質量を分布した連続粘弾性材の制振効果*

安達 瑛二^{*1}, 前田 耕造^{*2}, 宮地 和宏^{*3}

Damping Effect of a Continuous Mass-Distributed Viscoelastic Layer

Eiji ADACHI, Kouzou MAEDA and Kazuhiro MIYAJI

For many years a high-powered damping material has been requested for use in various industrial products. Viscoelastic, composite or sandwich materials have been developed and used only to be revealed as insufficient below 200 Hz. This paper introduces a lightweight, low-priced, and high-powered viscoelastic damping layer, in which varisized masses are distributed to compose dynamic dampers. The dynamic spring constant of the damper depends on d/h : d is the diameter of the mass and h is the height of the layer underneath the mass. The experiment manifests remarkable effects of the damping layer: only four or six masses are enough for the layer of $0.5\text{ m} \times 0.5\text{ m}$ size, the masses have exclusive effects for their respective natural frequencies, and the masses distributed regularly can be sufficient. The analysis of the FEM model with damping masses proves approximately the same effect as the experiment.

Key Words: Vibration, Vibration Control, Damping, Damper, Natural Frequency, Finite-Element Method, Control Device

1. 緒 言

薄い鋼板, 樹脂ボード, などを用いた構造では, 全構造あるいは部分構造が比較的低い周波数域で共振し, 広い周波数域にわたって振動あるいは騒音の原因となる。商品の性能・品質が向上し顧客の品質要求が一層厳しくなると, わずかな振動・騒音も対策の対象としなければならない。一般に薄い鋼板, 樹脂ボード, などの制振は板状制振材の貼付などによるが, 最新技術による複合制振材の制振効果もそれほど大きくはない⁽¹⁾。特に低周波数域(200 Hz 以下)の振動・騒音にはほとんど無力である。従来の制振材の研究は主として粘弾性材, 質量材, 吸音材, 拘束材, などによる積層材⁽²⁾⁽³⁾や粘弾性材の減衰性能向上にあった。

本研究では, 粘弾性材の減衰性能によらず, 粘弾性材中に分布した動吸振器機構により, また, さまざまな質量を分布することにより, 多数の共振周波数を対象に大きな制振効果を持つ軽量の板状制振材を開発する。本研究の板状制振材は, 低減衰の粘弾性材に廉価な質量材を成形時に混入分布し, 連続した制振材

シートとして量産するものである。以下, 制振材の構造, 分布質量(ダンパ質量と呼ぶ)と粘弾性材の動ばね定数, 制振効果, および, FEM モデルによる制振効果の解析, について述べる。

2. 制振材の構造

はん用制振材としての用途を考え, 比較的小さな厚み(20~50 mm)の, 板状の粘弾性材の内部に小さなダンパ質量を多数分布した構造とする(図1)。可能な限り, 粘弾性材は低減衰, 軽量かつ廉価(例えば粘弾性発泡材), また, ダンパ質量は高比重, 小型かつ廉価(例えば鉛片, 鉄片), とする。その制振機構は基本的には, ダンパ質量を質量, 粘弾性材をばねとする, 動吸振器である。他の動吸振器との違いは多種(大小)かつ多数のダンパ質量を均一に分布し, その結果, 制振材を貼付する板状弾性体の多くの共振周波数のそれぞれに制振効果を持つ動吸振器が必ず存在するようにしていることである。均一に分布した数個のダンパ質量-粘弾性材ばね系で十分な制振効果を得られることは後述する。

本研究では, $500\text{ mm} \times 500\text{ mm}$ の軟質発泡ウレタン(密度 $2.86 \times 10^{-2}\text{ kg/m}^3$, $t\ 30\text{ mm}$)内部に鉛球($\phi\ 10\text{ mm}$ 以下, 最大質量 $5.96 \times 10^{-3}\text{ kg}$)を分布したもの

* 原稿受付 平成3年7月29日。

^{*1} 正員, 豊田工業大学 (〒468 名古屋市天白区久方 2-12-1)。^{*2} 石川県立工業高等学校 (〒920 金沢市本多町 2-3-6)。^{*3} (株)豊田自動織機製作所 (〒448 刈谷市豊田町 2-1)。

