

可変減衰装置を用いた構造物の 実時間ハイブリッド震動制御実験

佐藤忠信¹・田中悟²

¹正会員 工博 京都大学教授 防災研究所地震災害部門 (〒611-0011 宇治市五ヶ庄)

²正会員 工修 三菱重工業 高砂製作所 (〒676-8686 高砂市荒井町新浜 2-1-1)

可変減衰装置を用いたセミアクティブ震動制御を大地震時でも構造物の安全性を確保できる最有力制御方式と位置づけ可変減衰装置の実用化に関する研究を行う。モータの発電作用を利用して減衰力を発生させる電磁型可変減衰装置を試作して、既に開発済みのオイル型可変減衰装置と共に装置が発生する減衰力の制御性を実験的に確認する。さらに計算機と実模型の間でデータのやり取りをオンラインで行う実時間ハイブリッド震動制御実験を実施し、実験結果と計算機による数値解析結果を比較することで可変減衰装置を用いた構造物の震動制御への適用性に対して検討を与える。

Key Words: variable damper, semi-active control, real-time hybrid experiment

1. はじめに

近年、土木・建築構造物にアクティブ制振(震)技術が採用される例が多数報告されてきている。しかしながら、その対象は風荷重や中小地震による構造物の揺れの抑制を目的としており、大型の制御装置や設置スペースの関係から、大地震を対象にしたものにはなっていない。

一方、剛性や減衰などの構造物の動特性を支配するパラメータを可変とすることで、構造物の揺れを抑制するセミアクティブ制御は、アクティブ制御で問題となっていた駆動エネルギーなどのコスト問題を解決し、また安全面でも優れた技術として今後広く一般的に適用される可能性が高いものとして期待されている。

セミアクティブ制御方式の1つである可変減衰方式の制御機構は、比較的小型の装置が実現できるため、既設構造物に対しても大規模な構造形式の変更を行うことなく導入でき、使用中の維持管理や補修作業が容易にできるなどの利点があり、実用性の高い制御方式となっている。このため制御アルゴリズムの研究と平行して可変減衰装置の開発も活発に行われている^{1), 2)}。著者らもオイル型の可変減衰

装置を試作して³⁾、装置の発生減衰力が制御可能であることを実験的に検証してきた。しかしながら、オイル型の可変減衰装置では、装置が発生する減衰力の力学モデルが複雑になること、加振速度が高い範囲では発生減衰力とピストン変位との間の位相差が大きくなるため制震機としての効率が悪くなるなどの問題点が指摘されている。

そこで本研究では、モータの発電作用を利用して減衰力を発生させる誘導電流制御型可変減衰装置(以下電磁型可変減衰装置と呼ぶ)を試作した。誘導電流を制御してダンパーの減衰特性を可変とする研究はこれまで数例報告されてきているが^{4), 5)}、このタイプのダンパーはモータやギアといった機械的な機構のみで構成されるためその力学モデルの構築が容易で、かつ可動振幅や最大加振速度の高い装置の作製が可能であるといった利点がある。既に開発済みのオイル型可変減衰装置と共に、この装置の発生減衰力の制御性を正弦波加振実験により検証する。また、装置が実際に構造物に組み込まれ、地震外力により非正常な加振を受けた場合にも装置の発生減衰力が制御可能であるかを、既に開発済の実時間ハイブリッド震動制御シミュレーター⁶⁾を用いて確認する。

2. 電磁型可変減衰装置の開発

(1) 電磁型可変減衰装置の概要

電磁型可変減衰装置の外観を図-1に、また装置の簡略図を図-2に示す。この装置は上部と下部構造に分れており、両者はスライダにより結合されている。いま下部構造が固定台上に設置され上部構造が加振機により加振された状態を想定すると、加振に伴う並進運動はピニオンギアにより回転運動へと変換される。この回転がDCモータに伝わり、回路を閉じたモータが発電機として作用するため回路に誘導電流が発生する。このとき発生する誘導電流が今度はモータを駆動する役割を果たすためモータ部においてトルクが生じ、これが増速機を介してギア出力部に伝わり最終的に電磁型可変減衰装置が減衰力を発生させる。この誘導電流量を可変回路抵抗により調整することで装置の減衰特性を可変とできる。この電流のコントロールには電子負荷装置を使用している。これは直流電源等の負荷テストに用いられる装置で、電気的に回路の負荷抵抗を切換えることで回路に流れる電流量を調整することができる。また電子負荷装置は外部電圧信号を入力することにより負荷抵抗値や負荷電流値を自由に設定することができる。

開発した電磁型可変減衰装置の仕様としては、ピニオンギアが中立位置にあるときの装置の最大ストロークは±25cmであり、また最大発生減衰力は400kgf (3,920N)、最大摺動振動数は3Hzで設計されている。装置のサイズは約130cmと発生減衰力の割に大型であるが、これは高い機械安全強度を見込んだことと摺動可動範囲をかなり大きく設定したことによる。またDCモータは減速比が10分の1(増速比1:10)で定格出力が500Wのものである。

