比例摩擦ダンパを用いた受動形振動絶縁・抑制システム*

佐藤 義 仁^{*1}, 山 口 秀 谷^{*2}, 大久保 宏樹^{*2}

Passive Vibration Isolation-Reduction System by Linear Friction Damper

Yoshihito SATOH, Hideya YAMAGUCHI^{*3} and Hiroki OKUBO^{*3} Department of Mechanical Systems Engineering, National Defense Academy,
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

For the passive vibration isolation system, a friction damper is often used because it is simple, inexpensive and robust. However, the conventional damper of constant friction force has performance limitations; the isolation characteristic declines when the friction force is large, while the resonant peak becomes large when the friction force is small. Furthermore, the displacement remains apart from the equilibrium position after the vibration diminishes. In order to overcome above drawbacks of the conventional friction damper, a new type of friction damper is proposed in this paper. In the new friction damper, the friction lever mechanism is devised to make the magnitude of the friction force proportional to the relative displacement. This is achieved by connecting the end of the lever to the restoring spring. The transient response and the displacement transmissibility are examined by numerical simulation and experiments, confirming the effectiveness of the linear friction damper.

Key Words: Vibration Isolation, Vibration Reduction, Friction Damper, Linear Friction, Transmissibility, Coulomb friction, Forced Vibration, Free Vibration, Stick-slip

1. 緒 言

振動絶縁装置あるいは免震装置は、種々の方式が提案されている。近年はアクチュエータを用いた能動形の研究が盛んに行われており、高度な振動制御が実用化されつつあるが⁽¹⁾、設備経費や保守管理の面で難点がある。ばねとダンパで構成された受動形を改善する研究も各種行われている。粘性減衰形ダンパを用いた受動形振動絶縁方式では、共振ピークを低減するためには減衰比を大きくする必要があるが、減衰比を大きくすると高振動数の絶縁領域の伝達率が大きくなって絶縁性が悪化するため、性能の限界がある。

一方、滑り摩擦(固体摩擦)を利用した摩擦ダンパは簡便な構造で、機器類や建物などの大形構造物にも用いられているが^{(2)~(4)}、腐食や経年変化による摩擦係数の変化の問題や残留変位の問題がある。この種の研究として、予引張ばねを利用した免震床の研究⁽⁵⁾、摩擦ダンパを片効き化して残留変位を抑制する研究⁽⁶⁾などがなされている。また、摩擦力一定のダンパでは、

摩擦力が小さい場合は共振ピークが無限大となり、摩擦力が大きくなると共振ピークはなくなるが、振動絶縁されない振動数域が広がることが知られている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

ところで、Beucke ら⁽⁹⁾は、クーロン摩擦力が実際には一定ではなく振幅に比例して増加するという実験結果をもとに、摩擦力が変位に比例して変化するモデルを用いて 1 自由度振動系の応答を調べている。また、Makris ら⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾も同様のモデルで、特にスティック・スリップ問題に重点をおいて、変位に比例して変化する摩擦力の影響を調べている。なお、これらの研究は、テフロンのような材料の摩擦特性が振動振幅に比例して変化することに応じて研究を行っており、摩擦力が変位に比例して変化する特別な機構を設けているものではない。一方、Tadjbakhsh ら⁽¹²⁾は免震建物において、摩擦板を複数枚組合わせて、相対変位が生じると外側の摩擦板に取付けたケーブルが引張られ、摩擦板間の押付け力が増加する装置を提案している。

本研究では、振動絶縁性能を低下させることなく共振ピークを抑制し、また残留変位を最小化するために、相対変位に比例して摩擦力の大きさを変化させる新たな機構(比例摩擦ダンパ)を提案し、その特性を数値シミュレーションおよび実験によって調べる。

* 原稿受付 2004 年 3 月 23 日。

^{*1} 防衛大学校理工学研究科前期課程(〒239-8686 横須賀市走水 1-10-20)。^{*2} 正員、防衛大学校(〒239-8686 横須賀市走水 1-10-20)。

