受動・準能動の双方に適応可能な電磁抵抗型制振装置*

砂子田 勝昭^{*1}, 松岡 太一^{*2}
平元 和彦^{*2}, 福喜多 輝^{*3}Electromagnetic Vibration Control Device Applicable to
Twin Mode of Semiactive and Passive TypesKatsuaki SUNAKODA, Taichi MATSUOKA^{*4},
Kazuhiko HIRAMOTO and Akira FUKUKITA^{*4} Faculty of Engineering and Resource Science, Akita University,
1-1 Tegata Gakuen-machi, Akita-shi, Akita, 010-8502 Japan

The authors have developed a vibration control device (VCD) using an electromagnetic damping. The device has an inertial force generated by a flywheel, and a damping force derived from an energy dissipation of a power generator. The small scale experimental model was manufactured, and the vibration tests were carried out. In this paper, for the purpose of applying the device to a large structure, new two VCDs of 30 kN load range are developed, and shipped to NCREE in Taiwan. In order to investigate the dynamic properties of the VCD, performance tests are carried out, and the resisting force characteristics are measured. And vibration tests of 3-story structure with the VCDs are carried out by using a shaking table. The 3-story structure has 9 m height, 3 m width, and 18 tons weight. Seismic responses at each story are measured in cases of passive or semiactive type. The VCDs are controlled by Bang-Bang control which is based on minimizing the time derivative of the Lyapunov function. The effects of vibration suppression using the VCD are confirmed experimentally.

Key Words: Vibration Control Device, Damper, Damping, Vibration Control, Bang-Bang Control, Lyapunov Function

1. 結 言

我が国において、地震から建築土木構造物を守るために多くの研究が行われてきている。原子力発電所内の機器や配管等の耐震手段の一つにメカニカルスナッパがあるが、これは剛支持構造を基本とした設計に使用され、既に使用実績としては約35年が経過している。メカニカルスナッパはボールねじの直線一回転運動を利用し、回転体の慣性質量を増大させた構造となっている⁽¹⁾。また、ボールねじの直線一回転運動を利用し、発電によって振動エネルギーを消散させる装置にメカトロダンパがある⁽²⁾⁽³⁾。さらに、流体の流れによる質量移動を応用した制振や振動遮断に対する研究も行われてきた⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。著者らはこれまでに低い周波数(長周期振動)で振動抑制効果を発揮することを目的として、ボールねじを用いた電磁抵抗型制振装置を提案した

⁽⁷⁾⁽⁸⁾。本装置はメカトロダンパとメカニカルスナッパの両方の特性、すなわち減衰機構と慣性質量を併せ持ち、発電機両端子間の電気抵抗を操作することによってセミアクティブダンパおよびパッシブダンパの双方の機能をもつ。MR流体や磁気ダンパなどに比べ、外部からのエネルギーを少なくできるため、信頼性、安全性に優れ、低コストという特長がある。小規模モデルを設計製作し、その抵抗力を理論により確かめた。また、周波数応答実験と解析、および地震応答シミュレーションを行い、本装置の有効性を実証した⁽⁹⁾。

そこで次の段階として、比較的大きな構造物に適用することを目的として、受動および準能動の双方に適応可能なボールねじを用いた30 kN用の電磁抵抗型制振装置を開発した⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。本報では、制振装置の構造を示し、ならびに実大構造物に対する本装置の制振効果とその実用性を検証するために、台湾の国家地震工学研究センター(National Center for Research on Earthquake Engineering: NCREE)において、性能試験および三層構造物を用いた振動実験を行った。振動実験では、発電機の端子間に可変負荷抵抗装置を取付けて、リヤプノフ関数を規範とした二値切替型のセミア

* 原稿受付 2009年4月10日。

^{*1} 正員、フェロー、秋田大学工学資源学部(〒010-8502 秋田市手形学園町1-1)。^{*2} 正員、秋田大学工学資源学部。^{*3} 正員、清水建設(株)技術研究所(〒135-8530 東京都江東区越中島3-4-17)。

