

粘弾性材料を用いた防振器のせん断変形振動の防振特性

川上 修巳*¹ ・ 穂高 春樹*²

Lateral Vibration Damping Properties of Damper Using Viscoelastic Material

by

Osami KAWAKAMI and Haruki HOTAKA

(Received on Sep. 30, 2002, accepted on Jan. 14, 2003)

Abstract

The vibration system treated in this study is of a single degree of freedom, and consists of four dampers and a mass. The viscoelastic material (VEM) for vibration control using the damper is urethane resin. The vibration transmissibility and loss factor of the urethane resin are measured by forced vibration of the damping system. Then the damping system is moved by lateral forced vibration. The vibration transmissibility curves that were obtained experimentally have some influence on the excitation displacement amplitude. The loss factors calculated by the maximum transmissibility are 0.48~0.52, and the effects of excitation displacement amplitude and static stress on the loss factor are evident.

Keywords: Damping Materials, Vibration Isolation Effect, Shear Deformation, Loss Factor, Forced Vibration

1. 緒言

自動車を代表とする多くの輸送機械では乗り心地、輸送物の保護などに振動および防振・制振技術は欠くことのできない技術課題である。特に防振・制振技術は自動車をはじめ一般機械、音響機器、情報機器、家電製品などにおいても重要であり、近年防振・制振材料として高分子系のゲル状粘弾性材料が多く開発されすぐれた効果を表している。この粘弾性材料 (Visco-Elasticity Materials 以下 VEM という) の特性は弾性率が大きく、振動減衰能は分子レベルでの内部粘性に起因する減衰力のため低振動数から高振動数領域までの広い振動数範囲で効果を現す¹⁾。これらの特性の他に振動減衰効果 (損失係数) に与える影響として、温度依存性、振幅依存性、振動数依存性が良く知られた性質である。これらの特性は引張り圧縮振動に対して顕著に現れるようであり、せん断変形振動においても同様に現れる性質でもありと予想される。

これまでの研究^{2), 3)}では引張り圧縮振動に対する防振特性の研究が多く見られるが、水平方向のせん断変形振動に対する防振特性に関する研究⁴⁾は防振ゴム以外では少ないようである。よって本研究では地震などの水平方向の振動を想定して、VEM にせん断変形の振動が作用した場合の防振特性を調べることを目的としている。その結果引張り圧縮振動と

は異なった特性がいくつか見出されたのでここに報告する。使用したダンパーの防振材料はウレタン系のゲル状 VEM である。

2. 強制振動と損失係数

Fig.1 に防振器の 1 自由度の等価モデルを示している。これは VEM と積載質量 (M) から構成されている。VEM はばね要素と減衰要素の 2 つを含んでいるので、このばね定数を複素せん断ばね定数 (k_{vem}^*) として次式のように複素数で表す。

$$k_{vem}^* = k_{vem}'(1 + j\eta_{vem}) \quad (1)$$

ここで

$$j = \sqrt{-1}$$

k_{vem}^* : 複素せん断ばね定数

k_{vem}' : 動的せん断ばね定数

η_{vem} : せん断変形の損失係数(ロスファクタ)

である。

この防振器の複素せん断ばね定数 k_{vem}^* とせん断変形の損失係数の η_{vem} は粘弾性体の特徴である温度、振幅、振動数などの依存性が有ることが知られているがこの解析ではこれらの影響は考えない。Fig.1 に示す防振器のモデルの基礎を V で加振したときの積載質量 M の物体の変位を U とおけば運動方程式は、

$$M \frac{d^2U}{dt^2} + k_{vem}^* U = k_{vem}^* V \quad (2)$$

*1 工学部動力機械工学科助教授

*2 工学研究科機械工学専攻博士課程前期

と表される．ここで U, V は調和振動しているものと仮定し，

$$\left. \begin{aligned} U &= U_0^* \exp(j\omega t) \\ V &= V_0 \exp(j\omega t) \end{aligned} \right\} (3)$$