E-mail: hideya@nda.ac.jp

2. 振動絶縁装置の機構

本研究で提案する振動絶縁装置の作動原理モデルを図1に示す。図1において、振動絶縁対象物を搭載するテーブルはリニアガイドで支持され、さらに、テーブルに取付けた支点まわりに回転可能な二組のレバーとばね系を介して基礎に接続されている。なお、これらのレバーとばねの系は互いに逆向きに組付けられている。テーブルと基礎との間に相対変位が生じると、ばねはテーブルに復原力を与えると同時にレバーにモーメントを発生させる。テーブル、基礎の絶対変位をそれぞれ x, x_0 とし、相対変位を

$$z = x - x_0 \quad (1)$$

とすると、 $z > 0$ の場合にはレバー A の先端は摩擦板に押付けられて摩擦力を発生し、レバー B の先端は摩擦板から離れるが、わずかに離れたらストッパ B で拘束される。

図2は $z > 0, \dot{z} > 0$ の場合のレバー A に作用する力の詳細を示し、 P_A はばね A による復原力、 N および F_d は摩擦板との間に作用する垂直力および摩擦力である。支点 A から力 P_A, N, F_d の作用線までの距離をそれぞれ s, r, q とすると、支点 A のまわりのモーメントの釣り合いより

$$sP_A + qF_d - rN = 0 \quad (2)$$

Fig. 1 Scheme of linear friction damper vibration isolation system

Fig. 2 Forces acting on lever A ($z > 0, \dot{z} > 0$)

となる。摩擦力としてクーロン摩擦を仮定し、摩擦係数を μ とすると

$$F_d = \text{sign}(\dot{z})\mu N \quad (3)$$

であるので、式(2)、(3)より N を消去すると

$$F_d = \text{sign}(\dot{z}) \frac{\mu \varepsilon}{1 - \text{sign}(\dot{z})\mu\beta} P_A \quad (4)$$

を得る。ここに

$$\varepsilon = s/r, \quad \beta = q/r \quad (5)$$

である。ばね A のばね定数を k_A とすると、 $P_A = k_A z$ であるので、 F_d も z に比例することになる。以後、 F_d を比例摩擦力と呼び、通常の大さき一定の摩擦力と区別する。一方、レバー B はストッパ B で拘束されているため、ばね定数 k_B のばねによって作用する力 $P_B = k_B z$ がストッパ B を介してテーブルに作用する。なお、レバーとストッパのすきまは微小に設定してあり、レバーの回転角 θ はほぼ零とみなす。さらに、リニアガイド等によって作用する一定摩擦力を

$$F_c = \text{sign}(\dot{z})F_{c0} \quad (6)$$

とする。テーブルに作用する合力 F は、以上の比例摩擦力 F_d 、ばね力 P_A, P_B および一定摩擦力 F_c の和となり、次式で表される。

$$F = F_d + P_A + P_B + F_c = \begin{cases} k_p z + F_{c0} & (\dot{z} > 0) \\ k_m z - F_{c0} & (\dot{z} < 0) \end{cases} \quad (7)$$

ここに

$$k_p = k + \frac{\mu \varepsilon}{1 - \mu \beta} k_A, \quad k_m = k - \frac{\mu \varepsilon}{1 + \mu \beta} k_A \quad (8)$$

であり、 $k = k_A + k_B$ である。式(7)は、見掛け上比例摩擦力がばねの復原力と同様に作用することを示す。以降、 k_p, k_m を等価ばね定数と呼ぶ。合力 F と相対変位 z の関係を図示すると図3(a)のようになる。なお、図中の矢印はテーブルの運動方向を表す。また、図3(b)はレバーが摩擦板を押付けないように固定して、比例摩擦力 $F_d = 0$ とした場合の復原力の変化である。

テーブルが振動している場合、系の力学的エネルギーは摩擦力によって消散する。 z が調和振動して1周

Fig. 3 Restoring force diagram

期変動する間に消散されるエネルギー U_D は

$$U_D = 2 \int_0^{z_{\max}} (k_p z + F_{c0}) dz + 2 \int_{z_{\max}}^0 (k_m z - F_{c0}) dz \\ = (k_p - k_m) z_{\max}^2 + 4 F_{c0} z_{\max} \quad \dots\dots\dots (9)$$

