層間に減衰材料を有する複合材料積層梁の減衰特性^{*1}

Damping Properties of Laminated Composite Beams with Interlaminar Damping Layers

末 益 博 志^{*2}・佐 藤 伸 朗^{*3}

Hiroshi SUEMASU and Nobuaki SATO

Key Words: Composite Laminates, Damping Properties, Flexural Vibration, Interlaminar Damping Layer**Abstract**

Damping properties of laminated composite beams with interlaminar damping layers are studied analytically. Rayleigh-Ritz method is used to obtain a basic equation of vibration. The displacement field in the thickness direction is assumed to be piecewise linear. The natural frequencies and the damping coefficients are obtained through an complex eigenvalue analysis, where the damping terms of the damping material are considered. Mechanical properties of the damping layers are assumed to be functions of frequency. The calculated results agree well with those of experiment. The damping property of the laminates varies considerably depending on both the viscous and elastic terms of the damping material, which are usually functions of temperature and vibrational frequency. Not only damping properties but also elastic properties of the damping material must be well examined to design the laminated panels with damping sheet(s). The damping coefficients increases with the number of the inserted damping sheets, but the improvement decreases with the number of the damping sheets. The effects of dimensions of the composite beams on damping properties are also investigated parametrically and slenderness ratio of the half wave of the vibrational mode to the beam height is a dominant factor for the damping property.

1. 序 論

宇宙構造物は軽量であることが強く要求されるので、非常に柔軟な構造物となることが予想され、その固有振動数が非常に小さくなると考えられる。柔軟な構造物の場合、地上では空気の影響が大きく一般に振動減衰の問題は起らないが、宇宙空間では真空なので地上での様に空気減衰が期待できず材料自身の減衰に頼らなければならない。また固有振動数が非常に小さいので、材料の有する振動減衰能だけで振動を抑制

するためには構造材料自身の損失係数を非常に大きくすることが必要となる。一般に材料自身の持つ受動的な減衰だけで設計要求を満足する損失係数を実現することは困難であり、振動制御等の能動的な減衰が必要となると考えられ、近年この方面の研究が盛んになされている¹⁻⁴⁾。しかしながらこのような能動的な構造にしても最終的に振動エネルギーを吸収・消費するのは構造物自身となると考えられ、材料自身の振動減衰能に対する要求が減るわけではない。

炭素繊維強化複合材料(CFRP)積層板は、軽量で宇宙構造物の構造材料の候補であるが、それ自身とくに繊維方向の損失係数⁵⁾が低く、宇宙構造物に適用するには何らかの工夫が必要となる。CFRP構造物の振動減衰特性向上のため、高減衰材料を層間に積層したかたちの複合材料板が試みられている^{6,7)}。高減衰材料層を間に挿入した両端単純支持のサンドウィッチ梁の減衰特性の解析の方法は文献8)等に示されている。この減衰推定法を応用して文献6,7)では損失係数の大まかな推定をしている。しかしながら、2層間以上に高減衰材料層が挿入された場合や、様々な積層構造を持つ積層板がいろいろな境界条件で固定された場合にこの方法による推定が有効である保証はない。このように複数層間に高減衰材料が積層されるなど、より一般的な場合の構造の減衰特性を精度よく推定するための解析的研究は充分とは言えない。

ところでパネルの振動減衰問題は、工学的に重要なので数多くの研究がなされている。ここでは本研究に関連する研究の一部を簡単に述べるにとどめる。Siuら⁹⁾は減衰項の振動特性への影響を考慮した形で振動方程式を定式化し、振動特性を得ることを試みている。Saravanos¹⁰⁾は、厚い複合材料積層板の振動減衰特性を求めるために断面内の変位をラミナごとに多項式近似をして振動方程式を定式化し振動減衰特性を推定し実験結果との良い一致を得ている。ただし、各ラミナの損失係数が小さいこともあって減衰項を無視

