

抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパ弾性支持法に関する研究*

松岡 太一*¹, 大亦 絢一郎*²

砂子田 勝昭*³, 叢 震宇*⁴

A Study on an Elastically Supporting Method for Magnetic Dampers with Force Magnifying Mechanisms

Taichi MATSUOKA *⁵, Kenichiro OHMATA

Katsuaki SUNAKODA and Zhen Yu CONG

*⁵ Faculty of Engineering and Resource Science, Akita University,
1-1 Tegata Gakuenmachi, Akita-shi, Akita, 010-8502 Japan

Magnetic damper has the advantages of a linear damping force, a non-contact mechanism and being good at hot and vacuum circumstances. However, its damping coefficient is not so large, so that it is necessary to use a force magnifying mechanism in order to obtain a large resisting force. When the damping force is magnified by a magnifying mechanism, the inertia force of a conductor plate is also magnified. This magnified inertia force exerts a bad influence on the effects of vibration suppression for a vibration system in high frequency range. In this paper, two types of vibration systems in which a magnetic damper was attached to a primary mass through a spring were considered in order to make the magnetic damper effective in wide frequency range. The optimum conditions of the damper and the elastic support were analyzed and the frequency responses of the vibration systems supported with the damper were calculated. The trial magnetic damper using a lever-type force magnifying mechanism was made and its resisting force characteristics were measured. The frequency responses and seismic responses of two types of vibration systems were measured using an electrohydraulic type shaking table. The experimental results were compared with the calculated results and the effects of vibration suppression of the magnetic damper and the elastic support were discussed.

Key Words: Damping, Damper, Vibration Isolation, Force Magnifying Mechanism, Elastic Support, Frequency Response, Seismic Response, Vibration Control

1. ま え が き

永久磁石と導体板を用いた磁気ダンパは、①減衰力特性が線形である、②高温環境中で使用できる、③真空中で使用できる、④非接触で減衰力が得られるため、減衰部の摩耗がない、⑤経年変化が少ないため、保守点検の回数を少なくできる、⑥減衰係数の調整が簡単である、などの優れた特性を有する反面、⑦減衰係数が小さい、⑧磁束の漏洩がある、などの欠点を持っている。短所⑧は磁気回路の設計によってかなり改善されるが、短所⑦を改善するためには抵抗力拡大機構を用いる必要がある。著者らはこれまでに、拡大機構と

してボールねじを用いた磁気ダンパ⁽¹⁾⁽²⁾およびてこ式拡大機構を用いた磁気ダンパ⁽³⁾⁽⁴⁾を提案してきた。これらの拡大機構を用いることによって、磁気減衰力は数十倍から数千倍に拡大されるが、それに伴って導体板の慣性力もほぼ同じ倍率だけ拡大されるので、高振動数領域における制振効果が低下する。この問題を改善する一つの方法として、古くから知られているダンパ弾性支持法⁽⁵⁾を適用することが考えられる。

本研究では、ボールねじ、てこなどのような変位・力拡大機構を用いた磁気ダンパを、弾性体を介して主質量に取付けたときの制振効果について、周波数応答実験と解析ならびに地震応答実験と解析によって検討する。

2. 抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパの構造と抵抗力特性

2.1 ボールねじ式磁気ダンパの構造と抵抗力

著者らが以前に考案したボールねじ式磁気ダンパ⁽¹⁾の構造を図1(a)に示し、導体円板（アルミニウム円板ま

* 原稿受付 2005 年 8 月 1 日.

*¹正員, 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, フェロー, 明治大学理工学部 (☎214-8571 川崎市多摩区東三田 1-1-1).

*³正員, フェロー, 秋田大学工学資源学部.

*⁴オザック精工 (株) (☎350-1101 川越市市場 1550).

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

抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパ弾性支持法に関する研究

たは銅円板)と磁束を図1(b)に示す。両端の取付け穴間に相対直線運動を与えると、ボールナットによってねじ軸およびその先端に取付けた導体円板が回転する。この導体円板の回転は希土類磁石の磁極間で起こるため、円板に渦電流が発生して回転速度に比例した制動トルクが生じる。平行に置かれた長方形磁束と長方形導体あるいは円形磁束と任意形状導体が相対運動を行うときに生ずる減衰力の式⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾を参考にして、磁束が n 個のときの導体円板に生ずる制動トルクを次式の形で表す。

$$T_m = \frac{nB^2HA\epsilon_1 e^2}{\rho} \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 B ：磁束密度、 H ：導体円板の厚さ、 A ：磁束一個当たりの面積、 ϵ_1 ：磁束および導体の形状・寸法によって定まる無次元形状係数（導体円板の回転運動に対する係数）、 e ：導体円板中心から磁束中心までの距離、 ρ ：導体の電気抵抗率、 $\dot{\theta}$ ：ねじ軸の回転速度である。ボールねじの回転角 θ とダンパ取付け穴間の相対変位 u の間には、ボールねじのリードを L とすると、次式の関係が成り立つ。