(2) 電磁型可変減衰装置の力学モデルの構築

電磁型可変減衰装置の構成要素が簡単に図-3で表せるとすると、ギア出力部での角速度 $\dot{\theta}_G$ はスライダ一部の稼動速度を \dot{x} 、ピニオンギアの有効半径を r とすると

$$\dot{\theta}_G = \frac{\dot{x}}{r} \quad (1)$$

である。またモータ部での角速度 $\dot{\theta}_M$ はギア出力部での角速度 $\dot{\theta}_G$ が増速機(増速比; α)により増幅させられるので、

$$\dot{\theta}_M = \dot{\theta}_G \alpha$$

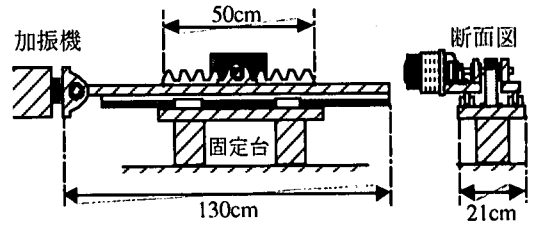


図-1 電磁型可変減衰装置の外観図

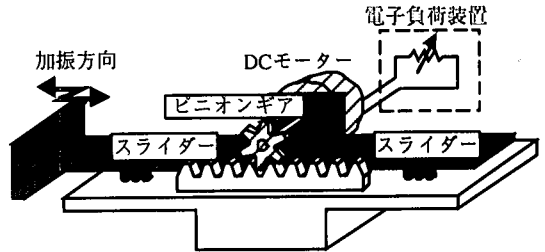
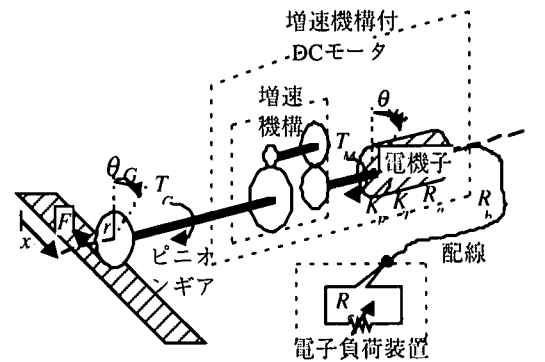


図-2 電磁型可変減衰装置の簡略図



F ; 発生減衰力	K_E ; 誘起電圧係数
θ_G ; ギアの回転角	K_T ; トルク係数
θ_M ; モータの回転角	R_a ; 電機子抵抗
r ; ピニオンギアの有効半径	R_b ; 配線等の抵抗
T_G ; ギア部のトルク	R_c ; 電子負荷装置の抵抗
T_M ; モータ部のトルク	α ; 増速比

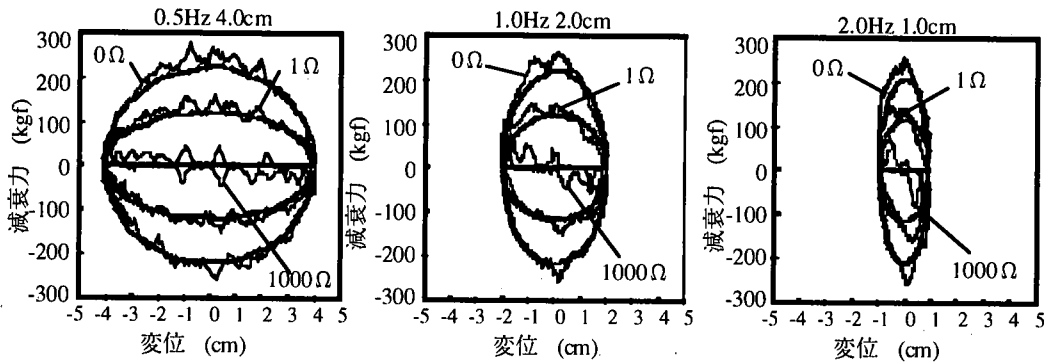
図-3 電磁型可変減衰装置の構成要素

となる。そこで、モータ部の発生誘起電圧 E は誘起電圧定数を K_E とすると

$$E = K_E \dot{\theta}_G \alpha \quad (2)$$

で表される。一方、閉回路はオームの法則より誘導電流を I 、電機子抵抗を R_a 、配線等の抵抗を R_b 、電子負荷装置の抵抗を R_c とすると

$$E - (R_a + R_b)I = R_c I \quad (3)$$



なめらかな線—模擬結果 ・ぎざぎざの線—実験結果 (1kgfは9.8N)

図-4 減衰力の履歴曲線 (電磁型減衰装置) (1kgfは9.8N)