である。ここに $z_{\max}$ は z の振幅である。式(9)の第1項 $U_{DP} = (k_p - k_m) z_{\max}^2$ は比例摩擦によるエネルギー消散、第2項 $U_{DC} = 4 F_{c0} z_{\max}$ は一定摩擦によるエネルギー消散である。比例摩擦のエネルギー消散 U_{DP} は粘性減衰と同様に $z_{\max}$ の二乗に比例し、 $k_p > k_m$ で k_p と k_m の差が大きいほど大きくなることがわかる。ところで、式(8)より

$$k_p - k_m = \frac{2\mu\epsilon}{1 - (\mu\beta)^2} k_A \quad \dots\dots\dots (10)$$

であるので、エネルギーが消散するためには、 $\epsilon > 0$ の場合

$$1 - (\mu\beta)^2 > 0 \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる必要があり、また、 $(\mu\beta)^2$ が1に近いほど消散量は大きくなることが予測される。さらに、式(11)の条件では、 β は必ずしも正である必要はない。 β が正であるのは図4(a)のように比例摩擦 F_d とばね力 P_A の作用線が支点 A に関して同じ側にある場合であり、図4(b)のようにこれらの作用線が支点 A に関して逆側になる場合には $\beta < 0$ となる。

3. 運動方程式およびシミュレーション

振動絶縁装置のテーブルの運動方程式は

$$m\ddot{x} = -F + Q \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 m は振動絶縁対象物とテーブルの合計質量、 Q はテーブルに直接作用する外力である。さらに、装置の左右の仕様が対称と仮定し、式(7)を考慮して式(12)を整理すると、テーブルの運動方程式は

$$\ddot{z} + \omega_0^2(1 + \eta)z = -\ddot{x}_0 + \alpha - \omega_0^2 d \quad \dots\dots\dots (13)$$

となる。ここに

(a) $\beta = q/r > 0$ (b) $\beta = q/r < 0$

Fig. 4 Lever specification

$$\left. \begin{aligned} \omega_0^2 &= \frac{k}{m}, \quad \alpha = \frac{Q}{m}, \quad d = \text{sign}(\dot{z})d_0 \\ \eta &= \text{sign}(z\dot{z}) \frac{\mu\epsilon}{2(1 - \text{sign}(z\dot{z})\mu\beta)} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

であり、 $k_A = k_B = k/2$ と仮定している。また、 $d_0 = F_{c0}/k$ は摩擦変位である。

数値シミュレーションによって制振性能および振動伝達率を調べるため、時刻歴応答を求める必要がある。シミュレーションは、式(13)を状態式で表し、一定時間間隔で離散化して繰返し計算を行う。なお、相対速度 $\dot{z}$ の符号が変化する区間では、 $\dot{z} = 0$ となる瞬間を二分法により探索し、4章に示す手順で摩擦板とレバー間の滑り、固着などの判定を行っている。

4. 滑りと固着状態の切替判定

式(13)を書き改めて

$$\ddot{z} = \omega_0^2(F_T - F_R) \quad \dots\dots\dots (15)$$

とする。ここに

$$\left. \begin{aligned} F_T &= -z - (\ddot{x}_0 - \alpha)/\omega_0^2 \\ F_R &= \eta z + d \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

であり、 F_T はばね復原力、基礎部からの加振力および外力の合力、 F_R は一定摩擦および比例摩擦の合力に対応するパラメータである。 $\alpha = 0$ の場合の F_T と F_R の関係を図示すると図5のようになる。図5において、 η_p 、 η_m はそれぞれ $z\dot{z}$ の符号の正負に対応する η を表し、 F_R^{PM} の右上添字 PM 等は z および $z\dot{z}$ の符号の正(P)、負(M)に対応する F_R を表す。

