多数のモードを考慮した非拘束形粘弾性制振層の最適設計*

中 川 紀 壽^{*1}, 劉 永 勲^{*2}Optimum Design of an Unconstrained Viscoelastic Damping Layer
under Consideration of Some Modes

Noritoshi NAKAGAWA and Young-Hun YU

The optimum configuration of the composite plate covered with an unconstrained viscoelastic damping layer is discussed from the viewpoint of the modal loss factor. When the configuration of a damping layer is optimized to an arbitrary mode, its modal loss factor becomes maximum. In general, however, loss factors of the other modes are much lower than those obtained by optimization to each mode. Therefore, in this study, the optimum configuration of a damping layer is investigated under consideration of modal loss factor to some modes. The optimum distribution of the damping layer is obtained by sequentially changing the position of a section of the layer to another position to optimize the composite modal loss factor. Results are compared with the modal loss factors of (1, 1), (1, 2) and (1, 3) modes, which are optimized to their individual modes. These results indicate that although the maximum loss factor is decreased by 2~8% compared to those optimized only to each mode, those of the other modes could be increased by 5~23%. The results are validated by suitable experimental results.

Key Words: Composite Plate, Unconstrained Viscoelastic Damping Layer, Optimum Design, Modal Loss Factor, Optimum Configuration

1. 緒 言

近年、機械の性能向上や高速化とともに軽量化が進められ、これらは必然的に機械の振動を誘起して、その振動・衝撃音が騒音公害または材料の疲労破壊の問題を起こすため社会的な問題となることが多い。特に、機械要素の中でも基本的な平板構造物は、剛性が低くかつ面積が広いため振動が起りやすく、騒音を発生しやすい。したがって、これらの振動を制御し、騒音または材料の疲労破壊を低減することは、工学上の重要な課題の一つである。

平板の振動・騒音を低減する一つの方法として、平板に粘弾性制振材などの制振層を被覆する非拘束形の粘弾性積層の解析方法が1952年 Oberst ら⁽¹⁾により報告されて以来、非拘束形の2層板だけでなく拘束形の多積層板まで数多く研究が行われてきた^{(2)~(6)}。しかしながら、これらの研究は、はり形状を対象とすることが多く、平板を対象としても制振層を平板の全面にわたり同一厚さで処理する方法が一般的である。しかし、機械の軽量化とともに経済性が重要な課題となった現

在、粘弾性制振層の効果的使用になる最適設計が求められている。2層制振板について、制振層の部分塗布とその塗布位置による制振効果が、Parthasarathy ら⁽⁷⁾や Yildiz ら⁽⁸⁾により明らかになった。また著者らは、非拘束粘弾性制振層の最適設計をあるモード成分に対してエネルギー解析を行い、その最適塗布形状を要素移動法により明らかにした⁽⁹⁾。しかし、機械の運転範囲が広い場合、特に平板構造物では多数のモード成分が近接する場合が多いため、一つのモードに対してだけでなく、複数のモードにも対応できる制振層の最適設計が極めて重要である。

そこで本研究では、粘弾性制振層が剛性板の片面に被覆された2層制振板に関して応力ひずみ解析を行い、モーダル損失係数の観点から検討した。また一定厚さで全面被覆されている2層制振板の制振層を400個の面積要素で分割した場合に、各要素が複数のモーダル損失係数に及ぼす影響をその増減率で評価し、最小影響部位の要素を最大影響部位に移動することにより、同一量の制振材で複数のモードに対して効果的な損失係数を得る、制振層の最適塗布形状(以後、最適形状とする)を求める方法を提案する。複数モードに対する最適形状を用いることにより、単一モードの場合に比べ損失係数を20%以上増加することができた。さら