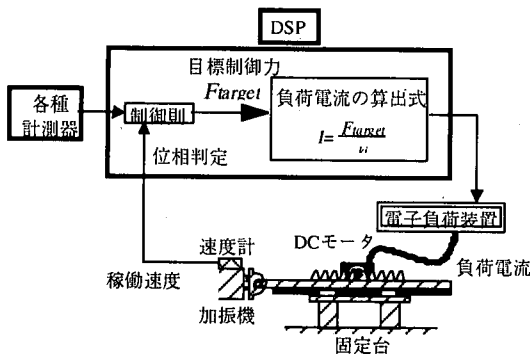


図-5 電磁型可変減衰装置の付加電流の制御システム

なる関係がある。よって、回路を流れる誘導電流 I は式(1), (2)および(3)より

$$I = \frac{K_E \alpha}{r(R_a + R_b + R_c)} \dot{x} \quad (4)$$

となる。ここで、モータ部で発生するトルク T_M はトルク係数を K_T とすると

$$T_M = K_T I \quad (5)$$

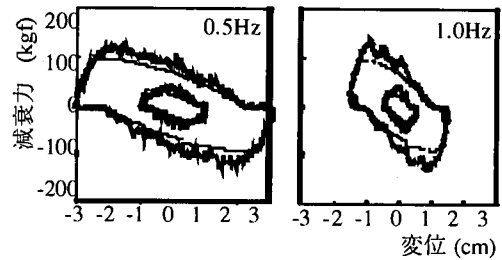
となり、さらにギア出力部でのトルク T_G はモータ部で発生するトルク T_M が増速機により増幅され

$$T_G = T_M \alpha \quad (6)$$

であるから、式(4), (5)および(6)より電磁型可変減衰装置がモータの発電機作用により発生する減衰力は最終的に次式で与えられる。

$$F_M = \frac{K_T K_E \alpha^2}{r^2 (R_a + R_b + R_c)} \dot{x} \quad (7a)$$

$$= \frac{K_T \alpha}{r} I \quad (7b)$$



細線—目標値 太線—実験結果 (1kgfは9.8N)

図-6 制御された減衰力の履歴曲線

(電磁型可変減衰装置)

この式より電磁型可変減衰装置が発生する減衰力はスライダ部の加振速度あるいは負荷電流値に比例することが分かる。図-4は電磁型可変減衰装置の回路抵抗を一定としたときの変位と減衰力の関係を表す履歴曲線であるが、変動の激しい実線は正弦波加振による実験結果を、滑らかな実線は構築した力学モデルによる解析結果を示している。ギア部におけるバックラッシュの影響のため履歴形状に乱れが見られるものの、構築した力学モデルは開発した電磁型可変減衰装置の動特性をうまく再現できているといえる。

3. 発生減衰力の制御実験

(1) 電磁型可変減衰装置による減衰力の制御

ここでは外部電圧信号により電子負荷装置の負荷電流値を変化させることで、回路に流れる電流量を調整し時々刻々と電磁型可変減衰装置の発生減衰力を制御する。図-5に電磁型可変減衰装置が目標とする減衰力 F_{target} を発生させるための負荷電流値の算出システムを示す。この制御システムでは式(7b)

より導出される次式を用いて負荷電流値 I を決定する。

$$I = \frac{r}{K_T \alpha} F_{target} \quad (8)$$

本実験では構造物の各観測状態量に基づいた目標制御力の計算ならびに減衰力を発生させるための負荷電流値の算出などには DSP (デジタル・シグナル・プロセッサ) と呼ばれる高速演算処理システムを用いた。また装置の発生減衰力の制御に当たっては加振速度を正弦波とし、それより 45° だけ位相が進んでいる正弦波速度に比例した力を発生させるように電磁型可変減衰装置を制御した。図-6 に電磁型可変減衰装置を用いて発生減衰力を制御した場合の減衰力と変位の関係を表す履歴曲線を示す。細線が目標減衰力を、太線が実際に計測された減衰力を表している。この図より電磁型可変減衰装置ではオイル型可変減衰装置で装置のピストンの運動方向が逆転した直後に減衰力が発生されにくいといった問題点が改善されている。図-6 と 9 の 1Hz 加振の場合を比較すると、ピストンの運動方向が逆転した時の減衰力の立ち上がりが目標値から遅れることが分かる。地震動のような非正常入力が作用する系の制御を行う場合には、この遅れが制御性能に大きな影響を及ぼすので、開発した電磁型可変減衰装置の有効性が確認できる。しかし加振波の加速度レベルの上昇に従いギアのバックラッシの影響による履歴形状の乱れが大きくなっている。

(2) オイル型可変減衰装置による減衰力の制御

電磁型可変減衰装置と比較するため、既に開発済みのオイル型可変減衰装置についても同様の減衰力制御実験を行った。図-7 にオイル型可変減衰装置の断面図を示すが、この装置では粘性オイルを封入した左右のシリンダーを結ぶバイパス管の途中にサーボバルブを設け、断面形状をコントロールすることで装置の減衰特性を可変としている。

オイル型可変減衰装置が目標とする減衰力を発生させるためのバルブ開度の制御システムは図-8 で与えられる。この図では次式³⁾を用いて種々の制御則により算出される目標制御力 F_{target} とピストンの運動速度 \dot{x} からバルブの開度 δ を決定している。

$$\delta = \frac{\dot{x}}{\beta} \sqrt{\frac{kA^3}{F_{target} - F_{fr}}} \quad (9)$$