とし、同一面積の周辺固定鋼板(SS 40, t 1.0 mm, 固定部分を含め 740 mm×740 mm)に貼付する。鋼板に対する制振材の重量比は 2.5%以下である。

3. 動吸振器のダンパ質量と動ばね定数

個々のダンパ質量-粘弾性材ばね系のダンパ質量は粘弾性材中に分布した球状片(最大外形寸法を d とする。 d をダンパ質量寸法と呼ぶ)の質量とする。

ダンパ質量を囲む粘弾性材の形状を変えた実験によ

図1 制振材の構造

図2 動ばね定数 k_{de} に影響する粘弾性材の範囲

図3 粘弾性材部位のばね定数 k_{de} への影響

れば、個々のダンパ質量-粘弾性材ばね系の動ばね定数 k_{de} に影響するのはダンパ質量を中心とする幅 $x_e \leq 8.4d$ の範囲の粘弾性材で(図2)、ダンパ質量下部の粘弾性材が動ばね定数の 81%, 側部の粘弾性材が 11%, 上部の粘弾性材が 8%, をしめ(図3), それはダンパ質量寸法 d によらずほぼ一定である。

実験値を最小二乗法で曲線近似すると、動ばね定数 k_{de} は d/h (h はダンパ質量下部の粘弾性材高さ)を変数とする曲線[式(1)]によく合致し、それもダンパ質量寸法 d によらない(図4)。すなわち、動ばね定数は近似的に d/h の関数で表される。一般に粘弾性材の縦弾性係数は、計算ではなく、成形後の静ばね定数の実測から得られる。そこで、粘弾性材の実測静ばね定数 k_{ce} から求めた等価縦弾性係数 E_{ee} を用いて、動ばね定数 k_{de} の計算式を式(1)のように表す。

$$k_{de} = \frac{(d/h)}{(d/h) + a} \cdot \alpha \cdot \beta \cdot E_{ee} \quad (1)$$

ただし、

$$E_{ee} = k_{ce} / (A/H)$$

A : 受圧面積 mm^2 , H : 自由高さ mm

α : 動倍率, β : 定数, a : 定数,

d : ダンパ質量寸法 mm ,

h : ダンパ質量下部の粘弾性材高さ mm

本研究の例では、 $E_{ee} = 9.56 \times 10^{-4} \text{Pa}$, $\alpha \cdot \beta = 6.44 \times 10$, $a = 0.330$ である。

4. ダンパ質量を分布した粘弾性材の制振効果

周辺固定鋼板の二次, 三次, および六次の固有振動

図4 動ばね定数 k_{de} と d/h の関係

を対象とする。実験装置を図5に示す。いずれの振動モードでも節部とならない位置(中心から60 mm, 150 mmの位置)を加振点とし、0.1Gの一定加速度加振をする。測定点は、中心線を含む80 mm間隔の線の交点に配置した、25点で、その振動レベルを加速度レベル(測定点の加速度の加振加速度に対する比, dB)で表す。なお、4・1節～4・3節の実験値はいずれも同一測定点(測定点24, 中心線をはさんで加振点とほぼ対称の位置, 振動モードのほぼ腹部にあたる)のものである。

4・1 ダンパ質量個数と制振効果 一例として、三次固有振動を対象とする。ダンパ質量を振動モードの腹部に分布した場合、ダンパ質量個数の増加とともに加速度レベルが低下し、4個で約10 dB低下し振動ピークがほぼ消える(図6)。ダンパ質量を振動モードの節部に分布した場合にはその効果はほとんどなく、腹部に分布した場合とでは約8 dBの差がある(図7)。また、他の固有振動への影響は、周波数、レベルとも、三次固有周波数より遠い順に、一次にはまったくなく、二次、四次～六次には多少ある、となる(図6)。

4・2 複数の固有振動を対象とする場合のそれぞれの制振効果 二次および三次の固有振動を対象とする。4・1節のダンパ質量個数と制振効果との関係から、

図5 実験装置

図6 ダンパ質量個数と制振効果

ダンパ質量個数は4個とし、それぞれの振動モードの腹部に分布する。周波数が接近している二次および三次の固有振動数を対象とする場合には、互いに他のダ

図7 ダンパ質量位置と制振効果

図8 複数の固有振動を対象とする場合の制振効果

図9 振動モードの腹部に分布した場合の制振効果

図10 振動モードと無関係に分布した場合の制振効果(均一分布)