$\dot{z} = 0$ の状態で、 z が

$$F_T > F_R^{MM} \text{ あるいは } F_T > F_R^{PP} \quad \dots\dots\dots (17)$$

の範囲にあれば、以降は $\dot{z} > 0$ の滑り状態となる。一方、 z が

$$F_T < F_R^{MP} \text{ あるいは } F_T < F_R^{PM} \quad \dots\dots\dots (18)$$

の範囲にあれば、以降は $\dot{z} < 0$ の滑り状態となる。また、これらの条件が成立しない場合は $\dot{z} = 0$ の固着状態が継続し、摩擦 F_R は F_T に等しくなる。これら

Fig. 5 Relationship between F_T and F_R , and slip-stick condition ($\alpha = 0$)

の関係は時々刻々変化するが³, 基礎部が

$$x_0 = X_0 \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (19)$$

で正弦波変位加振された場合には

$$|z| > (d_0 + \omega^2 X_0 / \omega_0^2) / (1 + \eta_m) \quad \dots\dots\dots (20)$$

の範囲で常に滑り状態となり, さらに, $d_0 > \omega^2 X_0 / \omega_0^2$ の場合には

$$|z| < (d_0 - \omega^2 X_0 / \omega_0^2) / (1 + \eta_m) \quad \dots\dots\dots (21)$$

の範囲で常に固着状態となることが導出される。

5. 実験装置

図6および図7は実験装置の外観を示す。振動絶縁・抑制対象物搭載用のテーブルは400×360×10 mmのアルミ製で, リニアガイド(THK製LSP 20100)で基礎部に支持され, 水平方向の一次元運動を行う。また, 復原力用のばねは板ばねを使用し, 摩擦板表面には摩擦係数調整用の樹脂シートを貼付けている。なお, レバーの支点とばねとの接続部および摩擦板との距離は調整できるようになっている。さらに, テーブルと基礎部の間には, 一定摩擦力を調整できる機構が設けてある。テーブル, レバーを含めたこの装置の可動部の総質量は $m = 5.357$ kgである。レ

Fig. 6 Schematic of experimental apparatus

Fig. 7 Picture of experimental apparatus

バーの標準寸法は $r = 130$ mm, $q = -52$ mm, $s = 80$ mmであり, 無次元パラメータは $\epsilon = 0.615$, $\beta = -0.4$ となる。実験は, 基礎部を油圧加振機の加振テーブルに搭載して水平方向に正弦波変位加振し, このときの基礎部およびテーブルの変位をレーザ変位計で計測する。

6. シミュレーションおよび実験結果

6.1 復原力特性 式(8), (14)より

$$1 + \eta_{p,m} = k_{p,m} / (m\omega_0^2) \quad \dots\dots\dots (22)$$

となる。これらは無次元等価ばね定数である。図8は $\mu\epsilon$ を種々に設定したときの $1 + \eta_p$, $1 + \eta_m$ と $\mu\beta$ の関係を示す。図8において, $1 + \eta_p$ は $\mu\beta$ とともに増加し $\mu\beta = 1$ で無限大となり, また, $1 + \eta_m$ は $\mu\beta = -1$ で負の無限大となっており, $|\mu\beta|$ が1に近づくほど, さらに, $\mu\beta$ が大きいほど $1 + \eta_p$ と $1 + \eta_m$ の差が大きくなる。式(10)より, $1 + \eta_p$ と $1 + \eta_m$ の差が大きいほど比例摩擦ダンパによるエネルギー消散が大きくなることが予測されるが, テーブルの復原力を保つためには原点に戻るときの等価ばね定数は正で $1 + \eta_m > 0$ となる必要がある。これより

$$\mu\beta > \mu\epsilon/2 - 1 \quad \dots\dots\dots (23)$$

という条件が得られる。

図9はテーブルに作用する合力 F の計測例を示す。これは, テーブルを荷重変換器(NEC三栄9E01-L 45-10 N)を介して保持し, 基礎部を一定速度 $v_0 = \dot{x}_0 = 0.1 \sim 1.0$ mm/sで三角波状に往復運動させ計測した。図9において, with linear damper は比例摩擦ダンパを作動させた場合の結果を示し, without linear damper は, レバーが摩擦板に接触しないように固定して, 比例摩擦力 $F_d = 0$ の場合の結果を示す。sample 1 はポリエステル製の摩擦シートを使用した場合であり, sample 2 は摩擦係数の大きなエチレンプロピレンゴムを摩擦シートとして用い, さらに, レバーの寸法なども比例摩擦力がより大きくなる設定と