$$\theta = 2\pi u / L \quad \dots\dots\dots(2)$$

式(1)の渦電流制動トルクに加えて、導体円板には慣性トルク

$$T_i = J\ddot{\theta} \quad \dots\dots\dots(3)$$

が発生する。したがって、ダンパの取付け穴間に生ずる全抵抗力は次式で与えられる。

$$F = \frac{2\pi}{L}(T_m + T_i) = \left(\frac{2\pi}{L}\right)^2 \left(\frac{nB^2HA\epsilon_1 e^2}{\rho} \dot{u} + J\ddot{u}\right) \quad \dots\dots(4)$$

ここで、 J は導体円板の慣性モーメントを表す。

2.2 てこ式拡大機構を用いた磁気ダンパの構造と抵抗力

ボールねじ式磁気ダンパに続いて著者らが開発した、二段てこ式変位・力拡大機構を持つ磁気ダンパ⁽³⁾の構造を図2に示す。本磁気ダンパは、両端

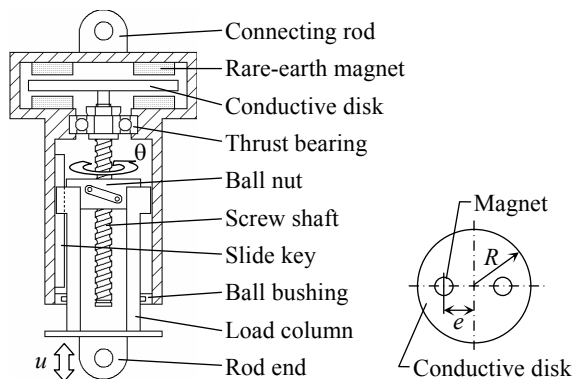


Fig.1 Ball screw type magnetic damper

のロッドエンド、ロードコラム、ピン支持された二段てこ式拡大機構、プッシュロッド、直動玉軸受、銅板および希土類磁石からなっている。

両端のロッドエンド間に相対直線運動を与えると、拡大機構によって拡大機構先端に取付けた銅板の変位、速度、加速度が拡大される。入力変位 u と拡大された変位 u_r の間にはsoftening型の非線形関係があるが、近似的には次式で与えられる。

$$\lambda = u_r / u = (a+b)(c+d) / ac \quad \dots\dots\dots(5)$$

この拡大率 λ を用いて本ダンパの抵抗力を表すと

$$F = \frac{nB^2HA\epsilon_2}{\rho} \lambda^2 \dot{u} + m_d \lambda^2 \ddot{u} \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで、 n 、 B 、 H 、 ρ は式(4)の場合と同じ意味を持ち、 m_d は銅板と拡大機構部の等価質量である。また、 ϵ_2 は導体板の直線運動に対する無次元形状係数である。

2.3 拡大機構付き磁気ダンパで支持された一自由度系の共振曲線

式(4)および(6)で与えられる磁気ダンパの抵抗力は、いずれも磁気減衰力と慣性力の和で与えられ、まとめて次式のように表すことができる。

$$F = \beta_1 c_m \dot{u} + \beta_2 m_d \ddot{u} \quad \dots\dots\dots(7)$$

ここで、 c_m は拡大しないで使用したときの磁気減衰係数を表し、次式の形で与えられる。

$$c_m = nB^2HA\epsilon_1 / \rho \quad \dots\dots\dots(8)$$

また、 β_1 、 β_2 は抵抗力の拡大率を表し、表1に示す値をとる。表1において、 R は導体円板の半径を表す。

次に、表2のType Cに示すような、主質量 m 、ばね k_1 および拡大機構付き磁気ダンパからなる一自由度振動系が、基礎部に $z = a \cos \omega t$ なる変位加振を受けた場

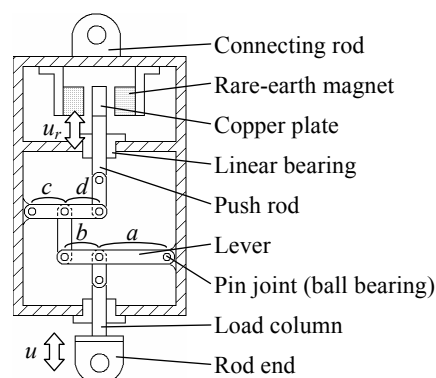


Fig.2 Lever type magnetic damper

Table 1 Force magnifying ratio

Magnifying ratio	Ball screw type damper	Lever type damper
β_1	$(2\pi e/L)^2$	λ^2
β_2	$(\sqrt{2} \pi R/L)^2$	λ^2

抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパ弾性支持法に関する研究

合を考える. この系の運動方程式は

$$m\ddot{x}_1 + m_d\beta_2(\ddot{x}_1 - \ddot{z}) + c_m\beta_1(\dot{x}_1 - \dot{z}) + k_1(x_1 - z) = 0 \quad \cdot(9)$$

式(9)の定常解を

$$x_1 = E_1 \cos(\omega t - \phi_1) \quad \dots\dots\dots(10)$$

の形で表すと, 変位の伝達率 $Y_1 = E_1/a$ および入力変位に対する応答加速度の無次元倍率 $G_1 = \omega^2 E_1 / a v_1^2$ は, それぞれ次式で与えられる.

$$Y_1 = \sqrt{\frac{(1 - \mu g^2)^2 + 4h^2 \mu^2 g^2}{\{1 - (1 + \mu)g^2\}^2 + 4h^2 \mu^2 g^2}} \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$G_1 = g^2 Y_1 \quad \dots\dots\dots(12)$$

ここで,

$$v_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m}}, \mu = \frac{m_d \beta_2}{m}, g = \frac{\omega}{v_1}, h = \frac{c_m}{2m_d v_1} \quad \cdot(13)$$

一例として, 表3のような諸元を持つ拡大機構付き磁気ダンパを用いた場合の共振曲線を求めると, 図3のようになる. 計算に用いた $\beta_1 = \beta_2 = 100$ はてこ式拡大機構を用いた磁気ダンパを想定した場合であり, $\beta_1 = \beta_2 = 400$ はボールねじ式磁気ダンパを想定した場合である. 図3よりわかるように, β_1, β_2 が大きくなると,

Table 2 Analytical models of the vibration system

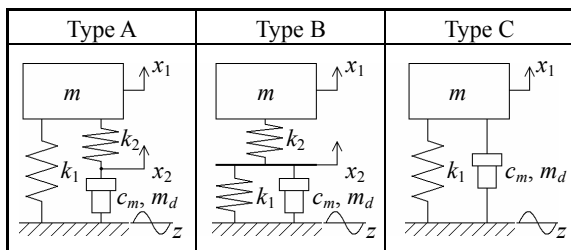


Table 3 Numerical condition of the magnetic damper

Mass m	100 k g
Stiffness k_1	1×10^6 N/m
Damping coefficient c_m	20 Ns/m
Equivalent mass m_d	0.5 kg
Magnifying ratio β_1, β_2	20, 100, 400

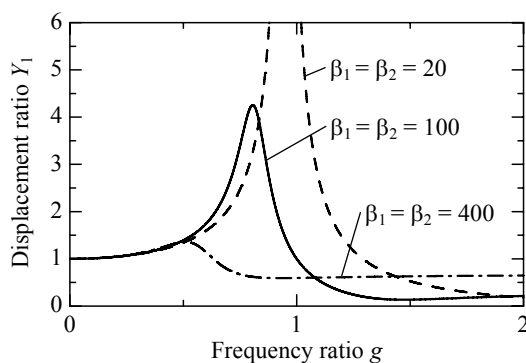


Fig.3 Resonance curves

磁気減衰力の拡大率が大きくなるため共振点の高さが低くなり, 導体板慣性力の拡大率が大きくなるため共振点が低振動数側に移動する. また, 高振動数域において, 共振曲線は零に漸近せず

$$Y_1 = \mu / (1 + \mu) \quad \dots\dots\dots(14)$$

に漸近する. 高振動数域における防振効果を高める(共振曲線を零に漸近させる)ためには, 主質量に直接磁気ダンパを取付けずに, 弾性体を介して取付けることが必要であると考えられる.

3. 磁気ダンパ弾性支持された一自由度系の応答

3.1 運動方程式と変位および加速度倍率

表2に示すように, 二種類の方法 (Type A, Type B) で, ばね k_2 を介して磁気ダンパを一自由度系の主質量に取付けた場合を考える. 主質量の変位を x_1 , ダンパとばね接合部の変位を x_2 とすると, 床に変位加振 $z = a \cos \omega t$ が作用したときの運動方程式は, 次式のように表される.

(i) Type A の場合

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - z) + k_2(x_1 - x_2) &= 0 \\ m_d\beta_2(\ddot{x}_2 - \ddot{z}) + c_m\beta_1(\dot{x}_2 - \dot{z}) + k_2(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad \cdot(15)$$

(ii) Type B の場合

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + k_2(x_1 - x_2) &= 0 \\ m_d\beta_2(\ddot{x}_2 - \ddot{z}) + c_m\beta_1(\dot{x}_2 - \dot{z}) + k_2(x_2 - x_1) \\ + k_1(x_2 - z) &= 0 \end{aligned} \quad \dots\dots(16)$$

式(15), (16)の定常解を

$$\begin{aligned} x_1 &= E_1 \cos(\omega t - \phi_1) \\ x_2 &= E_2 \cos(\omega t - \phi_2) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(17)$$

の形で表すと, 変位の伝達率 $Y_1 = E_1/a$ は次式で与えられる.