ここに k は装置の定格値から求まる定数、 A はピストンの受圧面積、 F_{fr} はピストンロッドとシリンダー内壁間の動摩擦力である。また β はバルブ開

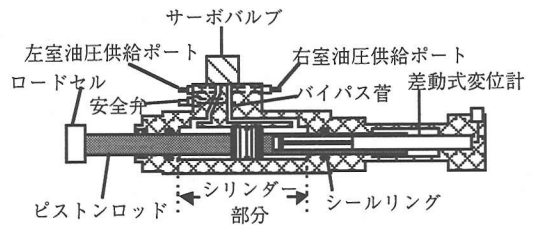


図-7 オイル型可変減衰装置の本体断面図

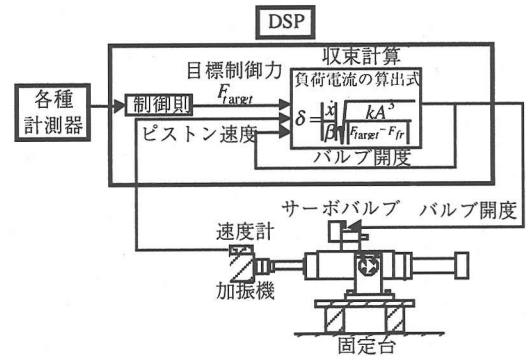


図-8 オイル型可変減衰装置のバルブ開度の制御システム

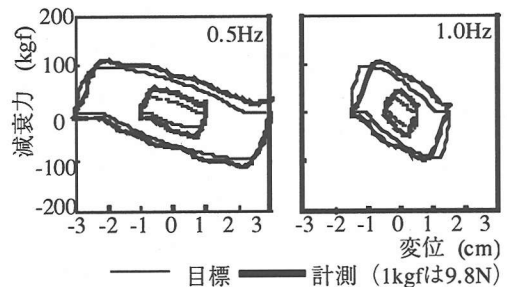
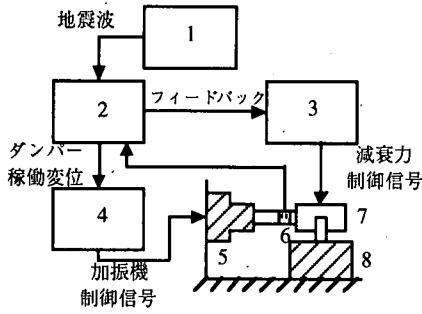


図-9 制御された減衰力の履歴曲線
(オイル型可変減衰装置使用)

度のみ依存する補正係数で

$$\begin{cases} 1.00 & (\delta \geq 0.4) \\ -7.63 \times (\delta - 0.4)^3 + 1.00 & (\delta < 0.4) \end{cases} \quad (10)$$

なる関係が、これまでの研究により得られている³⁾。オイル型可変減衰装置を用いて電磁型可変減衰装置と同様の実験を行った結果を図-9 に示す。この図よりオイル型可変減衰装置を用いた場合には、ピストンの運動方向が逆転した直後に履歴形状に乱れが生じるものの安定した発生減衰力の制御が行えていることが伺える。



- | | |
|----------------|-----------|
| 1; 任意波発生ユニット | 5; 加振機 |
| 2; 構造系応答解析ユニット | 6; ロードセル |
| 3; コントローラユニット | 7; 可変減衰装置 |
| 4; 加振機コントローラ | 8; 固定台 |

図-10 ハイブリッド実験システムの構成

4. ハイブリッド実験システムの概要

開発した可変減衰装置が構造物に実際に組み込まれ非定常な加振を受けた場合にも、装置の発生減衰力がスムーズに制御され可変減衰装置による構造物の震動制御が有効になされるか検討する必要がある。そこで既に開発済みの実時間ハイブリッド震動制御シミュレーター⁶⁾を用いることでその検証実験を行う。ハイブリッド実験は複数の計算機と実際の小型模型を組み合わせて、相互のデータのやり取りをしながら実験を行うものであり、計算機による数値解析と小型模型を用いた振動台実験の中間に位置する。この実験システムは制御装置や非線形挙動の大きい部材などの試作体を製作して動作確認・検証することで、震動制御則や制御装置の有効性を評価することができる。またこのような実験形式を採用しているので、あらゆる構造形式や入力に対しても柔軟に対応でき、きわめて汎用性の高い実験システムである。

本実験系の構成を図-10に示すが、この図に即して実験手順を示すと次の通りである。(1)構造系応答解析ユニットで構造物に地震波が加わった際の振動解析を行い、可変減衰装置の稼働変位を加振機に再現させ、(2)同時にコントローラユニットで算出した制御信号を可変減衰装置に送り、(3)制御された可変減衰装置の発生する減衰力をロードセルにより計測し、(4)再び構造系応答解析ユニットで地震波および制御力を入力として振動解析を行い、加振機に変位信号を送る。以上の過程を高速に繰り返す事によって実時間で、制御装置と計算機を組み合わせたハイブリッド実験が可能となる。なお計算時間間隔は構造系応答解析ユニットでは10m秒、コントローラユニットでは1m秒とした。