E-mail: matsuoka@ipc.akita-u.ac.jp

クティブ制御手法を用いて、各層における絶対加速度および相対変位の低減を試みた。また、実験結果を計算結果と比較し、本装置の制振効果を検証した。

2. 制振装置

2.1 構造 30 kN 用電磁抵抗型制振装置の外観を図1に、その諸元を表1に示す。本装置は、シリンダ、ピストン、ロッドエンド、ボールねじ、ボールナット、フライホイール、カップリング、増速ギア、および発電機から構成される。ロッドエンド間に生じた直線運動は、ボールねじによって回転運動に変換され、増速ギアを介して発電機を駆動させる。発電機は内部コイルの印加電流の大きさによって回転速度を制御できるので、その逆にコイルの電流すなわち発電機の両端子間の負荷抵抗が熱エネルギーを消散することによって回転速度に比例した減衰力を発生させることができる。発電機の端子間には、負荷抵抗の値を任意に変化させるための可変負荷抵抗装置を介することで、減衰力を制御することが可能となる。

発電機は120 W用をType Iとし図1(a)に、40 W用をType IIとし図1(b)に示す。なお、Type IIは減衰力と慣性力を拡大させるために増速ギアが取り付けられていることに加え、ボールねじ軸端に付けられたフライホイールは、二種類の慣性質量に交換することが可能で、慣性質量が小さい場合は図1(b)の実線のように、また破線で示されるように付加することで数十トン程度の大きな慣性質量が得られるという特長がある。

2.2 抵抗力 本装置の抵抗力は次式で与えられることがわかっている⁽⁹⁾。

$$F = \frac{1}{\eta} \left(\frac{2\pi}{L} \right)^2 \left[(I_1 + \alpha^2 I_2) \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha^2 \frac{K_E K_T}{R + R_a} \frac{dx}{dt} \right] + f_0 \text{SIGN} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 x は両ロッドエンド間の並進変位、 α はギアの増速比、 η はボールねじの逆作動変換効率、 L はボールねじのリードである。式(1)の第一項は回転トルクによる慣性力項であり、 I_1 はフライホイールおよびボールねじ軸の回転慣性モーメント、 I_2 は発電機軸の回転慣性モーメントである。第二項は発電機の電磁抵抗による減衰力項であり、 K_E 、 K_T は発電機の起電力定数、トルク定数、 R 、 R_a は端子間の負荷抵抗、電機子内部抵抗である。この他、シリンダとピストン間およびベアリング等による摩擦を考慮し、第三項の f_0 は摩擦力を、SIGNは符号関数を表す。

式(1)から、発電機の端子間における負荷抵抗の大きさを変えることにより、発電機に流れる電流を制御で

き、減衰係数を変化させることが可能となる。すなわち、負荷抵抗 $R=0$ （短絡）の場合には減衰係数が最大となり、負荷抵抗 $R=\infty$ （開放）の場合にはほぼ零の最小値をとる。ここで、加速度項および速度項をそれぞれ等価慣性質量 m_e 、減衰係数 c_d と定義する。

3. 抵抗力特性

装置単体の抵抗力特性を調べるために、性能試験を行った。試験は一端を固定壁に他端を油圧アクチュエータに取り付けて、周波数0.3～1.0 Hzの正弦波状変位を与えた場合の荷重と変位を測定した。発電機端子間の負荷抵抗を四種類（ ∞ 、24.0、15.2、10.8 Ω ）に、およびフライホイールの慣性質量を二種類（6,000、12,000 kg）に変えて行った。