(i) Type A の場合

$$Y_1 = \sqrt{\frac{\{f^2 - (1+k)g^2\}^2 + 4h^2g^2(1+k)^2}{\{(1-g^2)(f^2 - g^2) - kg^2\}^2 + 4h^2g^2(1+k-g^2)^2}} \quad \dots\dots\dots(18)$$

(ii) Type B の場合

$$Y_1 = \sqrt{\frac{(f^2 - kg^2)^2 + 4k^2h^2g^2}{\{(k-g^2)(f^2/k - g^2) - f^2g^2\}^2 + 4h^2g^2(k-g^2)^2}} \quad \dots\dots\dots(19)$$

ここで,

$$f = \frac{v_2}{v_1} = \sqrt{\frac{k}{\mu}}, v_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_d \beta_2}}, k = \frac{k_2}{k_1} \quad \dots\dots\dots(20)$$

であり, v_1, μ, g, h は式(13)で与えられる. また, Type A, Type B の場合とも, 入力変位に対する応答加速度の無次元倍率 G_1 は式(12)で与えられる.

3.2 磁気ダンパおよび支持ばねの最適条件

次に, 動吸振器の最適条件を求める際に古くから用いら

れてきた定点理論⁽⁹⁾を用いて、Type AおよびType Bの場合に対する f と h の最適条件（すなわち弾性体ばね定数 k_2 とダンパ減衰係数 c_m の最適条件）を求める。式(18)を用いて、固有振動数比が $f = 1.63$ 、ばね定数比が $k = 1.00$ で、減衰比が $h = 0, 0.703, 1.50$ の三つの場合に対するType Aの変位曲線を描くと、図4のようになる。図4から、変位曲線は h の値に関係なく全てP、Q点を通ることがわかる。したがって、広い振動数範囲にわたって変位曲線の高さをできるだけ低くするためには、P、Q点の高さが等しくなるように f の値を選び、P、Q点のごく近くで変位曲線が極大になるように h の値を選べばよい。定点理論と同様な手順で求めると、 f 、 h の最適値および f 、 h が最適値を取るときのP、Q点の高さ $(Y_1)_{P,Q}$ は、次式のように与えられる。

$$f = (1+k)\sqrt{\frac{2}{2+k}}, h = \sqrt{\frac{3k(1+k)}{4(2+k)}}, (Y_1)_{P,Q} = \sqrt{1+\frac{2}{k}} \quad \dots\dots(21)$$

また、式(21)の f より k の最適値を計算すると、次式のようになる。

$$k = (1/\sqrt{1-2\mu}) - 1 \quad \dots\dots(22)$$

Type AおよびType Bの場合の変位曲線ならびに加速度曲線に対する f 、 h の最適値、およびこれらの最適値に調整されたときのP、Q点の高さをまとめて表4に示す。表4からわかるように、Type A、Type Bの場合とも、 Y_1 、 G_1 曲線に対する f 、 h の最適値が存在するための μ の範囲があり、 μ の値がこの範囲内に入らない場合も起こり得る。 μ の値が定点理論による最適値存在範囲にない場合は、顕著な共振ピークが一つだけになり、そのピーク値ができるだけ低くなるように、試行錯誤によって f 、 h の値を決める必要がある。

3.3 数値計算例 式(11)、(12)および式(18)、(19)を用いてType A、Type B、Type Cの変位振幅比 Y_1 および加速度振幅比 G_1 の周波数応答曲線を計算した。 Y_1 曲線および G_1 曲線の計算に用いた振動系の諸元を、まとめて表5に示す。表5において、 Y_1 、 G_1 曲線の計