* 原稿受付 平成6年9月26日。

*¹ 正員、広島大学工学部 (〒724 広島市鏡山1-4-1)。*² 正員、広島大学大学院。

に実験を行い、その結果を解析結果と比較検討し、本最適化法の妥当性を確認した。

2. 解 析

粘弾性層を持つ2層制振板の解析にあたり、次の仮定を設ける。

(1) 板厚方向の伸びひずみエネルギーは、曲げひずみエネルギーに比べて無視できるほど小さい。(2) 中立面は制振層の変化にかかわらず同一面とする。(3) 各層の接合面に、滑りは生じない。(4) 2層板の各層はそれぞれ等質、等方性を持つ。

図1に示されるように一辺の長さが a, b の矩形板の全面にわたり均一に被覆された粘弾性制振層を持つ2層制振板において第1層を基板、第2層を粘弾性層とする。2層制振板の中立面内に x, y 軸をとる。

2層制振板の解析に当たり、粘弾性層の応力およびひずみを弾性問題として解き、さらに弾性係数の代わりに粘弾性層の複素弾性係数を代入する対応原理を適用する方法を用いた⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。

いま、第2層の制振層を弾性体と仮定した場合、弾性板の全ひずみエネルギーと全運動エネルギーに対する Rayleigh 商から次式の関係が得られる⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。

$$\omega^2 = U/T \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 U は弾性板の最大ひずみエネルギーを、 $\omega^2 T$ は最大運動エネルギーを、 ω は角振動数を表す。

弾性問題の場合、角振動数 ω は実数であるが、粘弾性層で被覆された2層板の場合は複素表示で次式のように表される。

$$\omega^2 = \omega_r + i\omega_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 ω_r, ω_i はそれぞれ複素角振動数の実数部と虚数部を表す。式(2)から制振板の損失係数 η は、次式で与えられる。

$$\eta = \omega_i/\omega_r \quad \dots\dots\dots (3)$$

2.1 2層弾性板のひずみエネルギーと運動エネルギー
2層板の全ひずみエネルギー U は、弾性基板と制振層のひずみエネルギー U_p, U_d の和で、次式のように求められる。

$$U = U_p + U_d \quad \dots\dots\dots (4)$$

図1 2層制振板の座標系とその要素分割

2層板の基板のひずみエネルギーは、図2に示す要素の基板のみのひずみエネルギーを全要素数 N に対して整理すれば、次式のようになる⁽⁹⁾⁽¹³⁾。

$$U_p = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \iint_{a_j} D_p \{ (\Delta w)^2 - 2(1-\nu_p) G(w) \} dx dy, \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} G(w) &= w_{xx}w_{yy} - w_{xy}^2, \\ \Delta w &= w_{xx} + w_{yy}, \\ D_p &= 4D_o(1-3h_j+3h_j^2) \quad \dots\dots\dots (6) \\ D_o &= E_p t_p^3 / 12(1-\nu_p^2), \\ h_j &= t_j/t_p \end{aligned} \right\}$$

ここで、 a_j は要素の面積を、 t_p, ν_p はそれぞれ基板の厚さとポアソン比を、 t_j は2層板の境界面と中立面の間の距離を表す。また、 w は要素のたわみを、添字 x, y はおのおの x, y 方向の偏微分を示す。

なお、制振層のみのひずみエネルギー U_d は、次式になる。

$$U_d = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \iint_{a_j} D_d \{ (\Delta w)^2 - 2(1-\nu_d) G(w) \} dx dy \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、

$$D_d = \frac{4D_o E^* (t_{d_j}^3 + 3t_{d_j}^2 h_j + 3t_{d_j} h_j^2) (1-\nu_p^2)}{(1-\nu_d^2)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 ν_d は制振層のポアソン比を、 E^* は基板に対する制振層の剛性比(E^*/E_p)を表す。

ところで、弾性板および制振層の全運動エネルギー T は、

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \iint_{a_j} (\rho_p t_p + \rho_d t_d) w^2 dx dy \quad \dots\dots\dots (9)$$