^{*1} 平成7年4月14日原稿受理^{*2} 上智大学理工学部機械工学科^{*3} 三菱重工業(株)技術本部横浜研究所

した形の振動モードを用いて損失係数を求めている。Lesieutre¹¹⁾は、粘弾性特性が振動数に依存する材料に関する振動問題を表すために熱動力学場を導入し、振動特性を解析している。Bianchini ら¹²⁾は、文献11)の方法にしたがって減衰材料を積層した3層の梁の減衰特性を有限要素法を用いて解析し、実験結果との比較を行っている。

本研究では複数層間に高減衰材料が挿入された複合材料積層板の曲げ振動時の振動と減衰特性を求める解析手法を提案し、さらに実験結果^{6,7)}と比較する。

2. 理 論

第1図に示すような減衰材料を層間に有する長さ l の片持ちの複合材料積層梁を考える。本論文では簡単のために対称積層の場合のみを考える。減衰材料の層も1つの独立した層と考え、複合材料層と減衰材料層を合わせた層数を $2N$ とする。この積層梁が曲げ変形を受ける場合断面剪断力が発生する。複合材料に比べて非常に剛性の小さな材料を層間に積層した場合には、この剪断力により大きな剪断変形を生じる。振動特性を精度よく推定するためにはこの断面変形を精度よく表せる様なモデル化が必要となる。また減衰材料の粘弾性特性は振動数に大きく依存するので、この性質を定式化する必要がある。本論文では Rayleigh-Ritz 法に基づき固有振動方程式を導き、固有値解析により振動特性を求める。

2.1 固有振動方程式 断面の変形に関して以下のよう仮定し理論を展開する。 z 方向変位 w はすべ

第1図 減衰材料を層間に積層した CFRP 積層板

第2図 断面形状のモデル化と CFRP

ての層で等しいとする。断面の変形は、減衰層での大きな剪断変形を表せるように層ごとに z に関して線形な変形、すなわち変形前中立面に垂直な断面は変形後も各層ごとに平面を保つと仮定する。第2図のように中立面から i 番目の層の上側の z 座標を z_i と記すと、中立面から $z(z_{i-1} < z < z_i)$ にある第 i 層の x 方向変位 u_i は

$$u_i(x, z, t) = -z \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} + \sum_{k=1}^N h_k f_k(z) \gamma_k(x, t) \quad (1)$$

と書ける。ここで t は時刻、 γ_k は第 k 層の xz 面内の剪断歪を表す。剪断歪は各層内で一定になる。 h_k は第 k 層の厚さである。また

$$f_k(z) = \begin{cases} 0 & z < z_{k-1} \\ \frac{z - z_{k-1}}{z_k - z_{k-1}} & z_{k-1} \leq z \leq z_k \\ 1 & z_k < z \end{cases}$$

Rayleigh-Ritz 法を適用するため w と γ_k を変位に関する境界条件を満たす M 個のモード関数 $\phi_m(\xi)$, $\psi_m(\xi)$ を用いてそれぞれ

$$w = h \sum_{m=1}^M W_m(t) \phi_m(\xi) \quad (2)$$

$$\gamma_k = \frac{h}{l} \sum_{m=1}^M \Gamma_{km}(t) \psi_m(\xi) \quad (3)$$

と展開する。ここで $\xi = x/l$ である。 W_m および Γ_{km} は一般座標である。境界条件を満たすモード関数として、ここでは片持ち梁の固有振動モードおよび固有振動モードの ξ に関する1階微分を用いる。

$$\begin{aligned} \phi_n(\xi) &= \cosh \lambda_n \xi - \cos \lambda_n \xi \\ &\quad - \frac{\sinh \lambda_n + \sin \lambda_n}{\cosh \lambda_n + \cos \lambda_n} (\sinh \lambda_n \xi + \sin \lambda_n \xi) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\psi_n(\xi) = \frac{d\phi_n}{d\xi} \quad (5)$$