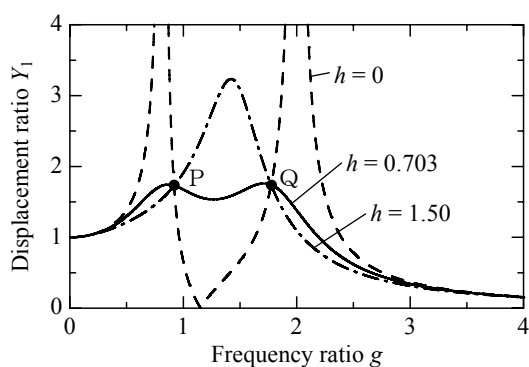


Fig.4 Resonance curves

算に用いた μ の値はそれぞれ 0.375, 0.125 であり、 k_2 、 $c_m\lambda^2$ の値は表4の最適条件より求めた値である。ただし、Type Bの Y_1 曲線の場合は、定点理論による最適値が存在しないので、 Y_1 の最大値がType Aの場合とほぼ等しくなるように、試行錯誤によって k_2 と $c_m\lambda^2$ の値を定めた。また、Type Cの場合の $c_m\lambda^2$ にはType Aの最適値を用いた。計算結果を図5(a)、(b)に示す。図5(a)の Y_1 曲線から、ダンパを弾性支持すると、ダンパ直接取付時 (Type C) よりも 5 Hz以上の振動数領域で防振効果が高くなることわかる。Type AとType Bを比較すると、2~4 Hzの範囲ではType Bの方がType Aよりも防振効果が高くなるが、その他の振動数範囲ではType AとType Bの間で防振効果に大きな差はない。また、図5(b)の G_1 曲線から、Type BはType Aより広い振動数範囲でやや防振効果が優れていること、およびType Cは4 Hz以上で急激に防振効率が低下し、振動数が高くなるほど G_1 の値が放物線的に大きくなることわかる。

4. 試作した磁気ダンパの構造と抵抗力特性

4.1 試作した磁気ダンパの構造 本研究で試作したて式拡大機構付き磁気ダンパの構造を図6に示し、その諸元を表6に示す。希土類磁石には長さ 20 mm、幅 15 mm、厚さ 5 mm のネオジウム系希土類磁石を用

Table 4 Optimum values

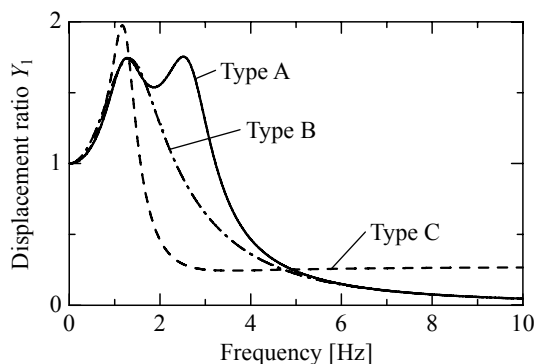
	Displacement Y_1		Acceleration G_1	
	Type A	Type B	Type A	Type B
k	$\frac{1}{\sqrt{1-2\mu}} - 1$	$\frac{2}{2\mu-1}$	$\frac{1-2\mu+\sqrt{1-6\mu}}{1+2\mu}$	$\frac{2}{2\mu+1}$
f	$(1+k)\sqrt{\frac{2}{2+k}}$	$k\sqrt{\frac{2}{2+k}}$	$(1+k)\sqrt{\frac{2}{2-k}}$	$k\sqrt{\frac{2}{2-k}}$
h	$\sqrt{\frac{3k(1+k)}{4(2+k)}}$	$k\sqrt{\frac{3}{4(2+k)}}$	$\frac{1}{2-k}\sqrt{\frac{3k(1+k)}{2}}$	$\frac{1}{2-k}\sqrt{\frac{3}{2}}$
$(Y_1)_{P,Q}$	$\sqrt{1+\frac{2}{k}}$	$\sqrt{1+\frac{2}{k}}$	$(1+k)\sqrt{\frac{2}{k}}$	$\sqrt{\frac{2}{k}}$
※	$\mu < 1/2$	$\mu > 1/2$	$\mu < 1/6, k < 2$	$k < 2$

※ Range of the optimum value

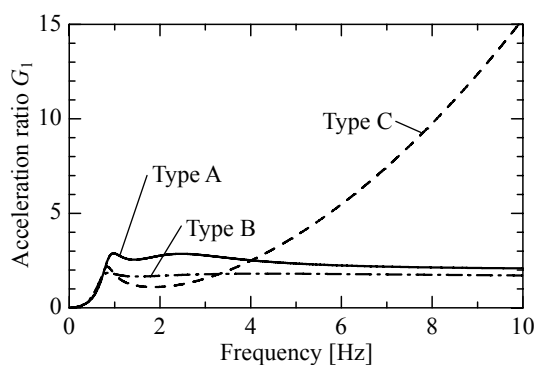
Table 5 Physical condition of the vibration system

Type	Displacement Y_1			Acceleration G_1		
	A	B	C	A	B	C
m [kg]	26.7			80		
k_1 [N/m]	2280			2280		
$m_d\lambda^2$ [kg]	10			10		
k_2 [N/m]	2280	4300	—	2280	3648	—
$c_m\lambda^2$ [Ns/m]	131	423	131	185	523	185

抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパ弾性支持法に関する研究



(a) Displacement curves



(b) Acceleration curves

Fig.5 Calculated frequency responses

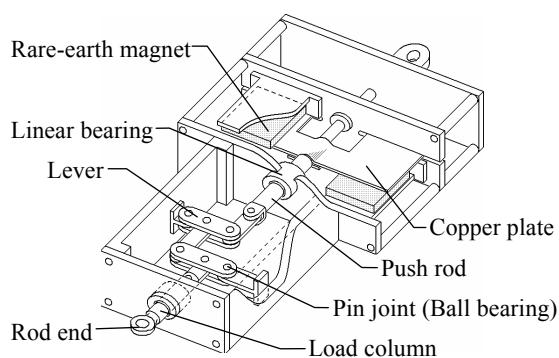


Fig.6 Construction of the lever type magnetic damper

Table 6 Experimental condition of the trial damper

Lever	Length	a, b	15, 25 mm
	Length	c, d	15, 25 mm
Magnet	Material		Nd-Fe-B
	Cross area	A	$20 \times 15 \text{ mm}^2$
	Thickness		5 mm
	Open flux	B	0.31 Tesla
Copper plate	Material		C1100P
	Mass	m_d	0.20 kg
	Cross area		$95 \times 75 \text{ mm}^2$
	Thickness	H	2 mm
	Resistivity	ρ	$1.72 \times 10^{-8} \Omega\text{m}$

い、磁石の個数および磁石表面と銅板の間の隙間を変えることによって磁気減衰係数を調整した。この場合の無次元形状係数 ϵ_2 は0.53~0.84である。

4.2 抵抗力特性 図7に示すように、磁気ダンパの一端を振動台に、他端をロードセルを介して固定壁に取り付け、振幅2 mmで周波数1~5 Hzの正弦波状変位を与えて変位と抵抗力の履歴曲線を測定した。振動台の変位の測定にはインダクタンス型変位計を用いた。

磁気ダンパを Y_1 曲線に対する最適値に調整したときの抵抗力履歴曲線の実験値を、計算値と併せて図8に示す。図8より、本ダンパは速度比例型の磁気減衰力とダンパ可動部（銅板と拡大機構部）の慣性力が足し合わさった抵抗力特性を持つことがわかる。

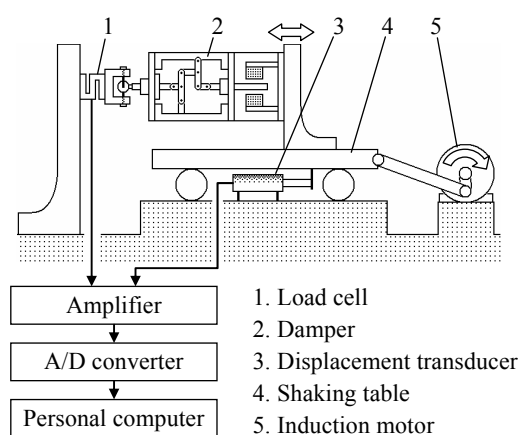
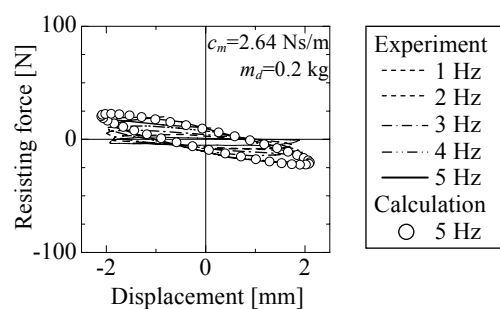
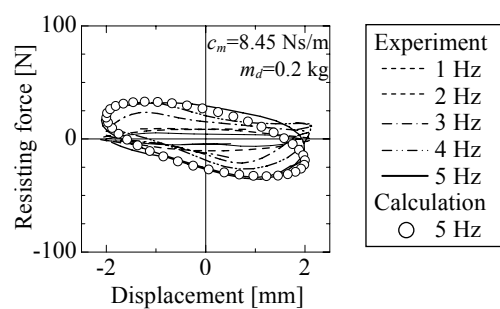


Fig.7 Experimental apparatus



(a) Type A



(b) Type B

Fig.8 Resisting force characteristics of the trial damper

5. 周波数応答実験と地震応答実験

5.1 周波数応答実験 図9の実験装置を用いて、試作した磁気ダンパを Type A, Type B および Type C の方式で一自由度振動系に取付け、電気油圧式振動台により水平方向に周波数 0.2~10 Hz の正弦波状変位を与えて主質量の変位曲線を測定した。実験装置の諸元は表5に示した値と同じである。実験結果を計算結果と併せて図10に示す。図10から、Type A または Type B のようにダンパ弾性支持すると、5 Hz 以上の周波数領域でダンパを直接取付けた場合 (Type C) よりも防振効果が高くなる。Type A と Type B の場合を比較すると、2~5 Hz の範囲で Type B の方が Type A よりも高い防振効果を持つことがわかる。また、計算結果は実験結果にほぼ一致することが確認できた。