になる。ここで、 ρ_p, ρ_d は、それぞれ弾性板および制振材の質量密度を表す。

なお、式(5)、(7)、(9)を式(1)に代入し整理すれば、弾性系で表した2層板の角周波数成分は次式のように得られる。

$$\omega^2 = \frac{\omega_0^2 \sum_{j=1}^N [A_j I_j^x + B_j I_j^{xx} + E^* (C_j I_j^x + D_j I_j^{xx})]}{\sum_{j=1}^N [(1+\rho_r t_{rj}) I_j]} \quad \dots\dots\dots (10)$$

図2 要素と中立面

ここで t_{rj} は、各要素の基板に対する制振層の厚さ比を表す。また、

$$\left. \begin{aligned} \omega_o^2 &= D_o / \rho_p t_p, \\ \rho_r &= \rho_a / \rho_p, \\ t_r &= t_a / t_p \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

$$\left. \begin{aligned} A_j &= 4(1 - 3h_j + 3h_j^2), \\ B_j &= -2(1 - \nu_p)A_j, \\ C_j &= \frac{4(t_a^3 + 3t_a^2 h_j + 3t_a h_j^2)(1 - \nu_p^2)}{1 - \nu_a^2}, \\ D_j &= -2(1 - \nu_a)C_j, \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\left. \begin{aligned} I_j &= \iint_{a_j} w^2 dx dy, \\ I_j^F &= \iint_{a_j} (\Delta w)^2 dx dy, \\ I_j^{xx} &= \iint_{a_j} G(w) dx dy. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 ω_o は基板のみの共振周波数を、 $A_j \sim D_j$ はそれぞれ剛性板と制振層の要素形状関数を、 I_j, I_j^F, I_j^{xx} は各モードに関するたわみ積分関数を表す。

周辺固定板の各モードに対するたわみ $w_{m,n}$ は、両端固定はりの理論から、次式のように求められる⁽¹⁴⁾。

$$w_{m,n}(x, y) = \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q A_{mn} X(x) Y(y) \dots\dots\dots (14)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} X(x) &= \cosh(\epsilon_m x/a) - \cos(\epsilon_m x/a) \\ &\quad - \alpha_m \{ \sinh(\epsilon_m x/a) - \sin(\epsilon_m x/a) \} \\ Y(y) &= \cosh(\epsilon_n y/b) - \cos(\epsilon_n y/b) \\ &\quad - \alpha_n \{ \sinh(\epsilon_n y/b) - \sin(\epsilon_n y/b) \} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

ここで、 A_{mn} は振幅係数、 m と n はモード係数、 a と b は板の寸法を表す。また、 α_m, α_n と ϵ_m, ϵ_n は両端固定はりのモード関数に関するパラメータ⁽¹⁴⁾ である。

2.2 モーダル損失係数 ひずみエネルギーの計算では、弾性体として評価された制振層の粘弾性係数 E_a^* を複素表示 $E_a(1 + i\eta_a)$ で置換すると、弾性板と制振層の弾性係数比 E_r^* は次式のように複素数になる。

$$E_r^* = E_r(1 + i\eta_a) \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 η_a は制振層の損失係数である。また弾性板の損失係数は、小さいため無視する。

なお、式(10)に式(16)の複素弾性係数比を代入し、式(13)のたわみ積分関数を各モード成分で整理すれば、複素モーダル角振動数 $\omega_{m,n}^2$ は次式になる。

$$\omega_{m,n}^2 = \frac{\omega_o^2 \sum_{j=1}^N [Q_j(m, n) + E_r(1 + i\eta_a)R_j(m, n)]}{\sum_{j=1}^N [(1 + \rho_r t_{rj})I_j(m, n)]} \dots\dots\dots (17)$$

ただし、

$$Q_j(m, n) = A_j I_j^F(m, n) + B_j I_j^{xx}(m, n) \dots\dots (18)$$

$$R_j(m, n) = C_j I_j^F(m, n) + D_j I_j^{xx}(m, n) \dots\dots (19)$$

ところで、2層板の各モーダル損失係数 $\eta(m, n)$ は、式(3)に示された複素表示の角振動数の実数部と虚数部の比により次式のように得られる。

$$\eta(m, n) = \frac{\sum_{j=1}^N [\eta_a E_r R_j(m, n)]}{\sum_{j=1}^N [Q_j(m, n) + E_r R_j(m, n)]} \dots\dots\dots (20)$$