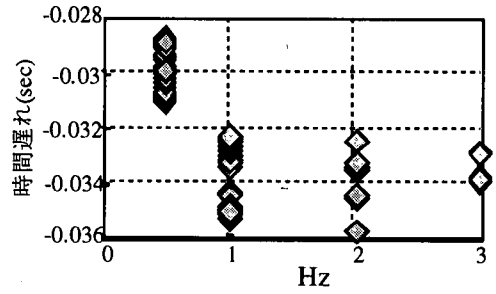


図-11 正弦波入力時の加振機の遅れ時間

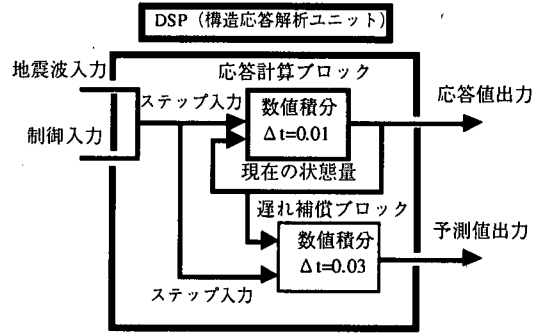


図-12 構造物の応答予測過程

5. 加振機の応答遅れ補償

加振機が変位司令信号(入力)を受け取り、実際にその指令変位を加振機が実現(出力)するまでにはある程度の時間遅れがあると考えられる。この応答遅れは加振機の性能によりある程度の差はあるものの油圧加振機の一般的な特徴であり、「実時間」でハイブリッド実験を行うには、この加振機の応答遅れが問題となる⁷⁾。加振機の応答遅れによる構造物の応答に対する悪影響を取り除き、より精度良く実時間でハイブリッド実験を行うにあたり、加振機の応答遅れに対する何らかの補償が必要となる。

図-11は正弦波加振実験の結果より得られたもので、本研究で使用した加振機の遅れ時間と加振振動数の関係を表したものである。図中の菱形の印は実験結果である。この図より加振機の加振振動数が増加するに伴い若干応答遅れは大きくなるものの、0.032~0.035秒の範囲内にあることが分かる。本研究では加振機が司令信号を受け取って0.03秒後にその変位を実現すると仮定して構造物の応答予測を行う。構造物の応答予測過程を図-12に示すが、まず0.01秒の時間刻み幅で直接数値積分法を用いて現在の構造物の応答を求め、次に現在の応答値を用いて時間刻み幅0.03秒でもう一度数値積分を行

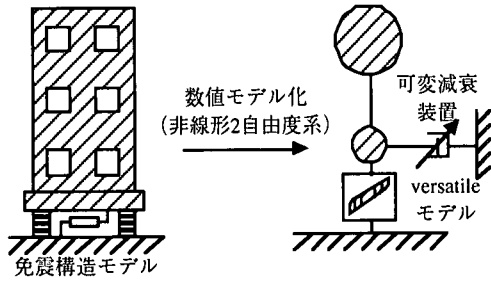


図-13 構造物モデル

表-1 解析モデルの諸元

上部構造物	固有振動数	5Hz
	減衰定数	3%
	重量	7.35tonf
構造物全体	等価固有周期 (1次)	1.0秒~3.0秒
	等価固有周期 (2次)	1.0秒前後
	等価減衰定数	~33%
	総重量	9.8tonf

う. その際の地震外力やダンパーの減衰力といった入力はステップ外力として扱い, 数値積分には Runge-Kutta の4次精度公式を採用している. このようにして構造物の予測値を求めて計算機での応答と加振機による変位実現値を一致させる. この方法では 0.03 秒間の入力強度は一定と仮定して構造物の応答を予測して求めているだけなので厳密には加振機の遅れ時間の保証はできていない.

6. 制御対象モデルおよび制御方法

(1) 制御対象モデル

可変減衰装置を用いて震動制御を行う対象として図-13に示すような3層構造物に免振機構が設置されている場合を想定する. 上部構造物としては剛性の高いものを考えることとし, 上部構造物を一質点系でモデル化できるものとする. 図-13の右側の図がここで取り扱うモデル構造物である. モデル構造物の諸元を表-1に示した. この構造物の基礎部に免震構造を取り入れ, 変位応答の低減を主目的として補助的に可変減衰装置を設置したものである. また上部構造物は等価せん断型モデルで, また免震層として鉛プラグ入り積層ゴム支承を想定して, その非線形挙動を表現するために次式⁸⁾で表される VERSATILE 型の復元力モデルを採用した.

$$\dot{z} = -\alpha|v|z^n - \beta v|z^n| + kv \quad (n; \text{奇数}) \quad (11a)$$

$$\dot{z} = -\alpha|v|z^{n-1}|z| - \beta v|z^n| + kv \quad (n; \text{偶数}) \quad (11b)$$

ここでは簡単のためモデルのパラメーター n , α , β はそれぞれ 1, 1, 0 として運動方程式を解くことにより応答計算を行っている.

