は目標とする応答変位の等価剛性の調整点で異なる。耐震対策として考えた場合, 弾性域での応答倍率は高くなる傾向があるが, 弾性域での一定の応答低減効果より, 弾性域での応答変位量は塑性域での応答変位量と比較し小さい。よって, 目標とする応答変位での等価剛性で同調周期を調整すれば, 地震波に対してより有効な応答制御が可能と考えられる。

## 8. まとめ

以上, 同調粘性マスダンパーを2個並列に接続した2重同調型一層システムの振動実験を行った結果, 以下の知見が得られた。

- ① 主系の復元力特性を線形とした検証実験の結果, 先に提案<sup>9),10)</sup>した多重同調粘性マスダンパーシステムの理論値の妥当性が確認できた。
- ② 実際の構造物をイメージした非線形特性の構造物の調整法の一提案として, 目標とする応答変位での等価剛性で同調周期を調整する方法を提案した。
- ③ 本調整法を採用した場合, 弾性域, 塑性域において一定の応答低減効果があることがわかった。
- ④ その効果は目標とする応答変位の等価剛性の調整点や地震動のスペクトル特性の影響で異なるが, 耐震対策として考えた場合, 目標とする応答変位での等価剛性で同調周期を調整すれば, 地震波に対してより有効な応答制御が可能と考えられる。

## 参考文献

- 1) 川股重也ほか: 制振機構に関する研究(その1~その3), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.857-862,1973.10
- 2) 石丸辰治: 構造物の地震応答制御理論「応用力学シリーズ2 建築構造物の設計力学と制御動力学」, 日本建築学会, pp.199~202,1994.11

- 3) 奥村敦史: 振動遮断接続機構「早稲田大学技術シリーズ」, NO.TLO2000-02,2000.3
- 4) 古橋剛, 石丸辰治: 慣性接続要素によるモード分離(その1), 日本建築学会論文報告集, 第576号, pp.55-62, 2004.2
- 5) 新垣忠志, 黒田英二, 有馬文昭, 井上豊, 馬場研介: ボールねじを用いた制震装置の開発(その1), 日本建築学会技術報告集, 第8号, pp.239-224, 1999.6
- 6) 中南滋樹, 鈴木亨, 木田英範, 古橋剛, 田中久也: 慣性質量を有する減衰装置の開発, 三井住友建設技術研究所報告, NO.3, pp.157-164, 2005
- 7) 斉藤賢二, 栗田哲, 井上範夫: 慣性接続要素を利用した線形粘性ダンパーによる1質点構造の最適応答制御とKelvinモデル化手法に関する考察, 構造工学報告集, Vol.53B, 日本建築学会, pp.53-66, 2007.3
- 8) 斉藤賢二, 中南滋樹, 木田英範, 井上範夫: 慣性接続要素と最適化された柔バネ要素と粘性要素を有する一層応答制御システムの振動実験, 構造工学報告集, Vol.54B, 日本建築学会, pp.623-634, 2008.3
- 9) 木田英範, 中南滋樹, 井上範夫, 斉藤賢二: 慣性接続要素を利用した多段調整バネ付き粘性マスダンパーシステムによる構造物の応答制御(その1: 多段調整型の最適応答制御解), 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, 2008.9
- 10) 中南滋樹, 木田英範, 井上範夫, 斉藤賢二: 慣性接続要素を利用した多段調整バネ付き粘性マスダンパーシステムによる構造物の応答制御(その2: 多段調整型の応答性状), 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, 2008.9
- 11) 中南滋樹, 木田英範, 平田裕一, 鈴木亨, 田中久也: 定点理論に基づく多段調整バネ付き粘性マスダンパーの応答制御法, 三井住友建設技術研究所報告, NO.6, 2008
- 11) 中南滋樹, 木田英範, 斉藤賢二, 五十子幸樹, 井上範夫: 2重同調粘性マスダンパーによる一層応答制御システムの振動実験(その1: 実験概要と調和加振に対する検証), 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.417-418, 2009.8
- 12) 木田英範, 中南滋樹, 斉藤賢二, 五十子幸樹, 井上範夫: 2重同調粘性マスダンパーによる一層応答制御システムの振動実験(その2: 調和加振と地震波入力に対する検証), 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.419-420, 2009.8
- 13) J.P. Den Hartog : Mechanical Vibrations, 4thed. , Dover , New York, 1985