ここで $\lambda_n (\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3 < \dots)$ は、

$$\cosh \lambda_n \cos \lambda_n + 1 = 0$$

を満たす係数である。

Lagrange の運動方程式を導くにあたり全歪みエネルギー、運動エネルギーおよび散逸関数を一般座標で表す必要があるが、粘弾性層の弾性率および減衰特性は振動数に依存するのでその一般的な表式は困難である。ここでは一定円振動数 ω で加振された場合を考える。梁の幅を b とすると、全歪みエネルギー U 、運動エネルギー T および散逸関数 F は、それぞれ

$$U = \frac{b}{2} \int_0^l \left[2 \sum_{i=1}^N \int_{z_{i-1}}^{z_i} \{ E_i(\omega) \varepsilon_i^2 + G_i(\omega) \gamma_i^2 \} dz \right] dx \quad (6)$$

$$T = \frac{b}{2} \int_0^l \left\{ 2 \sum_{i=1}^N \int_{z_{i-1}}^{z_i} \rho_i (\dot{w}^2 + \dot{u}_i^2) dz \right\} dx \quad (7)$$

$$F = \frac{b}{2} \int_0^l \left[2 \sum_{i=1}^N \int_{z_{i-1}}^{z_i} \{ \alpha_i(\omega) \dot{\varepsilon}_i^2 + \beta_i(\omega) \dot{\gamma}_i^2 \} dz \right] dx \quad (8)$$

と表される. ここで $E_i(\omega)$, $G_i(\omega)$, ε_i , γ_i , ρ_i , α_i , β_i は, それぞれ第 i 層のヤング率および剪断剛性, 垂直歪み, 剪断歪み, 密度, 伸びおよび剪断変形に関する減衰係数である. また () は, 時刻 t に関する微分を表す

(2), (3) 式を (6) ~ (8) 式に代入すると

$$U = \frac{bh^2}{l^3} \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \left[W_m W_n (D_0 I_{mn}) - 2 \sum_{i=1}^N W_m \Gamma_{in} (A_i I_{mn}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \Gamma_{im} \Gamma_{jn} (B_{ij} I_{mn} + C_{ij} J_{mn}) \right] \quad (9)$$

$$T = bhl \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \left[\dot{W}_m \dot{W}_n (\bar{\rho} h K_{mn} + \bar{p}_0 J_{mn}) + 2 \sum_{i=1}^N \dot{W}_m \dot{\Gamma}_{in} (\bar{A}_i J_{mn}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \dot{\Gamma}_{im} \dot{\Gamma}_{jn} (\bar{B}_{ij} J_{mn}) \right] \quad (10)$$

$$F = \frac{bh^2}{l^3} \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \left[\dot{W}_m \dot{W}_n (\mu_0 I_{mn}) - 2 \sum_{i=1}^N \dot{W}_m \dot{\Gamma}_{in} (\bar{A}_i I_{mn}) + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \dot{\Gamma}_{im} \dot{\Gamma}_{jn} (\bar{B}_{ij} I_{mn} + \bar{C}_{ij} J_{mn}) \right] \quad (11)$$

ここで

$$I_{mn} = \int_0^1 \phi_m'' \phi_n'' d\xi = \delta_{mn} \int_0^1 (\phi_m'')^2 d\xi$$

$$J_{mn} = \int_0^1 \phi_m' \phi_n' d\xi = \int_0^1 \phi_m \phi_n d\xi$$

$$K_{mn} = \int_0^1 \phi_m \phi_n d\xi = \delta_{mn} \int_0^1 (\phi_m)^2 d\xi$$

$$D_0 = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N E_k (z_k^3 - z_{k-1}^3)$$

$$A_i = h_i \sum_{k=1}^N E_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} z f_i(z) dz$$

$$B_{ij} = h_i h_j \sum_{k=1}^N E_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} f_i(z) f_j(z) dz$$

$$C_{ij} = G_i h_i l^2 \delta_{ij}$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{h} \sum_{k=1}^N \rho_k h_k$$

$$\bar{p}_0 = \frac{1}{3l^2} \sum_{k=1}^N \rho_k (z_k^3 - z_{k-1}^3)$$

$$\bar{A}_i = \frac{h_i}{l^2} \sum_{k=1}^N \rho_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} z f_i(z) dz$$

$$\bar{B}_{ij} = \frac{h_i h_j}{l^2} \sum_{k=1}^N \rho_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} f_i(z) f_j(z) dz$$

$$\mu_0 = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N \alpha_k (z_k^3 - z_{k-1}^3)$$

$$\bar{A}_i = h_i \sum_{k=1}^N \alpha_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} z f_i(z) dz$$

$$\bar{B}_{ij} = h_i h_j \sum_{k=1}^N \alpha_k \int_{z_{k-1}}^{z_k} f_i(z) f_j(z) dz$$

$$\bar{C}_{ij} = \beta_i h_i l^2 \delta_{ij}$$

ここで δ_{ij} はクロネッカのデルタである.