構造物の運動方程式は次式で与えられる.

$$[M]\{\ddot{y}(t)\} + [C]\{\dot{y}(t)\} + [K]\{y(t)\} + (1-\gamma)\{H\}z(t) = -\{m\}\ddot{x}_g(t) + \{H\}u(t) \quad (12a)$$

$$\dot{z}(t) = -|z(t)\{H\}^T\{\dot{y}(t)\}| + k_b\{H\}^T\{\dot{y}(t)\} \quad (12b)$$

ただし, $[M]$ は質量マトリックス, $[C]$ は減衰マトリックス, $[K]$ は剛性マトリックス, $\{H\}$ は免震層とダンパーの設置位置をあらわす作用点ベクトルで $\{H\} = \{1 \ 0\}^T$ である. また $\{y(t)\}$, $\ddot{x}_g(t)$, $u(t)$ はそれぞれ地盤に対する相対変位ベクトル, 地動加速度, 制御力である.

このとき解析モデルの各マトリックスは以下の形で与えられる.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix}$$

ただし, m_b : 免震基礎部の質量, m_s : 上部構造物の質量

$$[K] = \begin{bmatrix} \gamma k_b + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix}$$

ただし, k_b : 免震層の初期剛性, γ : 剛性比, k_s : 上部構造物の剛性

$$[C] = \begin{bmatrix} c_b + c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix}$$

$$= \frac{2h_s}{\omega_s} \begin{bmatrix} \frac{\omega_s}{h_s} \frac{h_{heq}}{\omega_{heq}} k_{heq} + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix}$$

ただし, c_b : 免震層の内部減衰係数 (履歴による減衰は含まず)

c_s : 上部構造物の内部減衰係数

ω_s : 上部構造物の固有円振動数

h_s : ω_s に対する減衰定数 (3%)

k_{heq} : 15cm 振幅時のアイソレーターの等価剛性

ω_{heq} : 免震構造物全体を線形 1 自由度とみなした時の, k_{heq} より算出した等価固有円振動数

h_{heq} : 免震層の内部減衰による減衰定数 (2%) (履歴減衰による減衰定数は含まない)

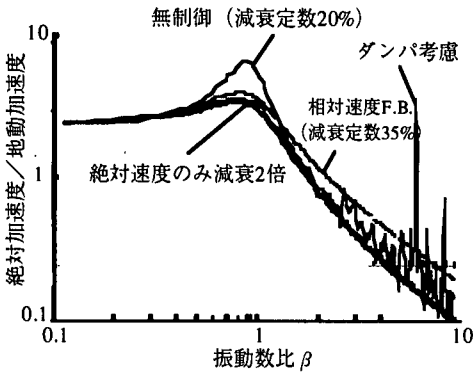


図-14 構造物の周波数応答関数

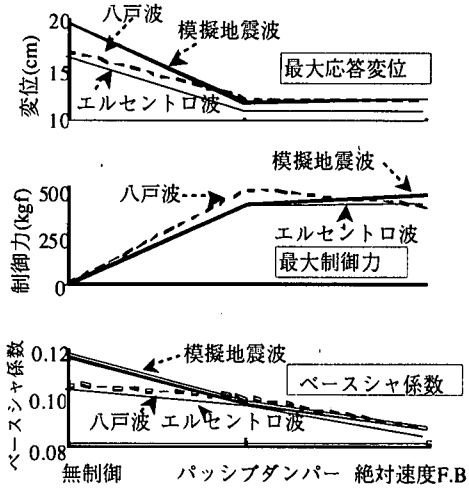


図-15 制御効果の比較 (1kgfは9.8N)

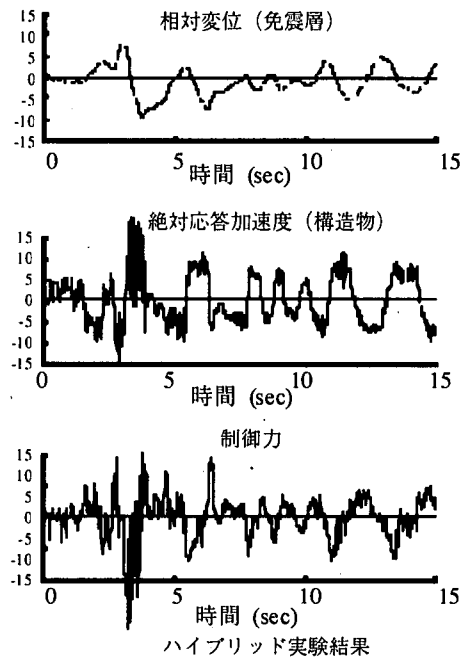
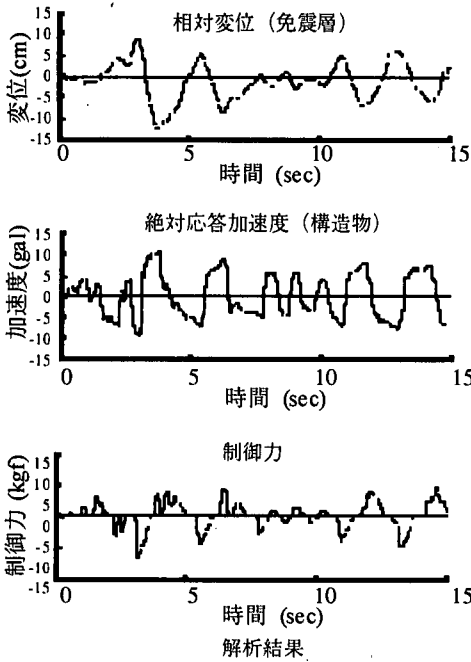