Fig. 1 Design diagrams of the damper

Table 1 Design parameters of the damper

	Type I	Type II
Length	704 mm	699 mm
Weight	18.8 kg	16.8 kg
Stroke	±60 mm	±60 mm
Lead of ball screw	L 5 mm	5 mm
Diameter of ball screw	14 mm	14 mm
Rotary efficiency	η 0.94	0.94
Weight of flywheel	2.40 kg	1.96 kg (S) 3.96 kg (L)
Moment of inertia (Inertial disk)	I_1 $35.9 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$24.9 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ $36.4 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$
Gear ratio	α 1	5
Generated watt	120 W	40 W
Torque constant	K_T 0.076 Nm/A	0.074 Nm/A
Electromotive force	K_E 0.076 Vs/rad	0.074 Vs/rad
Motor resistance	R_a 0.5 Ω	2.0 Ω
Moment of inertia (Generator)	I_2 $2.50 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$0.53 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$

図2の実線に慣性質量が6,000 kgの場合における負荷抵抗を変化させた実験結果を、図3の実線に慣性質量を12,000 kgにした場合の実験結果を、それぞれ破線で示される計算値と併せて示す。図2から、左肩上がりで示される慣性力およびだ円形で示される減衰力の和で表されることがわかる。また、発電機端子間の負荷抵抗が少なくなるにつれて減衰係数が増加し、それぞれ0, 9,000, 13,600, 18,400 Ns/mとなった。理論的に短絡時には115 kNs/m程度となるが、ここでは行われていない。図3から、左肩上がりの勾配が図2に比べて増しており、慣性質量の効果が分かる。なお、実

験結果から摩擦力は100 N程度であった。また、全ての場合で加振周波数が上がるにつれて高周波のノイズが見られるが、これはねじ軸とボールの弾性変形による影響と考えられる。

4. 振動実験

4.1 試験構造物 地震時における本装置の制振効果を確認するために、地震応答実験を行った。実験で用いた三層構造物の外観を図4に、その諸元を表2に示す。本施設は台湾のNCREEにある振動台である。構造物は高さ9 m、長軸方向長さ3 m、奥行2 mで、

Fig. 2 Resisting force characteristics (Type I, $m_e = 6,000$ kg), Solid: Experimental, Dashed: Calculated

Fig. 3 Resisting force characteristics (Type II, $m_e = 12,000$ kg), Solid: Experimental, Dashed: Calculated

階層重量 6 t, 総重量 18 t で, 長軸方向に加振される. 各層には重量調整のための重錘が設置されている. 制振装置には大きな慣性力が得られる Type II のみを使用し, プレースを介して振動台基礎部と一階, および一階と二階の層間にそれぞれ一台ずつ取付けた. なお, 表 2 中のばね定数および減衰係数はランダム加振 (白色雑音) 時の応答波形から同定した値である.

4.2 制御方法 三層構造物を三質点モデルに置き換えた振動モデルを図 5 に示す. 基礎部に入力変位 x_0 が作用したときの運動方程式は

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{b_2\}\ddot{x}_0 + \{b_1\}\dot{x}_0 + \{b_0\}x_0 \quad \dots\dots(2)$$

となり, それぞれ

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 + m_e & 0 & 0 \\ 0 & m_2 + m_e & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 + c_{d1} + c_{d2} & -c_2 - c_{d2} & 0 \\ -c_2 - c_{d2} & c_2 + c_{d2} + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}$$

$$\{b_2\} = \{m_e \ 0 \ 0\}^T, \{b_1\} = \{c_1 + c_{d1} \ 0 \ 0\}^T$$

$$\{b_0\} = \{k_1 \ 0 \ 0\}^T, \{x\} = \{x_1 \ x_2 \ x_3\}^T \quad \dots\dots(3)$$

で表される. ここで $[M]$, $[K]$, $[C]$ はそれぞれ質量, 剛性, 減衰マトリクス, x_i , m_i , k_i , c_i ($i = 1, 2, 3$) は i 階の絶対変位, 質量, ばね定数, 内部減衰であり, c_{di} ($i = 1, 2$) は i 階に取付けた制振装置の減衰係数である. 質量比を $\epsilon_i (= m_e/m_i)$, 減衰比を $\zeta_i (= (c_i + c_{di})/2(m_i k_i)^{1/2})$ と定義する.