Lagrange の運動方程式は, 外力が 0 の場合,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{W}_n} \right) + \frac{\partial U}{\partial W_n} + \frac{\partial F}{\partial W_n} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Gamma}_{in}} \right) + \frac{\partial U}{\partial \Gamma_{in}} + \frac{\partial F}{\partial \Gamma_{in}} = 0 \quad (13)$$

と表せる. 一定円振動数 ω で振動する場合, 材料特性が ω の関数であることを考慮してこの運動方程式をマトリックス表記すると

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C(\omega)]\{\dot{q}\} + [K(\omega)]\{q\} = \{0\} \quad (14)$$

となる. ここで

$$\{q\} = \{W_1, \Gamma_{11}, \dots, \Gamma_{N1}, \dots, W_M, \Gamma_{1M}, \dots, \Gamma_{NM}\}^T \quad (15)$$

減衰項を考慮した複素固有値解析をするために一階の常微分方程式を導く. ここで

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ q \end{Bmatrix} \quad (16)$$

なるベクトル $\{y\}$ を導入する. (16) 式を用いて (14) 式を整理すると

$$[\tilde{M}]\{\dot{y}\} + [\tilde{K}(\omega)]\{y\} = \{0\} \quad (17)$$

となる. ここで

$$[\tilde{M}] = \begin{bmatrix} [M] & [0] \\ [0] & [I] \end{bmatrix}$$

$$[\tilde{K}(\omega)] = \begin{bmatrix} [C(\omega)] & [K(\omega)] \\ -[I] & [0] \end{bmatrix}$$

応答が一定円振動数で減衰振動をするとき, $\{y\}$ は

$$\{y\} = \{Y\} e^{i\tilde{\omega}t} \quad (18)$$

と書ける. ここで

$$\tilde{\omega} = \omega(1 + i\delta)$$

(18) 式を (16) 式に代入すると,

$$-\tilde{\omega}[\tilde{M}]\{Y\} + [\tilde{K}(\omega)]\{Y\} = \{0\} \quad (19)$$

が得られる.

2.2 損失係数の推定法 積層梁が n 次の振動モードで振動する場合を考える. 一般に損失係数の小さい系の場合には減衰力の振動形状に与える影響は小さいので, 非減衰 ($[C]=0$) のときの振動モード $\{\tilde{Q}_n\}$ を求め, 系の損失係数 η_n をこの $\{\tilde{Q}_n\}$ を用いて得られる減衰エネルギー ΔU_n と歪エネルギー U_n の比で

$$\eta_n = \frac{\Delta U_n}{2\pi U_n} = \omega \frac{\{\tilde{Q}_n\}^T [C(\omega)] \{\tilde{Q}_n\}}{\{\tilde{Q}_n\}^T [K(\omega)] \{\tilde{Q}_n\}} \quad (20)$$

と表す. ここで, $\omega[C]$ は構造減衰の場合には定数行列となる.