Fig. 8 Equivalent spring stiffness

なっている。比例摩擦ダンパを作動させた場合、sample 1 では合力の履歴特性は相対速度によってほとんど変化しないが、sample 2 では相対速度の大きさによって変化する。合力と相対変位の関係を直線で近似して求めた傾きおよび切片を式(7)に当てはめて、一定摩擦力 F_{c0} 、ばね定数 k および比例摩擦ダンパの摩擦係数 μ を推定すると表1のようになる。以降の実験およびシミュレーションでは、摩擦係数の速度依存性や摩擦シートの耐摩耗性を考慮して、sample 1 の設定を用いた。

6・2 制振性能(残留変位) 図10は初期相対変位 $z(0)=10$ mm、初期相対速度 $\dot{z}(0)=0$ mm/s で自由振動させた場合の実験結果を示し、比例摩擦ダンパが作動しない場合(without linear damper)と作動した場合

合(with linear damper)、さらに、比例摩擦ダンパが作動しない状態で一定摩擦力を大きくした場合の相対変位時刻歴応答の計測結果の比較である。 $d_0=F_{c0}/k=0.8$ mm の場合、without linear damper と with linear damper では残留変位はほぼ同じであるが、with linear damper の場合のほうが振動の減衰はより速やかになっている。without linear damper で一定摩擦力を大きくする($d_0=2.6$ mm)と、振動の減衰は早まるが、それに伴って残留変位が増大する。このように、本研究で提案する比例摩擦ダンパは、自由振動を速やかに減衰させつつ、残留変位の抑制効果も維持できる。

残留変位について詳細に検討するため、式(21)において $X_0=0$ とすると

$$|z| < d_0/(1+\eta_m) \dots \dots \dots (24)$$

を得る。これは、基礎部を固定しテーブルを自由振動させた場合の残留変位の生じる範囲を表し、この範囲内で相対速度が零になったときに、テーブルはその位置で停止する。なお、一定摩擦力のみの場合には、最大残留変位は d_0 であり、また、一定摩擦力がない場合は残留変位が生じない。図11は $d_0>0$ の場合の最大残留変位 $|z|_{\max}=d_0/(1+\eta_m)$ と $\mu\epsilon$ 、 $\mu\beta$ の関係を示す。 $\mu\beta$ を小さくした場合、残留変位が急激に増加する範囲がある。これは、図8に示したように、等価ばね定数 $1+\eta_m$ が零に近づき、復原力が小さくなるためであ

Table 1 System parameters

	(a) Sample 1	(b) Sample 2
Friction sheet	Poly-ester	Ethylene Propylene
ϵ	0.615	0.679
β	-0.40	-0.77
k [N/m]	0.75×10^3	1.16×10^3
μ	0.60	$0.75 \sim 0.95$
F_{c0} [N]	0.60	0.74
m [kg]	5.357

(a) Sample 1 (Friction sheet : Poly ester, $\epsilon=0.615$, $\beta=-0.4$)

(b) Sample 2 (Friction sheet : Ethylene Propylene, $\epsilon=0.679$, $\beta=-0.77$)

Fig. 9 Resultant force acting on the table (experiment)

Fig. 10 Free vibration (experimental result)

Fig. 11 Maximum residual displacement

る。

6・3 振動絶縁性能 振動絶縁性能を評価するために基礎部を正弦波変位加振した場合の変位伝達率

$$T = \sqrt{\int x^2 dt / \int x_0^2 dt} \dots\dots\dots (25)$$

を調べる。

図12は基礎部の加振変位振幅を $X_0=0.5, 1.0, 1.5$ mmの三とおり変化させた場合の変位伝達率と加振振動数 f の関係のシミュレーションおよび実験結果である。比例摩擦ダンパが作動していない状態(without linear damper)では、図12(a)のように加振振幅が比較的小さい場合、リニアガイドなどによる一定摩擦力による減衰のみで固有振動数 $f_0=\omega_0/2\pi=1.88$ Hz 付近の伝達率が抑制されているが、図12(b)および(c)のように加振振幅が増大すると、固有振動数付近の伝達率が急激に増大する。一方、比例摩擦ダンパを作動させた場合(with linear damper)では、高振動数域における伝達率を without linear damper の場合と同等に抑えつつ、固有振動数付近の伝達率のピークを抑制している。