一方, リヤブノフ関数は以下のように定義される.

$$V(t) = \beta\{\dot{x}\}^T[M]\{\dot{x}\} + (1-\beta)\{x\}^T[K]\{x\} \quad \dots\dots(4)$$

ここで, β ($0 \leq \beta \leq 1$) は運動エネルギーとポテンシャルエネルギーの相互の重みの役割である. ちなみに,

Fig. 4 Test setup in NCREE

$\beta = 0.5$ とした場合, 単純な運動およびポテンシャルエネルギーの総和になる. エネルギー消散速度は式(4)を時間微分することで得られ

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) &= \beta\{\dot{x}\}^T[M]\{\ddot{x}\} + (1-\beta)\{x\}^T[K]\{\dot{x}\} \\ &= -\beta\{\dot{x}\}^T[C]\{\dot{x}\} + (1-2\beta)\{x\}^T[K]\{x\} + \beta\{\dot{x}\}^T\{b_2\}\ddot{x}_0 \\ &\quad + \beta\{\dot{x}\}^T\{b_1\}\dot{x}_0 + \beta\{\dot{x}\}^T\{b_0\}x_0 \quad \dots\dots(5) \end{aligned}$$

となる. 右辺第一項および四項は c_{di} を含む時変項で, それ以外は受動要素なので, エネルギー消散速度を最大, すなわち式(5)を最小にするためには, 時変項である

$$\dot{V}_v(t) = -\beta\{\dot{x}\}^T([C]\{\dot{x}\} - \{b_1\}\dot{x}_0) \quad \dots\dots(6)$$

を最小にすれば良いことがわかる. 式(3), (6)から

$$\begin{aligned} \dot{V}_v(t) &= -\beta\{c_{d1}\dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + c_1\dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) \\ &\quad + (c_2 + c_{d2})(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2\} \quad \dots\dots(7) \end{aligned}$$

が得られる. 時変項は第一項と第三項であるが, 第三項は相対速度の二乗が常に正になるため, 二階に取付けたダンパの減衰係数 c_{d2} は常に最大値が好ましい. 第一項は, 絶対速度および相対速度の積が, 減衰力を発生できる向きであれば減衰係数を最大にし, それ以外では最小すなわち零が好ましい. したがって, 一階に取付けた制振装置の減衰係数は二値切替 (Bang-Bang) 型となり次式で与えられる⁽¹²⁾.

$$c_{d1} = \begin{cases} c_d & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) > 0 \\ 0 & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) \leq 0 \end{cases} \quad \dots\dots(8)$$

4.3 可変負荷抵抗装置

減衰係数を制御するために, 発電機の両端子間に取り付ける可変負荷抵抗装置として, 新たに電流コントローラを開発した. 各種測定データを DSP で高速演算した後, そこから出力される信号電圧に比例して, 本コントローラは発電機の端子回路に流れる電流値を制御することができ, これにより見かけの抵抗値を変化させることができる. 本実験では, 上述のように二値切替型の制御となるため, 信号電圧 0 V 時において端子回路を開放に, 10 V 時において短絡となるように設定した. また, 信号電圧を

Table 2 Identified parameters of the 3-story structure

Total height		9 m
Width		3 m
Span		2 m
Weight of each story	m_i	6,000 kg
Natural frequency		1.53 Hz
Stiffness	k_1	1.6609×10^6 N/m
	k_2	1.9152×10^6 N/m
	k_3	1.5694×10^6 N/m
Damping coefficient	c_1	8.7314×10^2 Ns/m
	c_2	3.6620×10^3 Ns/m
	c_3	5.4533×10^3 Ns/m

Fig. 5 Analytical model of the 3-story structure

一定にすることで受動となり、任意に設定することで準能動としても適応可能である。

4.4 実験結果 実験に用いた地震波はインペリアルバレー地震 (1940) エルセントロ南北成分波形を最大加速度 0.5 m/s^2 に基準化したものである。制振装置は実用面から考え、質量比を層間質量と同程度もしくは二倍程度とし、また減衰係数は減衰比が最大で 10% ($\zeta_i = 0.1$) となるようにそれぞれ設定した場合 (パッシブ)、および式(8)に基づいた二値切替制御をした場合 (セミアクティブ) における各層の絶対加速度と絶対変位を測定した。なお、サンプリングは 200 Hz である。ただし、水平面内のねじれが生じることが予想されるため、各層長軸方向に二つの測定機器を付けて、計算値と差異が少ない方を選んだ。