図 11 四角形要素

図 12 ダンパ質量付き平板

ンパ質量の影響を受けるが、単独の場合の約 80% 程度の制振効果を期待できる(図 8)。

4.3 ダンパ質量を振動モードと無関係に分布した場合の制振効果 はん用制振材として量産する場合には、ダンパ質量が振動モードの腹部に分布するとは限らない。そこで、ダンパ質量を振動モードと無関係に分布した場合(均一分布)の効果を振動モードの腹部に分布した場合の効果と比較する。三次および六次の固有振動を対象とする。三次と六次とでは、他のダンパ質量の影響は互いに小さい。三次用 4 個および六次用 6 個のダンパ質量をそれぞれの腹部に分布した場合(図 9)と振動モードと無関係に分布した場合(図 10)とを示す。その結果、500 mm×500 mm の面積に 4 個あるいは 6 個程度のダンパ質量を分布すれば、両者の効果にほとんど差がないことがわかる。

5. FEM モデルによる制振効果の解析

5.1 FEM モデルと運動方程式 周辺固定の平板を四角形要素(自由度は曲げ方向変位 w , 曲げ回転変位 θ_x および θ_y)に分割し(図 11), 変位関数を 12 個の多項式で近似する[式(2)]。

$$w = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8x^2y + a_9xy^2 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}xy^3 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ダンパ質量(自由度はばねの伸縮方向の変位 v のみ)をばねとダッシュポットとで四角形要素の各接点に結合した、ダンパ質量系を含む平板全系(図 12)の運動方程式は式(3)となる。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 $\{u\} = \{w, \theta_x, \theta_y, v\}$

本研究では、平板の要素数を 256 個とし、粘弾性材の動ばね定数を式(1)から、減衰係数をダンパ共振時のダンパ質量変位と鋼板変位の比から、得た。プログラムは Fortran 77, 計算機は M 380(富士通製)によった。

5.2 固有振動数と制振効果 三次用 4 個を分布した場合(4.1 節の実験に同じ)と六次用 6 個を分布した場合との固有振動数を、それぞれ計算値と実験値と

表 1 固有振動数

三次用 4 個を分布した場合 B_z

	1st	2nd	3rd				4th	5th	6th	
Calculation	35	70	93	100	102	104	114	128	131	159
Experiment	42	88	102				142			168

六次用 6 個を分布した場合 B_z

	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th						
Calculation	35	71	103	120	128	147	152	156	156	157	157	160
Experiment	42	88	107	142		155						

表 2 制振効果

	3rd	6th
Calculation	18 dB	26 dB
Experiment	13 dB	18 dB

を比較して示す(表 1)。いずれも、計算値は実験値より 4~20% 低く、精度は高くないが、特徴を示している。また、制振効果をダンパ質量の有無による加速度レベルの差(dB)で表すものとする。加振力 0.2 N (0.1G の一定加速度加振となる加振力)を与え、三次用 4 個を分布した場合(4.1 節の実験に同じ)と六次用 6 個を振動モードの腹部に分布した場合との制振効果(いずれも測定点 24)を、計算値と実験値とを比較して示す(表 2)。いずれも、計算値は 5~6 dB (約 40%) 実験値より大きい、特徴を示している。いずれの場合にも、次数は鋼板のみの場合によった。

6. 結 言

本研究により、以下の結論を得た。

(1) 軽量かつ低減衰の連続粘弾性材に廉価なダンパ質量を分布して構成する、動吸振器の理論を利用して開発した、制振材が大きな制振効果を与えることを実験的に示した。

(2) 本制振材を FEM モデルに置き換えて解析し、固有振動数および制振効果(ダンパ質量の有無による加速度レベルの差)のいずれにおいても計算値が実験値に近いことを示した。

粘弾性材成形時にダンパ質量を分布する製法の開発により、本制振材が広く活用されることを期待する。

文 献

- (1) 前川・ほか 2 名, 自動車技術, 44-6, (1990), 49.
- (2) 出羽・ほか 2 名, 機論, 55-515, C(1989), 1575.
- (3) Endoh, H., ほか 2 名, SAE Trans., 98-5(1989), 670.