しかし, 損失係数の非常に大きい材料または本材料のように損失係数の非常に大きい材料を含む構造物が振動する場合, 減衰材料内では粘性力が弾性力と同程度となり粘性力も減衰材料の変形を強く拘束する. したがって減衰項を無視した固有振動モードは減衰材料の変形を大きく見積もりすぎることになり, (20) 式か

ら得られる損失係数は実際よりも大きくなる。したがって振動モードを導くにあたって粘性を考慮した解析をする必要がある。

梁の円振動数が ω のときの材料定数を用いて、(19)式を整理し、自明でない解を持つ条件から

$$[[\tilde{K}(\omega)] + i\tilde{\omega}[\tilde{M}]] = 0 \quad (21)$$

なる固有値問題が得られる。第 n 次の固有値 $\tilde{\omega}_n (= \omega_n(1 + i s_n))$ が得られたなら、損失係数は、

$$\eta_n = 2s_n \frac{\omega_n^2}{|\tilde{\omega}_n|^2} \quad (22)$$

と与えられる。(21)式中の ω は考慮している振動状態での円振動数、すなわち、求められた複素固有値 $\tilde{\omega}_n$ の実数部 ω_n と等しくなければならない。ここでは、新たに得られた振動数と先に用いた振動数の差が小さくない場合には、 ω の値に新たに求められた複素固有値の実数部を代入して再び固有値解析を行う。両者の値の差が十分小さくなるまでこの手順を繰り返す。 $[K(\omega)]$ 、 $[C(\omega)]$ が ω に関して緩やかに変化する関数の場合、解はスムーズに収束する。

3. 結果および考察

文献6,7)の実験結果と比較するため、第3図に示されたType I～IVの様な減衰材料を有する対称積層の積層板を考える。複合材料(CFRP)に関しては第1表に示された様な材料特性と、周波数に依存しない構

0°	0°	0°	0°
+45°	+45°	+45°	+45°
-45°	-45°	-45°	-45°
90°	90°	90°	90°
90°	90°	90°	90°
-45°	-45°	-45°	-45°
+45°	+45°	+45°	+45°
0°	0°	0°	0°

Type I

Type II

Type III

Type IV

第3図 文献4)で実験された積層材モデル

第1表 CFRP プリプレグテープの材料特性
(東レ社製, T800/epoxy 2500)

E_L	1.67×10^2 GPa
E_T	8.8 GPa
G_{LT}	4.9 GPa
ν_{LT}	0.33
ν_{TL}	0.017
ν_{TT}	0.35
η_L	0.002
η_T	0.01
η_{LT}	0.016
ρ	1.66×10^3 kg/m ³

造減衰特性を持つとする⁹⁾。減衰材料(文献6))は、96 Hz、30°Cで第2表に示されたような材料特性を持つが、全周波数にわたっての特性が測定されていないので、文献8)にある96 Hz、30°Cで本材料と同様な特性を持つ粘弾性材料の特性を参考にして、第4図の様な周波数特性を有すると仮定する。梁の長さおよび幅は255 mm および 30 mm、CFRP層と減衰材料層の厚さは0.1625 mm および 0.07 mm である。自由辺での層間応力の影響が無視できないが、本論文では平面歪状態を仮定して計算する。また変位 w に関して固有振動モードを用いたので、モード数に対する解の収束は非常にスムーズである。本論文では $M=9$ として解析を行う。

第2表 減衰材料の材料特性(NEC & MPI P-01, 30°C, 96 Hz)

E_p	35 MPa
G	12 MPa
ν	0.45
η	0.85
ρ	1×10^3 kg/m ³

第4図 推定した粘弾性樹脂の振動数と粘弾性特性の関係

第3表 減衰係数に及ぼす粘性項の影響 (Type IIIの積層構成を持つ積層梁の場合)

振動モード	損失係数無視		損失係数考慮	
	固有振動数(Hz)	損失係数	固有振動数(Hz)	損失係数
1次	31.9	0.035	32.2	0.022
2次	181	0.18	188	0.12
3次	447	0.32	478	0.22
4次	762	0.44	827	0.32

Displacement at free edge (3rd mode)

第5図 面内変位の振動履歴 (Type III, 3次モード)

第6図 損失係数の実験値⁶⁾と解析値 (Type II)