なお、損失係数はモードのたわみ積分と形状に対する関数であり、合成モードに対する合成損失係数 η_n は、

$$\eta_n = \frac{\eta_a \sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q E_r R_j(m, n)}{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q [Q_j(m, n) + E_r R_j(m, n)]} \dots\dots (21)$$

になる。ここで、 p と q は合成モードの次数を表す。

3. 損失係数の最適化

ところで、合成モードに対する合成損失係数は、式(21)から

$$\eta_n = \frac{\eta_a E_r \left[\frac{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q R_j(m, n)}{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q Q_j(m, n)} \right]}{1 + E_r \left[\frac{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q R_j(m, n)}{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q Q_j(m, n)} \right]} \dots\dots\dots (22)$$

となるため、モード合成に対する最大損失係数 $\eta_n^{\max}$ を得るためには、次式の関係を満足すればよい。

$$\left[\frac{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q R_j(m, n)}{\sum_{j=1}^N \sum_{m=1}^p \sum_{n=1}^q Q_j(m, n)} \right] \Rightarrow \text{最大} \dots\dots\dots (23)$$

ここで、 $R_j(m, n), Q_j(m, n)$ はそれぞれ制振層と弾性基板の形状とモードに対するたわみ積分の関数である。 $R_j(m, n)$ は式(19)と式(12)の関係から各制振要素の厚さ t_a の三乗に比例する項を含むため、制振層の厚さの変化により大きく影響を受ける。しかし、 $Q_j(m, n)$ は式(18)と式(12)の関係から h_j の二乗に比例する項を含むため、 $R_j(m, n)$ に比べて無視できるほど小さい値になる。なぜならば、一般的に弾性板と粘弾性制振層の弾性係数比 E_r は小さいため、制振層の変化による中立面(t_j)の変化も小さくなり、それに伴い $h_j (= t_j/t_p)$ の変化が小さくなるためである。したがって、2層板の損失係数は主として関数 $R_j(m, n)$ による制振層の各要素の厚さとたわみ積分関数の相関関係により決定される。すなわち $R_j(m, n)$ は、モード積分関数 $I_j(m, n), I_j^F(m, n), I_j^{xx}(m, n)$ と制振要素の厚さにより決定されるため、各制振要素の感度を評価し、板全体による $R_j(m, n)$ の値が最大になるよう要素の制振層を移動すれば、さらに損失係数が増加する。

したがって、要素の移動はそれに対する損失係数の

増減率の大ききで決定することができる。損失係数の増減率は要素移動直前の損失係数を η_0 、要素の消去または添加後の損失係数を η_j とすれば、損失係数の増減率 ($\delta\eta_j$) は次式のように得られる。

$$\delta\eta_j = (\eta_j - \eta_0) / \eta_0 \times 100(\%) \quad \cdots \cdots (24)$$

ところで、制振層の最適化を行うためにはあらかじめ (i) 制振層の被覆形状および材料特性、(ii) 制振層の最大厚さ ($t_d^{\max}$)、(iii) 要素の分割などを決めておく必要がある。

4. 数値計算例

制振層の分割は、全面で均一に被覆された制振層を 400 個の同一面積要素で分割し、さらに各要素を厚さ方向に 4 分割 (一つの分割要素を以下ピースと呼ぶ) した。図 3 は 2 層制振材の要素分割とピース移動の様子を板全体の 1/4 について示す。板全面に対するピースの移動は、中心線に対して対称的に行うものとする。要素の移動は、ピースが消去または添加されたときの損失係数の増減率 $\delta\eta_j$ で決定する。

数値計算に当たり板の寸法比 (b/a) を 0.9、材料定数は弾性板と粘弾性制振材の弾性係数比 E_r を 0.004

736、それぞれのポアソン比を 0.3 (ν_p)、0.5 (ν_d)、板厚比 t_r を 1 とした。また、制振層の最大厚さ $t_d^{\max}$ はそれぞれ $1.5t_d$ と $2t_d$ として数値解析を行った。