と表す．ただし U_0^* は複素振幅である．式 (1), (3) を式 (2) に代入して振動伝達率 (T_m) を求めると次のようになる⁵⁾．

$$T_m = \left| \frac{U_0^*}{V_0} \right| = \sqrt{\frac{1 + \eta_{vem}^2}{\left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right\}^2 + \eta_{vem}^2}} \quad (4)$$

ここで

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k'_{vem}}{M}} \quad (5)$$

であり，これは防振系のせん断変形の固有振動数を表している．

さらに共振時の最大せん断変形の振動伝達率を T_{max} で表すと VEM のせん断変形の損失係数は式 (4) から次のように書き表すことができる．

$$\eta_{vem} = \sqrt{\frac{1}{T_{max}^2} - 1} \quad (6)$$

3. 実験装置および方法

3.1 実験装置

Fig.2 に実験装置の概略図を示している．ダンパ 4 個は Fig.3 のように配置して，その上に積载荷重として鋼板を載せている．ダンパに用いた VEM は Fig.4 のようなウレタン樹脂だけで作られていて，大きさは 50mm 角と一定であり，高さは 20, 30, 40mm の 3 種類である．ウレタン樹脂はソフトタイプ(硬さアスカー C 高度 1(カタログ値))を用いており，このダンパには鉛直方向に圧縮荷重が作用し，振動方向は水平方向である．加振機は動電型である．加振振幅および積載物の応答振幅の測定には加速度センサーとチャージアンプを用い，変位振幅の測定値は FFT アナライザーのデジタル値から読み取っている．

3.2 実験方法

防振システムを正弦波で加振する．このときの加振振動数は 5Hz 位から共振振動数の約 2 倍までとしている．加振方法は加振振幅一定とし，0.3, 0.5, 0.7 mm で行っている．積载荷重は小型の空気圧縮機や空調機などを想定し，本防振システムには約 30N (積載質量 3 kg) ~ 170N (積載質量 1.7 kg) 程度の荷重を加えている．

振動伝達率は加振台の変位振幅と積載物体の変位

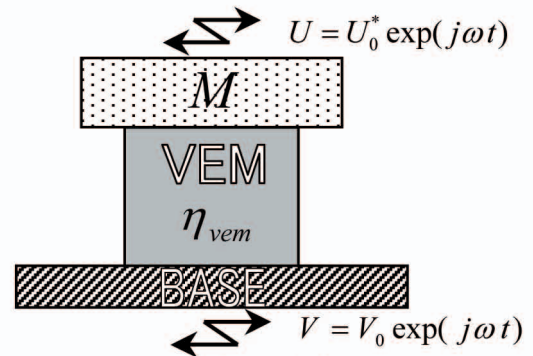


Fig. 1 Equivalent model of single freedom system.

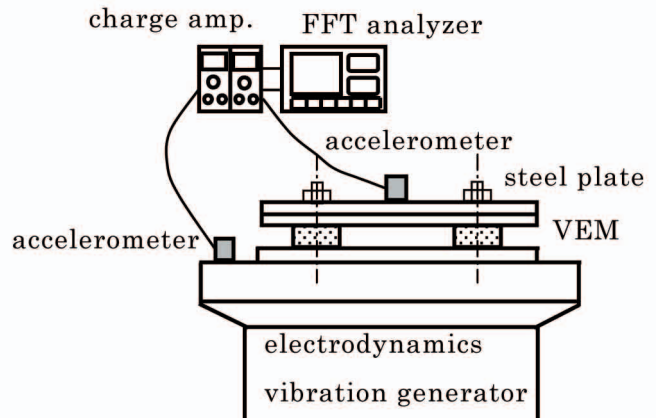


Fig. 2 Schematic diagram of experiment apparatus.