ところで、固有振動数 f_0 で加振された場合、基礎部の強制変位によってなされる仕事 U_I は

$$U_I = \pi P z_{\max}, \quad P = k X_0 \dots\dots\dots (26)$$

Fig. 12 Displacement transmissibility (simulation and experiment; $f_0=1.88$ Hz, $d_0=0.8$ mm, $\mu\epsilon=0.369$, $\mu\beta=-0.24$)

となり、相対変位の振幅 $z_{\max}$ に比例する。式(9)の説明で述べたように、一定摩擦力 F_{c0} のみの場合に消散されるエネルギー $U_{DC}=4F_{c0}z_{\max}$ も $z_{\max}$ に比例するため、 $\pi P > 4F_{c0}$ の場合には、図13(a)に示すように常に U_I が U_{DC} より大きくなって、共振時の応答振幅が無限大に増大することが知られている⁽⁸⁾。一方、粘性減衰係数 c のダッシュポットを取付けた場合、消散されるエネルギー $U_{DV}=2\pi^2 c f z_{\max}^2$ は振幅の二乗に比例するため、図13(b)に示すように U_I と釣り合う有限の共振振幅となる。式(9)の説明で述べたように、比例摩擦力による消散エネルギー $U_{DP}=(k_p-k_m)z_{\max}^2$ も振幅の二乗に比例するため、比例摩擦ダンパを作動させた場合の伝達率は粘性減衰と同様に共振振幅が有限になることが確認される。なお、粘性減衰による消散エネルギー U_{DV} は f に比例して変化するため、振動数が小さい範囲では消散エネルギーが小さくなるのに対し、比例摩擦力による消散エネルギー U_{DP} は振動数に依存しないことが特徴的である。

図14は、式(20)、(21)で示したように、常に滑り状態、および固着状態となる相対変位の範囲と加振振動数の関係を $d_0 > 0$ の場合について示す。図14における上側の曲線より上の領域では常に滑り状態となり、下側の曲線より下の領域では常に固着状態となる。なお、これらの間の領域では、状況により固着および滑りが生じる。これらの図より、常に固着状態となるのは加振振動数および加振振幅の小さい領域であるが、

Fig. 13 Energy relations at resonances

Fig. 14 Slip and stick region ($\mu\epsilon=0.369$, $\mu\beta=-0.24$)

Fig. 15 Displacement transmissibility (simulation; $f_0 = 1.88$ Hz, $d_0 = 0.8$ mm, $\mu\epsilon = -0.24$, $X_0 = 1$ mm)

Fig. 16 Displacement transmissibility (simulation; $f_0 = 1.88$ Hz, $d_0 = 0.8$ mm, $\mu\epsilon = 0.369$, $X_0 = 1$ mm)

Fig. 17 Displacement transmissibility (simulation; $f_0 = 1.88$ Hz, $d_0 = 0.8$ mm, $\mu\epsilon = 0.552$, $\mu\beta = -0.72$)

Fig. 18 Displacement transmissibility (simulation; $f_0 = 1.88$ Hz, $d_0 = 0$ mm, $\mu\epsilon = 0.552$, $\mu\beta = -0.72$)

加振振幅が小さいほど常に固着状態となる振動数の範囲が広がることがわかる。図 12 においても、加振振動数が小さい範囲で固着が生じ、変位伝達率は 1 である。特に、加振振幅 0.5 mm の場合には、2.5 Hz 付近まで変位伝達率が 1 となって、共振ピークは見られなくなる。