4.1 単一モードに対する最適化と他のモードの損失係数 全面塗布の制振層を 400 個の同一面積要素で分割し、それぞれ (1,1), (1,2), (1,3) モードで最適設計した場合、各モードの最適損失係数と全面塗布の損失係数 η_0 に対する最大増加率 ($M.R.$) を表 1 に示す。制振層の最大厚さ $t_d^{\max}$ が $1.5t_d$ の場合には 102% 以上、 $2t_d$ の場合には 226% 以上に損失係数の増加率が増加した。また、制振層の分割数を 100 個とした場合、最大損失係数の増加率を同表中に () で示した。制振層の分割数を 4 倍にすることにより、2~8% の損失係数の増加率の改善が得られた。

損失係数の数値計算に当たり、各モードに対するたわみ積分関数 (I_j, I_j^z, I_j^{zz}) と最適形状を表 2 に示す。積分関数の図では、一つの要素の値を節点で表した。最適塗布形状は $t_d^{\max}$ が $2t_d$ の場合であり、板全面の 1/4 面積で上面から見た要素の位置と制振層の厚さで表したため板全体の塗布形状は板の中心線に対して対称的に考えればよい。各要素で、2 の記号は制振材の厚さが $2t_d$ を、0 (零) は制振材が存在しない各要素の制振

図 3 2 層板の要素分割と要素移動の様様

表 1 単一モードの最適化による最大損失係数とその増加率

modes	(1,1)mode		(1,2)mode		(1,3)mode	
	$t_d^{\max}$		$t_d^{\max}$		$t_d^{\max}$	
η_0	1.5 t_d	0.069	2 t_d	0.069	1.5 t_d	0.069
$\eta_{\max}$	0.139	0.225	0.143	0.234	0.146	0.239
$M.R.$	(98)	(218)	(105)	(231)	(110)	(242)
	102	226	107	238	112	247

$M.R.$: Increased maximum loss factor ratio $\{(\eta_{\max} - \eta_0) / \eta_0 \times 100(\%)\}$

表 2 各モードの積分関数とその最適塗布形状

Modes	$I_j = \int \int_{a_1} w^2 dx dy$	$I_j^z = \int \int_{a_1} (\Delta w)^2 dx dy$	$I_j^{zz} = \int \int_{a_1} G(w) dx dy$	Optimum configurations, $t_d^{\max} = 2t_d$
(1,1)	 max. = 0.0154 min. = 7.4×10^{-10}	 max. = 17.95 min. = 0.0064	 max. = 4.486 min. = -1.411	
(1,2)	 max. = 0.0138 min. = 5.1×10^{-9}	 max. = 68.87 min. = 0.0118	 max. = 12.37 min. = -7.37	
(1,3)	 max. = 2.7×10^{-4} min. = 3.6×10^{-12}	 max. = 0.0436 min. = 1.57×10^{-5}	 max. = 0.00494 min. = -0.0027	

材の厚さを表す。しかし、制振層がそれぞれのモードで最適化された場合、最適化されていない他のモードの損失係数は十分な値が得られないと予測される。表3は制振層が各モードで最適化された最適形状による他のモードの損失係数 $\eta(m, n)$ とその増加率を $I. R.$ で、最大損失係数との比率を $L. R.$ で示す。制振層がそれぞれ(1,1), (1,2), (1,3)モードで最適化された最適形状は、自分のモードでは最大損失係数が得られるが、他のモードの成分では最大損失係数に比べて十分な値が得られない。すなわち、(1,1)モードの最適形状による(1,3)モードの損失係数は $t_d^{\max}$ が $2t_d$ の場合、(1,3)モードの最大損失係数の73%の損失係数が得られた。損失係数の比率の差は、各モード相互の影響の違いがあるため12~27%の低い損失係数が得られた。