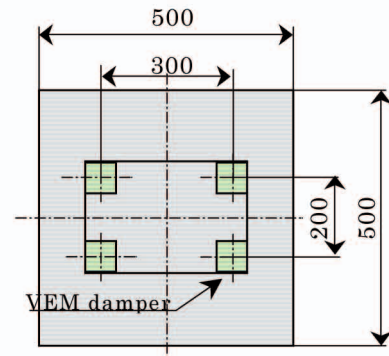


Fig. 3 Arrangement plan of dampers.

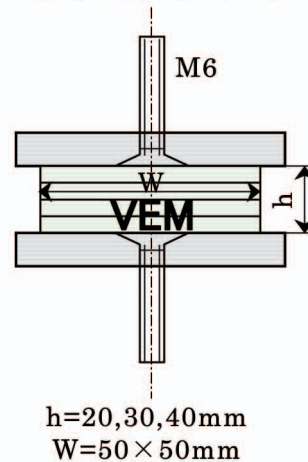


Fig. 4 Schematic diagram of damper.

振幅の比で表し、これを 1Hz 毎に計測している。室温 $24 \pm 2^\circ\text{C}$ 程度である。

4. 結果および考察

4. 1 VEM の静力学的特性

Fig.5 は VEM に 4 段階の圧縮応力と圧縮応力のない条件において、せん断力を与えたときのせん断応力-せん断ひずみの関係を示している。ここに示した線図には実験上のばらつきがわずかに見られるがせん断応力とひずみの関係は比例しているといえる。これらには圧縮応力-圧縮ひずみ線図³⁾に見られるような非線形性は現れていない。応力とひずみの小さい範囲では測定が困難であり、原点から線図は描いていない。実験結果を 1 次の線形近似式により実験式を求め、その傾きよりせん断のばね定数(せん断弾性係数)を求めると Table 1 のようになる。せん断弾性係数は圧縮応力に対して曲線的に上昇し、せん断弾性係数に与える圧縮応力の影響は大きいことがわかる。これは圧縮力のより VEM が硬くなりこのような結果になるものと考えられる。h=30mm, 40mm のせん断応力-せん断ひずみ線図は線形の結果は得られている。しかしせん断弾性係数はばらつきが大きいがほぼ同様な傾向が得られている。

4. 2 振動伝達率曲線

Fig.6 は振動伝達率曲線(共振曲線)の一例を示している。右側の曲線は上下方向(引張り圧縮)に振動させ、加振振幅を変えたときの実験結果⁵⁾である。加振振動数の低い範囲では加振振幅の影響はほとんど見られないが、共振点(最大振動伝達率)以降では加振振幅の影響が現れてくる。共振点では加振振幅が大きいほうが共振振動数(固有振動数)、最大振動伝達率、共に小さくなっている。

左側の曲線は水平方向(せん断変形)に振動させたときの実験結果である。上下方向に振動させたときと異なり固有振動数および共振点以降における曲線に加振振幅の影響が現れていない。これは圧縮応力が大きくなると VEM が硬くなるためせん断のばね定数が大きくなり上下振動のような傾向が表れなくなると考えられる。さらにせん断応力-せん断ひずみの関係が線形性を示していることがこのような特性となって表れると考えられる。Fig. 7 には式(4)で得られる振動伝達率曲線と実験結果の一例を示している。横軸は加振角振動数(ω)と共振時の固有角振動数(ω_n)の比で表している。式(4)に用いた損失係数は、実験より得られた最大振動伝達率を式(5)に代入して計算した値である。よって最大振動伝達率においては式(4)の結果と実験値は一致している。このようにして求めた振動伝達率の計算結果と実験結果は振動数の大きい領域では計算値のほうがやや大きな値になっているが全体的には良い一致が見られる。なお他の場合も同様な傾向が得