減衰材料の粘性項を無視して求めたモードを用いて損失係数を推定する方法による誤差について考察する。ここでは簡単のために減衰材料も構造減衰型の粘弾性特性を有するとして解析する。減衰材料の損失係数 η_p としては 30°C, 96 Hz での値を用いる。すべての層間に減衰材料を積層した場合 (Type IV) の 1 次, 2 次, 3 次のモードに対する損失係数を第 3 表に比較する。粘性を考慮して複素固有値から得られた結果に比べて減衰材料の変形を約 $\sqrt{1+\eta_p^2}$ 倍大きく見積もるためそれだけ減衰を大きく推定することになる。すなわち η_p が 1 に比べて小さくない場合には減衰材料の

第7図 損失係数の実験値⁶⁾と解析値 (Type III) 第8図 損失係数の実験値⁶⁾と解析値 (Type IV)

粘性項を考慮した解析が必要である。複素固有値から得られる自由端での梁断面の変形履歴の様子を第 5 図に示す。粘弾性層が大きく剪断変形をしているだけでなく複合材料部分との位相のズレの大きいことが分かる。

減衰材料の動的特性が振動数に依存することを考慮して損失係数を推定した結果を第 6～8 図に示した。図中の破線は減衰材料も構造減衰特性を持つとして 96 Hz での減衰特性から外挿して導いた梁の減衰特性である。また ⊙ は文献 6) に示されている実験結果である。構造減衰の仮定では高振動数領域での減衰特性が実験値と大きくはずれ本構造物の減衰特性を推定することは困難である。第 4 図の動特性を有すると仮定

した結果は、96 Hz ではもちろん構造減衰の仮定で得られた結果と一致する。高振動数領域での損失係数は構造減衰を仮定した結果に比べて小さく、実験結果とよく一致する。損失係数が高振動数域で小さくなった原因として、高振動数領域での損失係数の低下だけでなく、弾性率の増加による粘弾性層の変形量の減少による効果も小さくない。また低振動数領域では 96 Hz のときよりも減衰材料の損失係数が小さいにも拘らず、弾性率の低下による変形量の増加の寄与がまさって構造減衰の仮定による結果よりも損失係数が大きくなっている。以上の結果、減衰材料の粘弾性特性が把握されれば、本論文のように材料特性の周波数依存性を考慮した複素固有値解析を行うことにより、積層構造材料の減衰特性を充分精度よく推定できることが分かる。

第 9 図に減衰材料の層数と損失係数の比較を行う。2 層間に積層した Type III では 1 層間に積層した Type II に比べて減衰係数が 2 倍近くになり、さらに 7 層間に積層した Type IV では Type II の場合の 5 倍程度にまで増加している。もちろん積層数と損失係数の関係は減衰材料と複合材料の粘弾性特性や厚さ比の関係もあり単純ではないが、減衰材料の層数を増やすことにより、減衰係数を大きく増加させることが可能であることが分かる。もちろん減衰層の増加による重量増加だけでなく、圧縮座屈荷重の低下など他の問題も生じる可能性があるので積層数の増加には少なからず注意が必要である。

次に梁の寸法と減衰特性の関係を考察する。簡単のために構造減衰の仮定で損失係数を計算した。最初に積層梁の長さを $l_0/8 \sim 8l_0$ ($l_0 = 255$ mm) と変化させた

第 9 図 損失係数と減衰材料の積層数

ときの 1～4 次の振動モードの損失係数を第 10 図に比較する。図中の各記号は、振動数の低い方から同じ長さの梁の 1, 2, 3, 4 次の固有振動数を表す。損失係数が、梁の長さによらず振動数に対して増加するほぼ一本の曲線になっている。これは、長い梁の高次の振動モードと短い梁の低次の振動モードでモード波形の半波の長さが同程度のときに固有振動数がほぼ一致するためである。すなわち固有振動数が等しい梁の振動

第 10 図 板厚一定の場合の損失係数と固有振動数の関係（減衰材料が構造減衰を持つと仮定）

第 11 図 板厚を変えたときの損失係数と固有振動数の関係（減衰材料が構造減衰を持つと仮定）

第12図 横軸に固有振動数×板厚をとった損失係数（減衰材料が構造減衰を持つと仮定）

モードは半波長がほぼ等しく同様な変形をしていることを示している。また本解析では 10000 Hz 程度で損失係数が頭打ちになりさらに振動数が増加すると減少する。この振動数領域では非常に短い梁となっており、梁としての変形を仮定した解析結果は物理的に余り意味がないが、複合材料部分の曲げ変形に対して剪断変形の寄与が支配的になり、粘弾性層の変形量が増加なくなるためと考える。