4.2 複合モードに対する最適設計とモーダル損失係数 複合モードの最適化は、周辺固定の(1,1), (1,2), (1,3)モードを考慮した。このとき、複合モード

表3 単一モードの最適化による他のモードの損失係数

$\eta_0 = 0.069$, Optimum configurations for three modes						
modes	(1,1)mode		(1,2)mode		(1,3)mode	
$t_d^{\max}$	$1.5t_d$	$2t_d$	$1.5t_d$	$2t_d$	$1.5t_d$	$2t_d$
$\eta(1,1)$	-	-	0.119	0.173	0.118	0.174
$I. R.$	-	-	73	150	71	153
$L. R.$	-	-	85	76	84	77
$\eta(1,2)$	0.125	0.205	-	-	0.127	0.204
$I. R.$	82	197	-	-	84	197
$L. R.$	87	87	-	-	87	85
$\eta(1,3)$	0.109	0.175	0.124	0.208	-	-
$I. R.$	59	154	79	201	-	-
$L. R.$	74	73	87	88	-	-

$I. R.$: Increased loss factor ratio $\{(\eta - \eta_0)/\eta_0 \times 100(\%) \}$

$L. R.$: Loss factor ratio $\{\eta/\eta_{\max} \times 100(\%) \}$

(a) $I_1 = \iint_{a_1} w^2 dx dy$

(b) $I_2^f = \iint_{a_1} (\Delta w)^2 dx dy$

(c) $I_3^{fx} = \iint_{a_1} G(w) dx dy$

図4 (1,1), (1,2), (1,3)モードの複合たわみ積分関数

は、式(22)の p を1, q を1, 2, 3としてから求められる。モード合成による積分関数 I_1 , I_2^f , I_3^{fx} とその最大、最小値を図4の(a)~(c)に示す。図5は、複合モードに対する最適設計に当たり、最初の移動ピースを決定するために評価した各要素の損失係数の増減率 ($\pm \delta \eta_j$) の例を示す。各要素での数字は、一つのピースを添加または消去したときの損失係数の増減率を示す。ピースの移動は損失係数の最大効果を得るため、損失係数の減少率が最も少ない部分のピースを取り、その増加率が最大の場所へ添加する。すなわち、図5中に△印で表したピースを、▲印の部分に移動すれば最初の一つのピースの移動による損失係数の増加率が最大になる。さらにその後、各要素の増減率を再評価し、最大の損失係数が得られる部分にピースの移動を繰り返し行う。複合モードによる最適設計の結果、 $t_d^{\max}$ が $1.5t_d$ および $2t_d$ の場合の最適塗布形状を図6に示す。

表4は図6の最適塗布形状による(1,1), (1,2), (1,3)モードの最適損失係数とその増加率を $O. I. R.$ で示す。ここで、 $O. I. R.$ は、表1の $M. R.$ や表3の $I. R.$ と同じ意味を持つため、複数モードの最適化により各モードの損失係数は、大きく増加できることがわかる。特に、制振層の最大厚さ $t_d^{\max}$ が $2t_d$ の場合、三つのモードの損失係数の増加率が200%以上になる。

また、単一モードの最適化による最大損失係数 $\eta_{\max}$ と合成モードによる最適損失係数 η_{opt} の比率を $O. L.$

図5 各要素の損失係数の増加率

(a) $t_d^{\max} = 1.5t_d$

(b) $t_d^{\max} = 2t_d$

図6 最適塗布形状

R. で示す。複合モードによる各モードの最適損失係数は、単一モードによる最大損失係数より 2~8% 減少するが、最適化されていない他の二つのモードの成分では 5~23% の増加が得られた。

5. 実験

5.1 実験装置および実験方法 2 層板の供試体の振動特性を測定する実験装置と測定システムの概略を図 7 に示す。加振台は、その剛性を高くするため円錐形状にした。供試体は各実験条件の再現性を保つため 24 本のボルトにおおの 40 N・m のトルクで固定した。また、加振器が受ける加振台の重量を減らすた