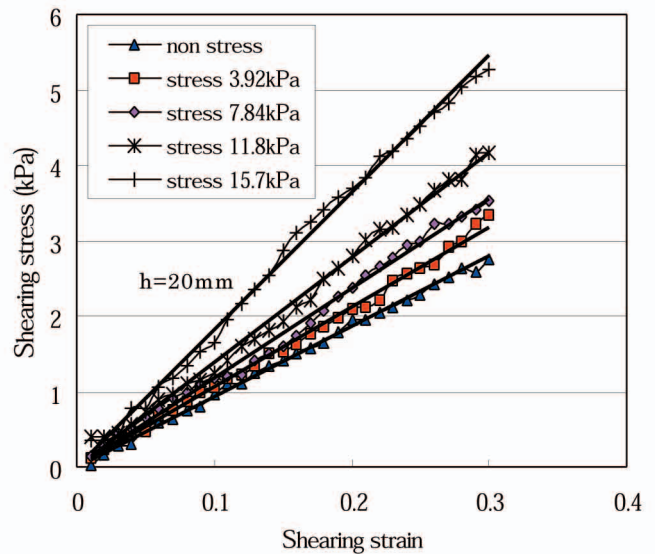


Fig.5 Nominal stress-strain diagram of damper.

Table1 Compressive stress-shearing modulus

h=20mm

compressive stress(kPa)	shearing modulus(kPa)
0	9.3
3.92	10.6
7.84	11.8
11.8	13.8
15.7	18.2

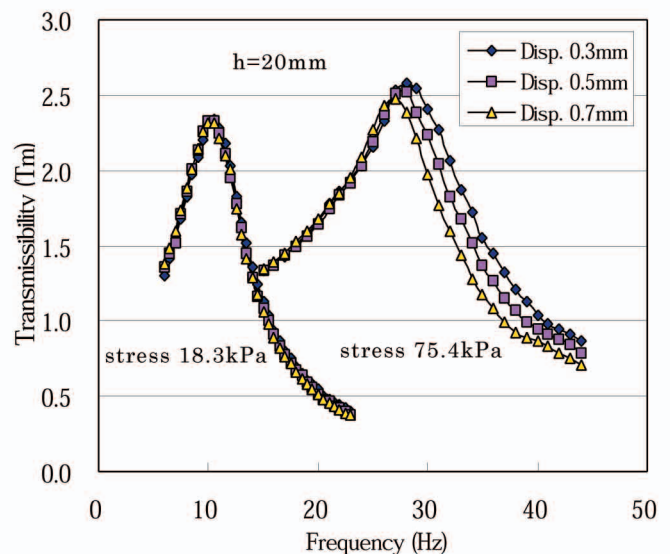


Fig.6 Transmissibility curve of damper with VEM.

られている。

4.3 固有振動数特性

Fig. 8 は水平方向に振動させたときの固有振動数と圧縮応力の関係について示している。圧縮応力の増加に対して固有振動数は減少し、応力が大きくなれば固有振動数の変化が小さくなっている。この曲線は式(5)より固有振動数は VEM の動的せん断ばね定数と積載荷重の関数となっており、動的せん断ばね定数を一定と考えれば固有振動数は $\sqrt{1/M}$ の関係となり、図に表れている固有振動数はこの関係に従って減少している。さらに Fig. 8 のグラフの実験式を示すと次のような結果が得られ、

$$\begin{aligned} h = 20\text{mm} & \quad f = 30.3 \sigma^{-0.497} \\ h = 30\text{mm} & \quad f = 21.2 \sigma^{-0.468} \\ h = 40\text{mm} & \quad f = 18.5 \sigma^{-0.492} \end{aligned}$$

固有振動数(f)は圧縮応力(σ)の $-0.47 \sim -0.50$ 乗に比例していることがわかる。振振幅を変化させた実験を行っているがその影響はほとんどないことがわかる。

4.4 最大振動伝達率特性

Fig. 9 は最大振動伝達率と圧縮応力の関係を示し、特性がわかりやすいように実験結果を近似曲線を用いてグラフにしている。すべての VEM の高さについて最大振動伝達率は圧縮応力が増加すると減少する傾向にあり、 $h=20\text{mm}$ では約 16 kPa 、 $h=30\text{mm}$ では約 12 kPa 、 $h=40\text{mm}$ では約 9 kPa 以上の応力では減少傾向が少なくなりほぼ一定の値を示している。このように最大振動伝達率は VEM に作用する圧縮応力に影響されていることがわかる。さらに加振振幅の影響は、 $h=20\text{mm}$ については圧縮応力約 15 kPa 以上でないと確認できないが、他の高さの VEM では加振振幅が大きくなると最大振動伝達率も大きくなる傾向がはっきりと現れている。