5.2 地震応答実験 図9の実験装置を用い、Type A, Type B および Type C の場合について、実地震波応答実験を行った。実験に用いた地震波は最大加速

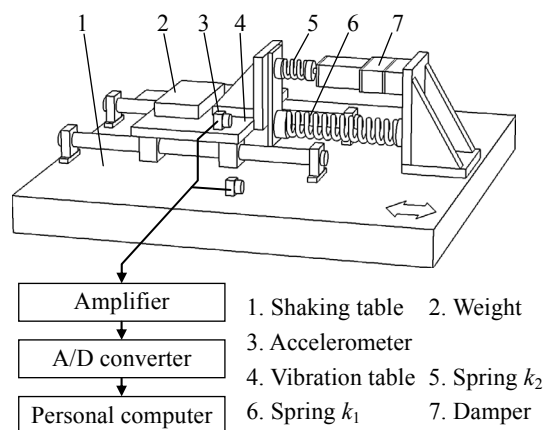


Fig.9 Experimental apparatus of vibration system (Type A)

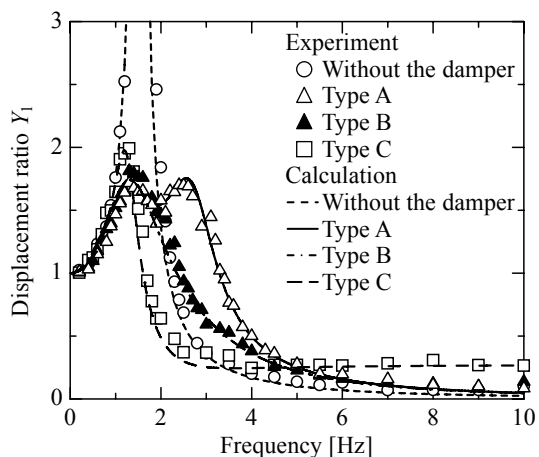


Fig.10 Frequency responses of the vibration systems

度を 0.5 m/s^2 に基準化した Imperial Valley 地震 (1940) El Centro NS 成分と兵庫県南部地震 (1995) 神戸海洋気象台 NS 成分である。これらの地震波を電気油圧式振動台の水平方向に入力し、一自由度振動系の主質量の絶対加速度および相対変位を測定した。加速度および相対変位の測定には、それぞれサーボ型加速度計およびインダクタンス型変位計を用いた。比較のために、ダンパを取付けない場合 (m と k_1 のみの場合) についても実験と計算を行った。

主質量の最大加速度 \dot{x}_{1m} 最大相対変位 u_m の実験結果および計算結果を表7に示し、神戸海洋気象台 NS 成分入力時の応答波形を図11に示す。表7および図11からわかるように、主質量の最大加速度は、ダンパを取付けない場合に比べて、Type A の場合で 2/3 程度に、Type B の場合で 1/2 程度に低減し、Type C の場合で 2/5 程度に低減した。地震入力に対しては、Type A および Type B の場合よりも Type C の場合の方が高い制振効果が得られているが、これは地震波の卓越振動数成分が 1~2 Hz 程度と低いためであると考えられる。すなわち、4~5 Hz 程度までの低振動数領域の振動抑制には Type C が適しており、それ以上の振動数領域の振動抑制には Type A または Type B が適していると言える。また、計算結果は実験結果に似た傾向を示しており、計算の正しさが確認された。

6. まとめ

変位・抵抗力拡大機構付き磁気ダンパの高振動数領域における制振性能を高める目的で、弾性体を介して一自由度振動系に取付けたダンパの制振効果を、理論解析および周波数応答実験と地震応答実験によって検討した。主な結果は以下の通りである。

(1) 拡大機構付き磁気ダンパの抵抗力は、磁気減衰力と慣性力の和で与えられる。

(2) 拡大機構付き磁気ダンパを一自由度振動系の主質量に直接取付けるよりも、弾性体を介して取付けた方が、高振動数領域における制振効果が高くなる。

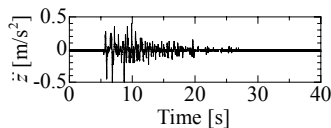
(3) ダンパを弾性支持する場合、ダンパのみを弾性支持する場合 (Type A) よりも、ダンパと主振動系ばねの両方を弾性支持する場合 (Type B) の方が、広い振動数範囲で制振効果が高くなる。

(4) 主質量の地震応答加速度の最大値は、ダンパを取付けない場合に比べて、ダンパ弾性支持の場合は 2/3~1/2 程度に低減し、ダンパ直接取付けの場合は 2/5 程度に低減する。したがって、地震波のようなゆっくりとした振動を制振対象にするときは、ダンパを直接主質量に取付けた方が効果的である。