地震応答実験結果の最大値をまとめて表 3 に示し、その応答波形の一例を図 6 に示す。表 3 より制振装置を取付けない場合に比べて、絶対加速度はパッシブ時で $1/3 \sim 1/4$ 程度、相対変位で $1/3 \sim 1/2$ 程度に低減していることがわかる。慣性質量が増すと定量的に相対変位が減少していることに加え、セミアクティブ時の加速度と相対変位がパッシブ時よりも若干ではあるが低減されていることから、制御効果および振動抑制効果が上がったといえる。セミアクティブの方が少し悪化している場合もあるが、これは発電機や電流コントローラの追従性等が影響したと考えられる。また、制振装置がない場合の実験結果波形と計算結果波形に多少違いは、水平面内のねじれ等の影響と考えられ、制振装置取付時ではほとんど一致していることがわかる。

5. 結 言

本研究では、実大構造物を対象とした受動および準能動の双方に適応可能な電磁抵抗型制振装置を開発し、性能試験および大規模実験モデルによる地震応答実験を行い、本装置の振動抑制効果と実用性を確かめた。主な結果は以下の通りである。

(1) 受動および準能動の双方に適応可能な回転慣性質量をもつ 30 kN 用の電磁抵抗型制振装置を開発した。また、慣性質量は増速ギアを用いることで層間質量と同程度から数倍程度に交換可能で、減衰力は発電機端子間の負荷抵抗を外部信号により制御可能であり、実用に耐えうるものである。

(2) 三層構造物を用いた振動実験の結果、振動抑制効果は最大相対変位で $1/2 \sim 1/3$ 程度、絶対加速度で $1/4 \sim 1/3$ 程度になることがわかる。また、慣性質量が増加すると制振効果が向上する。

(3) パッシブタイプおよびセミアクティブタイプ双方で高い制振効果が得られた。また、双方の差異は発電機や電流コントローラの分解能に起因しているものと考えられる。

(4) 実験結果と計算結果がほとんど同じ傾向になることから、解析手法の妥当性が確かめられた。

最後に、本研究は科学研究費補助金 (基盤研究 C, 19560224) の助成を受けたものである。また、本実験を遂行するにあたり多大な支援を受けたテキサス A&

Table 3 Peak values of seismic responses (El Centro)

	Floor	Acceleration		Displacement	
		Exp.	Cal.	Exp.	Cal.
Without the VCD	1	1.24	0.54	10.8	8.15
	2	1.04	0.77	9.65	5.82
	3	1.26	1.10	6.33	4.29
With the VCD at 1F, $\varepsilon_1 = 1$, $\zeta_1 = 0.1$	1	0.39	0.29	6.14	5.70
	2	0.49	0.43	5.37	3.12
	3	0.60	0.55	3.16	2.15
With the VCD at 1F, $\varepsilon_1 = 1$, $\zeta_1 = C$	1	0.45	0.30	7.10	5.69
	2	0.54	0.44	5.27	3.20
	3	0.57	0.58	3.23	2.21
With the VCD at 1F, $\varepsilon_1 = 2$, $\zeta_1 = 0.1$	1	0.39	0.35	6.24	5.99
	2	0.51	0.41	4.33	2.54
	3	0.54	0.46	3.04	1.77
With the VCD at 1F, $\varepsilon_1 = 2$, $\zeta_1 = C$	1	0.39	0.35	6.72	5.98
	2	0.48	0.40	4.39	2.58
	3	0.55	0.48	3.01	1.82
With the VCDs at 1, 2F, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$, $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.1$	1	0.25	0.25	4.34	3.97
	2	0.35	0.32	3.90	2.45
	3	0.41	0.32	2.12	1.23
With the VCDs at 1, 2F, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1$, $\zeta_1 = C$, $\zeta_2 = 0.1$	1	0.29	0.27	5.09	4.89
	2	0.42	0.39	3.99	3.13
	3	0.44	0.47	2.38	1.78
With the VCDs at 1, 2F, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 2$, $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.1$	1	0.29	0.30	3.90	5.06
	2	0.41	0.39	3.45	3.13
	3	0.40	0.44	2.31	1.68
With the VCDs at 1, 2F, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 2$, $\zeta_1 = C$, $\zeta_2 = 0.1$	1	0.26	0.30	3.31	5.08
	2	0.40	0.39	3.28	3.14
	3	0.40	0.44	2.27	1.69