図-16 ハイブリッド実験結果 (電磁型可変減衰装置) (1kgfは9.8N)

(2) 震動制御則

一般に免震構造物は減衰を付加することで長周期化に伴う変位の過大化を防止するが、減衰を付加しすぎると免震効果が薄れ絶対加速度応答が増加するといった問題点がある。いま、制御対象構造物を一自由度系とみなし絶対速度応答に比例するように減衰力を付加すれば、質点は絶対座標系にとどまるよう加力されるので構造物の絶対応答をさらに低減することが可能であると考えられる。いわば構造物

と絶対座標系における固定点の間にダンパーを設けるものである。

この制御方法による目標制御力 F_{target} を式で表すと以下ようになる。

$$F_{target} = c_{abs}(v + \dot{x}_g) \quad (13)$$

ここに c_{abs} は絶対速度フィードバックゲイン、 $v + \dot{x}_g$ は免震層の絶対速度である。ただし、この目標制御力 F_{target} に対して実際に装置が発生する制

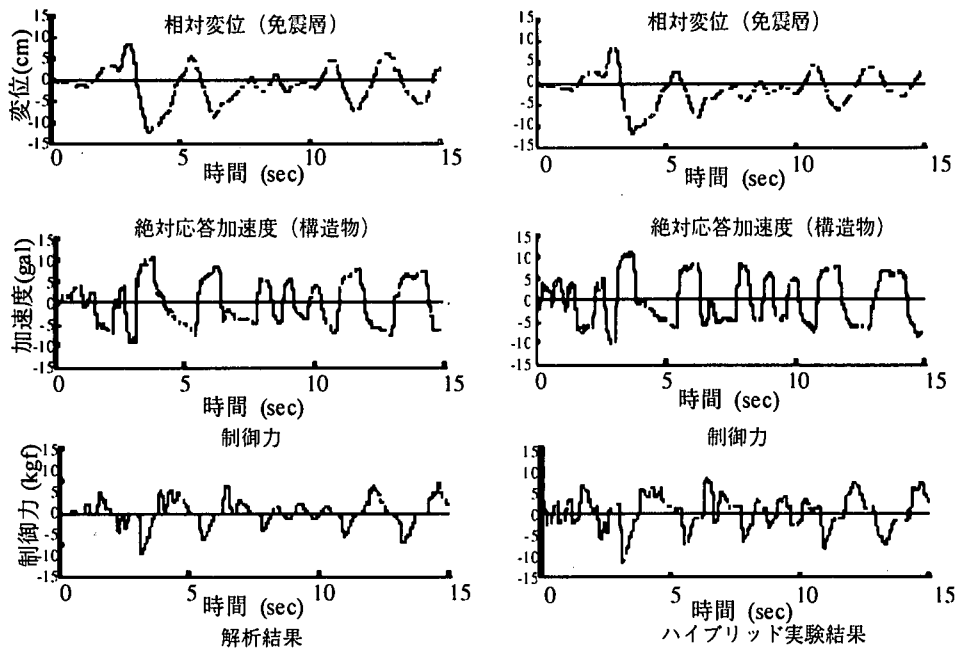


図-17 ハイブリッド実験結果（オイル型可変減衰装置）（1kgfは9.8N）

御力には制限があり、もし目標制御力とダンパーの稼働速度が同方向になる場合には、可変減衰装置により制御力を発生させることはできないので、

$$F_{target} = 0.0 \quad (14)$$

とする。図-14は、この可変減衰装置の性質を考慮に入れて算出した建物の絶対応答の周波数応答関数である。無制御の場合は構造系の減衰定数を20%に、普通に減衰を付加する場合、すなわち相対速度に比例した減衰力をフィードバックする場合には構造系の減衰定数を35%に、また絶対速度に比例するフィードバックを作用させる場合には構造系の減衰定数を40%に設定した。この図によるとダンパーとしての性質を考慮した場合は十分に制御力を発生できる場合に比べ応答倍率が大きくなってしまい制御効果が若干落ちるものの、通常の減衰付加より優れた制御（免震）効果があることが確認できる。図-15は無制御時、パッシブダンパー設置時ならびに絶対速度フィードバック時における制御効果の比較を行ったものである。入力地震動としては十勝沖地震の八戸の記録、インペリアルバレー地震のエルセントロの記録ならびに周波数帯域0-25Hzの模擬地震波形の最大速度を50kineになるように補正したものを用いた。パッシブダンパーを設置しただけで、いずれの入力地震動に対しても応答変位は大幅に減少できることが分かる。絶対速度フィードバックを行った場合には、必要とされる制御力はパッシブダンパーが発揮していた制御力とほぼ同程度であるにもかかわらず、一階に発生するせん断力（ベースシヤ係数）が大幅に減少することがわかる。