表 4 合成モードによる最適設計と各モードの増加率

Optimum configuration for (1,1), (1,2) and (1,3) modes						
modes	(1,1) mode		(1,2) mode		(1,3) mode	
t_d^{max}	$1.5t_d$	$2t_d$	$1.5t_d$	$2t_d$	$1.5t_d$	$2t_d$
η_o	0.069	0.069	0.069	0.069	0.069	0.069
η_{opt}	0.135	0.207	0.142	0.230	0.140	0.225
O.I.R.	96	201	106	234	104	227
O.L.R.	97	92	99	98	96	94

O.I.R.: Optimally increased loss factor ratio $\{(\eta_{opt} - \eta_o)/\eta_o \times 100(\%) \}$

O.L.R.: Optimum loss factor ratio $\{\eta_{opt}/\eta_{max} \times 100(\%) \}$

図 7 実験装置と測定システム

図 8 各モードに対する供試体の塗布形状

め 4 本のゴムでマスキングを行った。各供試体のモーダル損失係数の測定は、加振台を正弦加振し、供試体と加振台に取り付けた 2 個の加速度計からの信号を周波数分析器で分析し、半値幅法で求めた。

5.2 粘弾性単体の物性値と供試体 本研究で用いたアスファルト系の粘弾性制振材単体の物性値は、Jones ら⁽¹⁵⁾ が提案した共振実験モデルを用いて求めた。表 5 は制振材単体の物性値を示す⁽⁹⁾。供試体は周辺固定の端を除く寸法が 0.3 m × 0.27 m、厚さが 1 mm の鋼板を基板とし、この片面に粘弾性制振材を 150°C で 30 分間焼き付ける方法で塗布したものを用いた⁽¹⁶⁾。

供試体で用いた制振層の塗布形状は、制振層の厚さが決まっている事情上、全面塗布された厚さ 1.2 mm の制振層と同一質量の厚さ 3.0 mm の制振層を用いて最適設計を行いその最適形状を基本とし、制振層を塗布した。図 8 の (a)~(c) は、おのこの (1,1), (1,2), (1,3) の単一モードに対する制振層の最適塗布形状を、(d) はこの三つのモードの合成に関する最適塗布形状を示す。ここで、供試体の要素の面積は (15 mm × 13.5 mm) である。ただし、粘弾性単体の物性値および損失係数の測定は、室温 (20 ± 1°C) で行った。

5.3 実験値と数値計算結果との比較 2 層制振層の全面または部分塗布の場合、その基本モードの損失係数に関する数値計算結果は、実験結果および Ross-Kerwin-Ungar 式 (全面塗布の場合) による数値計算結果と一致することを前報⁽⁹⁾ で示した。今回の実験と数値計算の比較は、周辺固定板の (1,1), (1,2), (1,3) モードに関して行った。

表 5 制振材単体の物性値⁽⁹⁾

Young's modulus (N/m ²)	9.701×10^8
Density (kg/m ³)	1.469×10^3
Loss factor	0.25064

表 6 各供試体の塗布形状とモーダル損失係数

Uniformly or partially covered type $t_p = 1.0 \text{ mm}$, $E_r = 0.004736$, $\nu_p = 0.3$, $\nu_d = 0.5$					
Damping layer		Modal loss factors			
Covered types	t_d (mm) Mass (kg)	Cal. Exp.	(1,1) mode	(1,2) mode	(1,3) mode
Uniform	1.2	Cal.	0.1515	0.1515	0.1515
	0.148	Exp.	0.158	-	0.161
(1,1) mode	3.0	Cal.	0.5627	0.5297	0.4826
	0.148	Exp.	0.538	-	0.457
(1,2) mode	3.0	Cal.	0.4709	0.5775	0.4903
	0.142	Exp.	0.426	-	0.461
(1,3) mode	3.0	Cal.	0.4592	0.5043	0.5889
	0.146	Exp.	0.404	-	0.542
Composite mode	3.0	Cal.	0.5365	0.5604	0.4962
	0.145	Exp.	0.491	-	0.487