4.5 損失係数特性

Fig. 10 には VEM の応力と損失係数の関係について示している。この損失係数は実験値の最大振動伝達率を用いて式(6)より計算している。3種類の VEM の高さに共通して見られる傾向として、応力が増加すると損失係数も増加する傾向が見られ、さらに高さ $h=20\text{mm}$ については 16 kPa 以降ではほぼ一定の損失係数の値を示すようになる。他の高さも $h=30\text{mm}$ については 12 kPa 以上、 $h=40\text{mm}$ では 9 kPa 以降で同様の傾向が見られる。他の傾向として VEM の高さが高いほうが応力の増加に従い、損失係数の値の増加率が高いことがわかる。このように損失係数には VEM に作用する初期圧縮応力に大きく依存している。さらに応力とひずみはほぼ比例しているので損失係数は初期ひずみに依存しているといえ換えてもよい。

加振振幅の影響は圧縮応力が小さい範囲では少な

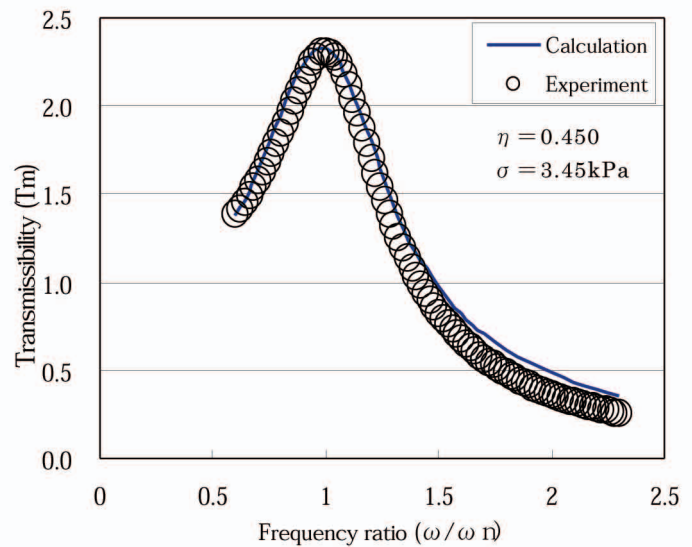


Fig.7 Comparison of the experimental results

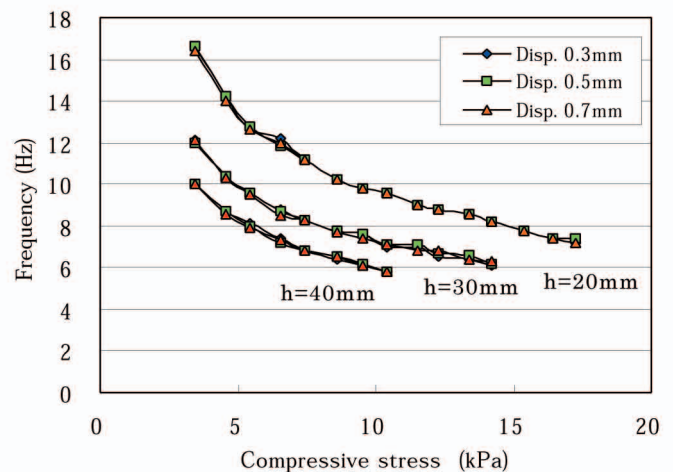


Fig.8 Relationship between compressive stress and frequency.