C.: Controlled, Acc.: m/s^2 , Disp.: mm

Fig. 6 Seismic response waves (El Centro)

M 大学 Paul N. Roschke 教授, 実験施設の提供および協力をして頂いた台湾大学 Chin-Hsiung Loh 教授, 台湾国家地震工学研究センター Pei-Yang Lin 氏に謝意を表すると共に, ご意見を頂いた首都大学東京, 鈴木浩平名誉教授に謝意を申し上げる。

文 献

- (1) Kawaguchi, O., Kanoh, T., Akino, K., Kato, M. and Sunakoda, K., Research and Development of Seismic Restraint Snubbers, (I), *Journal of Atomic Energy Society of Japan*, Vol. 33, No. 1 (1991), pp. 76-89.
- (2) Sunakoda, K., Iwata, Y., Iiyama, F. and Suzuki, K., Semiactive Control of Seismic Isolation System Using Mechatro damper, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 61, No. 584 (1995), pp. 1308-1312.
- (3) Iwata, Y., Sunakoda, K., Iiyama, F. and Suzuki, K., Hybrid Control of Seismic Isolation System Using Mechatro Damper, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 63, No. 613 (1997), pp. 2991-2995.
- (4) Kawamata, S., Yoneda, M. and Hangai, Y., Development of Aseismic Damping Mechanism for Structures, *Institute Industry Science*, the University of Tokyo, Vol. 25, No. 3 (1973), pp. 130-135.
- (5) Sunakoda, K., Matsuoka, T., Iiyama, H. and Shibata, K., Study on a Cut-off System for Vibration Control Using Water and Functional Fluids, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2005*, JSME, No. 319 (2005-8).
- (6) Sunakoda, K. and Matsuoka, T., Vibration Tests of a Cut-off System Using Water and Functional Fluids, *Proceedings of PVP2006-ICPVT-11*, ASME, No. 93532 (2006-7).
- (7) Sunakoda, K., Ohtake, T. and Matsuoka, T., Study on a Vibration Control Device Using Power Generator, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2005*, JSME, No. 307 (2005-8).
- (8) Ohtake, T., Sunakoda, K. and Matsuoka, T., Study on Vibration Control Device Using Power Generator, *Proceedings of PVP2006-ICPVT-11*, ASME, No. 93534 (2006-7).
- (9) Matsuoka, T., Sunakoda, K., Hiramoto, K. and Ohtake, T., Study on Vibration Control Device Using Power Generator, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No. 735 (2007), pp. 2926-2931.
- (10) Sunakoda, K., Matsuoka, T. and Hiramoto, K., Development and Research of Vibration Control Device Using Power Generator for Structure, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2007*, JSME, No. 447 (2007-9).
- (11) Matsuoka, T., Sunakoda, K., Hiramoto, K. and Paul Roschke, Vibration Tests of a Three Story Benchmark Structure with Vibration Control Devices that Generate Power, *Structures Congress 2008*, ASCE, No. 351 (2008-4).
- (12) Hiramoto, K., Matsuoka, T. and Sunakoda, K., Design of a Bang-Bang Type Semi-Active Control System Based on the Theory of Dissipative Systems, *Journal of Structural and Construction Engineering*, AIJ, No. 621 (2007), pp. 33-39.