シブダンパーが発揮していた制御力とほぼ同程度であるにもかかわらず、一階に発生するせん断力（ベースシヤ係数）が大幅に減少することがわかる。

7. 実時間ハイブリッド実験

図-16に八戸地震波を最大速度50kineに修正した地震波を入力としたハイブリッド実験結果（電磁型可変減衰装置を使用）を示す。左側は比較のために提示した通常の計算機による数値解析結果であり、右側が実時間ハイブリッド実験結果を示している。上からそれぞれ免震層の変位、建物の絶対加速度応答、可変減衰装置が発生する減衰力の時刻歴である。減衰力の時刻歴をみると、ハイブリッド実験で電磁型可変減衰装置の減衰力の制御を行った場合、正弦波による加振実験とは異なり構造物の応答のような非常加振に対しては電磁型可変減衰装置の発生する制御力が目標とする解析結果に対して追従できていないことが分かる。傾向として解析結果よりもかなり大きな力がロードセルで計測されており、この大きな力が制御力として構造物に作用するので、免震層での変位応答は理論値（数値解析結果）より減少し、建物の絶対加速度応答は逆に増加している。

一方、オイル型可変減衰装置を用いて実時間ハイブリッド実験を実施した結果を図-17に示す。オイル型可変減衰装置を使用した今回の実験では、減

衰力の時刻歴をみるとダンパーの発生する減衰力が理論値をよく再現していることが分かる。また減衰力が目標となる解析結果によく追従できているため、免震層での変位応答や建物の加速度応答もほぼ数値解析結果と実験結果が一致している。

この通常の計算機による解析結果とオイル型可変減衰装置を使用したハイブリッド実験結果の比較より、非定常加振においてもオイル型可変減衰装置の目標減衰力を発生させるためのバルブ開度の制御システムが有効に働いていることが確認できる。また、同時に構築した実時間ハイブリッド実験システムの実用性も実証することができたが、同じ条件で実験を行った電磁型可変減衰装置の結果は決して良いものではなかった。その理由として、ギア出力部におけるバックラッシュによる影響の他に、電機子自体の慣性モーメントにより発生する慣性力も原因の一つと考えられる。

8. 結論

本研究では、セミアクティブ震動制御装置である可変減衰装置を対象として装置の実用化に関する研究を行った。2種類の可変減衰装置を用いて加振機を使用しての基本性能実験を行うことで装置の基本特性を把握し、その減衰力の制御システムを構築した。またオイル型可変減衰装置に関してはハイブリッド実験を通して非定常加振時においても発生減衰力の制御が可能であることを示すことができたが、電磁型可変減衰装置については良い実験結果が得られなかった。しかし電磁型可変減衰装置はオイル型に比べ多くの長所を持っており、実用化できる装置を製作するための課題を克服していく方法を現在の

ところ考案している段階である。

参考文献

- 1) 川島一彦, 運上茂樹: バリアブルダンパーを用いた道路橋の地震応答制御, 土木学会論文集, pp.143-152, No.501/I-29, 1994.
- 2) 水野孝之, 小堀輝二, 松永義憲, 丹羽直幹: 大型構造物用可変減衰装置に関する研究(減衰力コントローラーの開発と動的加力試験), 日本機械学会論文集(C編), Vol.59, No.566, pp.107-114, 1993.
- 3) 佐藤忠信, 佐藤誠: 可変減衰装置の開発と減衰力の制御システムの構築, 土木学会論文集, pp.203-215, No.570/I-40, 1997.
- 4) 金森満, 石原好之, 戸高敏之: ニューラル・ファジイによる磁気ダンパの準能動制御(数値シミュレーションによる制振効果の検討), 日本機械学会論文集(C編), Vol.59, No.566, pp.97-101, 1993.
- 5) 砂子田勝昭, 岩田義明, 飯山文也, 鈴木浩平: メカトロダンパによる免震システムのセミアクティブコントロール, 日本機械学会論文集(C編), Vol.61, No.584, pp.44-48, 1995.
- 6) 佐藤忠信, 佐藤誠: 実時間ハイブリッド震動制御シミュレーターの開発, 土木学会論文集, No.577/I-41, pp.257-267, 1997.
- 7) 堀内敏彦, 中川正紀, 菅野正治, 今野隆雄: 加振機の応答遅れを補償した実時間ハイブリッド実験システムの開発(第1報,補償方法と1自由度系の実験への適用), 日本機械学会論文集(C編), Vol.61, No.584, pp.64-72, 1995.
- 8) Vi-Kwei Wen: Method for random vibration of hysteretic systems, Journal of the engineering mechanics division, No.EM2,ASCE, pp.249-263, 1976.

(1999.1.4 受付)

REAL-TIME HYBRID EXPERIMENT OF STRUCTURAL CONTROL BY VARIABLE DAMPER

Tadanobu SATO and Satoru TANAKA

A small-size variable damper is developed which is composed of a DC power generator and a unit transducing thrust movement into rotational one. The generated damping force can be controlled by changing the induction current in the circuit including the DC power generator using a newly developed electric resistance control system. A series of calibration tests have been conducted to develop a mechanical model of this variable damper which gives the relationship between the damping force and velocity of damper piston or induction current. A recently assembled hybrid structural control experimentation system (HSCES) is used to perform a hybrid structural control experiment. The effectiveness of not only the developed variable damper but also the already developed hydraulic oil damper is confirmed through several real-time hybrid structural control experiments for a base isolated 2DOF structural model under a seismic excitation.