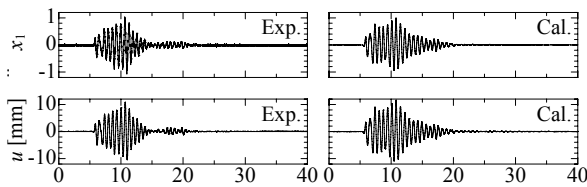
抵抗力拡大機構を用いた磁気ダンパ弾性支持法に関する研究

Table 7 Maxima of seismic responses of the vibration systems

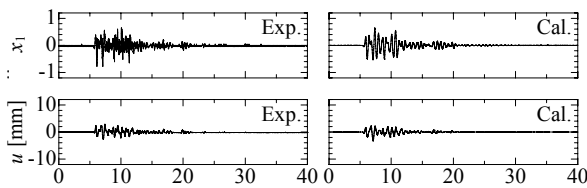
Input acceleration	El Centro (1940) NS 0.5 m/s ²				JMA Kobe (1995) NS 0.5 m/s ²			
	Acceleration $ \ddot{x}_1 _m$ [m/s ²]		Displacement $ u _m$ [mm]		Acceleration $ \ddot{x}_1 _m$ [m/s ²]		Displacement $ u _m$ [mm]	
	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.
Without the damper	0.99	0.81	9.42	8.75	1.08	0.99	10.90	10.80
Type A	0.70	0.70	3.66	3.51	0.77	0.64	2.88	3.32
Type B	0.69	0.62	3.90	4.00	0.54	0.54	3.58	3.68
Type C	0.45	0.37	3.99	4.12	0.48	0.46	4.06	4.45



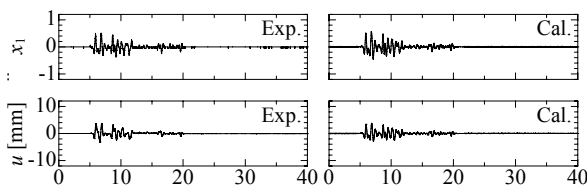
(a) Input acceleration



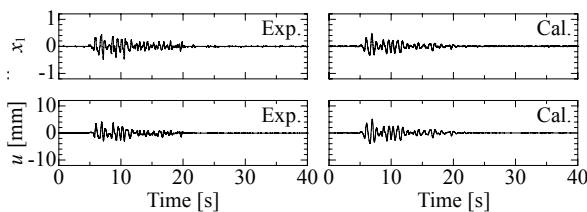
(b) Without the damper



(c) Type A



(d) Type B



(e) Type C

Fig.11 Seismic response waves of the vibration systems (JMA Kobe NS 0.5 m/s²)

(5) 周波数応答実験結果と解析結果および地震応答実験結果と解析結果は、それぞれ似た傾向を示しており、解析の妥当性が確認された。

終わりに、貴重なご助言をいただいた東海大学 尾崎晃一教授に謝意を表す。また本研究の一部は、文部科学省平成 15 年度選定明治大学学術フロンティア推進事業の一環として行われたことを付記する。

文 献

- (1) Ohmata, K. et al., Characteristics of Ball Screw Type Dampers with Magnetic Damping, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.51, No.471 (1985), pp.3034-3038.
- (2) Ohmata, K. et al., A Seismic Isolator Using the Ball Screw-Type Damper with Magnetic Damping, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.57, No.535 (1991), pp.734-739.
- (3) Matsuoka, T. and Ohmata, K., A study of magnetic dampers using a pinned displacement enlargement mechanism, *Journal of the Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol.9, No.1 (2001), pp.99-105.
- (4) Matsuoka, T. and Ohmata, K., A study of a magnetic damper using rare-earth magnets and a pinned displacement magnifying mechanism, *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol.13, Nos.1-4 (2001/2002), pp.263-270.
- (5) Yamakawa, I., A Study on Two Types of Elastically Supported Damping using Linear Springs (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.25, No.155 (1959), pp.757-760.
- (6) Nagaya, K. and Kojima, H., Shape Characteristics of a Magnetic Damper Consisting of a Rectangular Magnetic Flux and a Rectangular Conductor (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.47, No.424 (1981), pp.1620-1625.
- (7) Nagaya, K., On a Magnetic Damper Consisting of a Circular Magnetic Flux and a Conductor of Arbitrary Shape, Part II: Application and Numerical Calculation (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.50, No.453 (1984), pp.812-818.
- (8) Asami, T. and Hosokawa, Y., A Practical Expression for Design of a Magnetic Damper (Improvement of the Convergence in the Nagaya-Kojima Expression), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.61, No.582 (1995), pp.587-590.
- (9) J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations* (in Japanese), (1964), p.102, Corona Publishing.