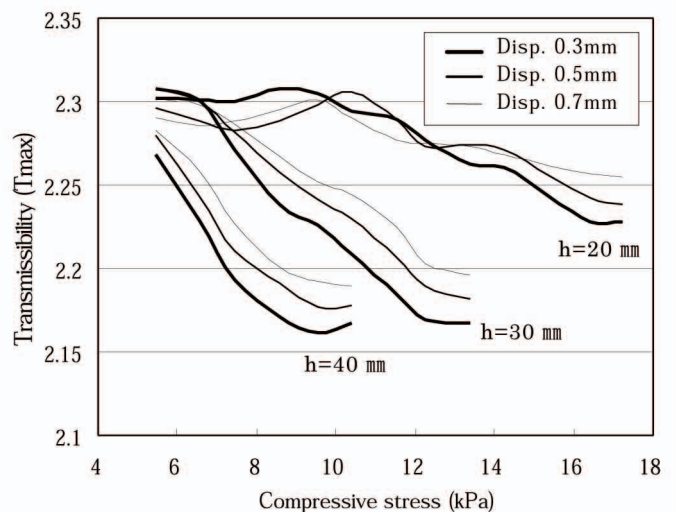


Fig.9 Relationship between compressive stress and transmissibility.

いが、圧縮応力が増加するとその影響が現れ加振振幅の小さいほうが損失係数の値が大きくなる傾向が現れている。

5. まとめ

VEMのせん断応力とせん断ひずみの静力学的特性および圧縮応力の作用している状態でのせん断変形の振動において、振動伝達率曲線、最大振動伝達率特性、損失係数特性を実験的に調べた結果以下の結論が得られた。

- (1) 静力学的特性では、VEMのせん断応力-ひずみ線図は線形性となり非線形性は見られない。
- (2) 振動伝達率曲線には、加振振幅の影響が現れない。固有振動数にも加振振幅の影響は現れない。
- (3) 最大振動伝達率、損失係数には圧縮応力(圧縮ひずみ)の依存性が大きく現れ、圧縮応力が増加すると最大振動伝達率は減少し、損失係数は増加する。大きな圧縮応力範囲ではこれらの値はほぼ一定となる。
- (4) 加振振幅の影響が最大振動伝達率、損失係数にはっきりと表れている。

参考文献

- 1) 長松, 騒音制御, Vol.23, No.6 (1996), 370.
- 2) 佐藤他, 機械力学・計測制御講演論文集 Vol. A, No.98-8 I, 日本機械学会(1998), 56.
- 3) 川上, 東海大学紀要工学部, Vol.40, No.2 (2000), 89.
- 4) 佐藤, 日本機械学会論文集 (C編), 66-645, (2000), 1544.
- 5) 川上, 尾崎, 東海大学紀要工学部, Vol.38, No.2 (1998), 153.

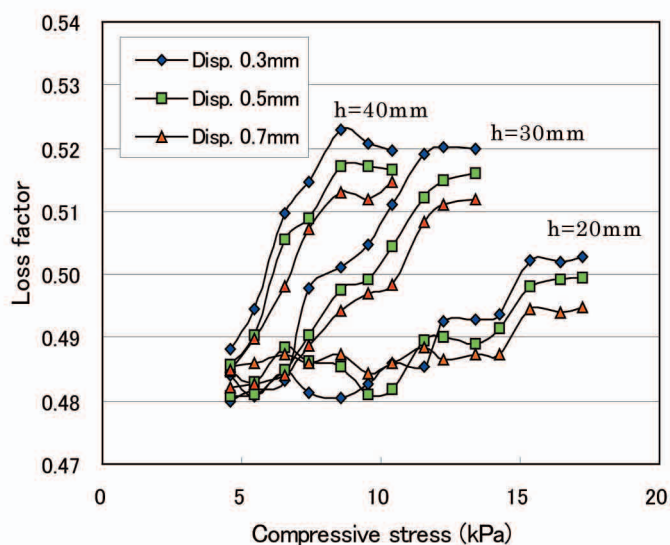


Fig.10 Relationship between compressive stress and loss factor.