図 15 および図 16 は、 $\mu\epsilon$, $\mu\beta$ を種々に設定したときの変位伝達率のシミュレーション結果例である。図 15, 16 より、式(23)の制約のもとで、 $\mu\epsilon$ が大きく、 $\mu\beta$ が -1 に近いほど共振ピークが抑制され、伝達率全体も低くなることからわかる。そこで、 $\mu\beta = -0.72$, $\mu\epsilon = 0.552$ とした場合について振幅 X_0 の影響を調べると、図 17 のようになる。図 14 から予測されるように、 X_0 が小さくなると固着状態が振動数の高い範囲まで広がり振動絶縁性能は悪化する。また理想的な場合として、一定摩擦力が 0 ($d_0 = 0$) の場合には、図 18 に示すように、振幅によらず高振動数域における伝達率を抑制しつつ共振ピークを低く抑えている。これは、能動型振動絶縁方式のスカイフックダンパ⁽¹³⁾と同様な振動絶縁性能が期待されることを示している。

7. 結 言

摩擦ダンパを用いた振動絶縁装置において、摩擦力が相対変位に比例して変化する機構を提案し、その特

性を調べた。主な結果は以下のとおりである。

- (1) 比例摩擦率によって消散されるエネルギーは粘性減衰と同様に振幅の二乗に比例し、かつ加振振動数に依存しない。
- (2) 一定摩擦率のみの場合には、共振ピークが無限大になることがあるが、比例摩擦率の場合には、粘性減衰と同様に無限大になることはない。
- (3) 高振動数域における伝達率を増加させることなく、共振ピークを振制できることを確認した。
- (4) 比例摩擦率のみでは残留変位を生じない。
- (5) 常に固着あるいは滑り状態が生じる範囲を示した。

終わりに、実験装置の製作および実験を行うに当たり、防衛大学校平成 14 年度卒研生の中原利通君の助力を得た。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) 岩田義明・大塩真・鈴木登・内田公夫・唐沢好一、精密除振装置のアクティブコントロール、機論、57-534, C (1991), 521-526.
- (2) 岡野恭久・松岡太一・大亦絢一郎、ニリンク・三関節を持つアーム形摩擦ダンパの研究、機論、69-678, C (2003), 335-342.
- (3) 武田寿一、構造物の免震、防振、制振、(1988), 48-50, 技報堂出版.
- (4) 岡村茂樹・藤田聡、摩擦振り子型免震装置群の地震時挙

- 動に関する研究, 機論, **67**-660, C (2001), 2456-2463.
- (5) 藤田隆史・服部忍・石田二郎, 予引張りばねを利用した免震床の研究, 機論, **49**-441, C (1983), 727-736.
- (6) 笹本好章・曾田五月也, 残留変形を抑制するパッシブ制振システムに関する研究, 第2回ダンピングシンポジウム講演会論文集, (2002-1), 251-254.
- (7) Schlesinger, A., Vibration Isolation in The Presence of Coulomb Friction, *J. Sound Vib.*, **63**-2 (1979), 213-224.
- (8) Den Hartog, J. P., Forced Vibrations with Combined Coulomb and Viscous Friction, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, **53**-9 (1931), 107-115.
- (9) Beucke, K. E. and Kelly, J. M., EQUIVALENT LINEARIZATIONS FOR PRACTICAL HYSTERETIC SYSTEMS, *Int. J. Non-Linear Mech.*, **23**-4 (1985), 211-238.
- (10) Makris, N. and Constantinou, M. C., Analysis of Motion Resisted by Friction. I. Constant Coulomb and Linear/Coulomb Friction, *Mech. Struct. Machines*, **19**-4 (1991), 477-500.
- (11) Makris, N. and Constantinou, M. C., Analysis of Motion Resisted by Friction. II. Velocity-Dependent Friction, *Mech. Struct. Machines*, **19**-4 (1991), 501-526.
- (12) Tadjbakhsh, I. and Lin, B. C., DISPLACEMENT-PROPORTIONAL FRICTION (DPF) IN BASE ISOLATION, *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, **15** (1987), 799-813.
- (13) Griffin, S., Gussy, J., Lane, S. A., Henderson, B. K. and Sciulli, D., Virtual Skyhook Vibration Isolation System, *Trans. ASME, J. Vib. Acoust.*, **124** (2002), 63-67.