制振材の全面または部分塗布($t_d^{\max}=3t_d$)の場合, (1,1), (1,2), (1,3)モードに関する数値計算結果と実験結果を表6に示す。実験結果は, おおの4回の測定を行いその平均値を用いた。しかし, 本実験装置は試験片の固定部で変位加振されるため, (1,2)モード成分に関する実験的検討は不可能であるため, 数値計算結果のみを示した。制振層の全面塗布の場合, 数値計算結果は要素の分割数の増加にも関わらず同一の結果が得られた。

各最適化されたモード形状に関する実験結果および数値計算結果は同一な傾向を示す。また, 複合モードに対する実験結果も, 各モードで最適化された最大値よりは低いが, 最適されていないモード成分の損失係数を大きく超えることがわかる。このように実験結果は数値計算結果とよく一致し, 理論解析と要素移動による複合モード成分に対する制振層の最適設計法の妥当性を示している。

6. 結 論

2層制振板の複数のモーダル損失係数が同時に改善できる制振層の最適設計に当たり, 第2層の制振層の要素を効果的に移動する本手法により求めた数値計算結果を実験結果と比較し, 次のような点が明らかになった。

(1) 制振層の要素を移動する本手法を用いることにより, 2層板の複合モーダル損失係数に関する最適設計が可能であることがわかった。

(2) 複合モードによる最適損失係数は, 単一モードによる最大損失係数より2~8%減少するが, 最適化されていない他の二つのモード成分では5~23%の増加が得られ, 本手法の妥当性が明らかになった。

(3) 2層制振板の(1,1), (1,2), (1,3)モードのモ

ーダル損失係数を同時に改善できる制振層の塗布形状を求め, 単一モードの最適形状と比較することができた。また, その最適形状により各モードの損失係数の増加率($O. I. R.$)は, 最大厚さ $t_d^{\max}$ が $2t_d$ の場合いずれも200%以上増加した。

(4) 単一モードに対して行った最適設計の結果, 最大厚さ $t_d^{\max}$ が $1.5t_d$ のとき約102%以上, $t_d^{\max}$ が $2t_d$ のときには226%以上に損失係数の増加率を得ることができた。また, この結果は, 制振層の分割数を100個とした前報⁹⁾による損失係数の増加率より2~8%の増加率の改善が得られた。

文 献

- (1) Oberst, H. and Frankenfeld, K., *Acustica*, **2**(1952), AB181.
- (2) Ross, D., ほか2名, *Proc. Colloq. Struct. Damping ASME*, (1959), 49.
- (3) Kerwin, E. M. and Ross, D., *Proc. 3rd. Intl. Congr. on Acoustics*, Stuttgart (1959), 410.
- (4) 宇津野・ほか3名, 機論, **57**-540, C(1991), 2548.
- (5) 出羽, 機論, **57**-535, C(1991), 706.
- (6) 中川・ほか2名, 機論, **59**-563, C(1993), 2053.
- (7) Parthasarathy, G., ほか2名, *J. Sound Vib.*, **102**-2 (1985), 203.
- (8) Yildiz, A. and Stevens, K., *J. Sound Vib.*, **103**-2(1985), 183.
- (9) 中川・劉, 機論, **59**-563, C(1994), 3293.
- (10) Flügge, W. (堀訳), 粘弾性学 (*Viscoelasticity*), (1975), 35-55, 培風館.
- (11) McIntyre, M. Z. and Woodhouse, J., *Acustica*, **39**(1978), 209.
- (12) Rayleigh, J. W. S., *The theory of sound*, Vol. 1 (Second ed.), (1945), 109, Dover.
- (13) Timoshenko, S. and Woinowsky-Krieger, S., *Theory of Plates and Shells*, (1950), 46, McGraw-Hill.
- (14) Leissa, A. W., *Vibration of plates*, (1969), 58-70, NASA SP-60.
- (15) Jones, D. I. G., *J. Sound Vib.*, **33**-4(1974), 451.
- (16) JASO M329-83(1983), 2.