さらに板厚を $h_0/4 \sim 4h_0$ と変化させた結果を第11図に示す。粘弾性層の厚さも板厚に比例すると仮定している。同振動数の場合板厚が厚い場合ほど損失係数が大きくなっており、断面剪断力の効果が板厚が厚いほど大きくなることを示している。これらの曲線は互いに平行になっているので、横軸に板厚の効果を導入し、 $h \times$ 振動数をとると第12図のように一本の曲線となる。これは梁の固有振動数が h/l^2 にほぼ比例することを考えると、減衰係数が板厚と振動モードの半波長の長さそれぞれに関して独立な関数ではなく、細長比 h/l の関数となることを意味している。しかし、本減衰材料のように粘弾性特性が構造減衰ではなく振動数の関数になる場合にはこのような1本マスターカーブを得ることはできないので第11図のように板厚をパラメータとした曲線を用いることになる。

4. 結 論

層間に減衰材料を有する複合材料積層梁の減衰特性

を解析し、以下の結論が得られた。

1. 断面内の変形に関して各層ごとに線形な変形を仮定することで層間に減衰材料を有する複合材料積層板の減衰特性を精度よく推定することができた。
2. 減衰材料の損失係数が大きいときには粘性項をも考慮して振動モードを求め損失係数を解析する必要がある。
3. 減衰特性の解析には、減衰材料の粘弾性特性すなわち減衰材料の粘性特性だけでなく弾性特性をも把握する必要がある。
4. 減衰材料の層数を増やすことにより、減衰係数を大きく増加させることが可能である。
5. 減衰材料を層間に挿入した梁構造の損失係数は、梁の振動モードの半波長の細長比に支配され、一般に梁の細長比が小さくなるほどすなわち固有振動数が増加するほど大きくなる。

実際の構造物に適用する際は、考慮する構造物の振動数が減衰特性に大きく影響するので、対象となる構造物の固有振動数により最適な減衰材料を選択する必要がある。また減衰材料を積層する位置や層数なども振動特性に影響するので設計目的に合わせた最適化を試みる必要がある。また、減衰材料の粘弾性特性は振動数だけではなく温度にも強く依存するので、この材料を用いた構造物の振動特性を推定するためには温度の効果も解析に導入する必要があるかもしれない。例えば、室温一定の場合にも、振動に伴う発熱により減衰材料の温度が上昇し、温度変化による減衰材料の粘弾性特性の変化のために減衰特性が一見振幅の関数の様に見えることが考えられる。

このように、本問題で取り扱うような高減衰材料の振動特性を評価するにあたってはまだ多くの課題が残されている。

NEC 資源環境技術研究所の藤本 淳氏・田村徹也氏に本材料および実験データを提供して頂いた。上智大学理工学部機械工学科の林 邦夫教授には本研究遂行にあたって様々な便宜をはかって頂いた。

参 考 文 献

- 1) 小林繁夫, 佐々木宏: 柔軟構造物のデジタル制御による振動抑制におけるサンプリング間隔のスピルオーバーに対する影響, 日本航空学会誌, 38, 443 (1990), pp. 646-654.
- 2) Huang, S., Natori, M., Nakai, S. and Katsukura, H.: An Object Oriented Approach to the Motion Control of a Free-Floating Variable Geometry Truss, Proceedings of AIAA Adaptive Structures Forum, April 1994, Hilton Head, South Carolina, pp. 465-473.
- 3) Minesugi, K. and Onoda, J.: Advanced Control Law for

- Vibration Suppression with a Type-II Variable Stiffness Member, Proceedings of AIAA Adaptive Structures Forum, April 1994, Hilton Head, South Carolina, pp. 333-339.
- 4) Onoda, J. and Minesugi, K.: Semi-Active Vibration Suppression by Variable-Damping Members, Proceedings of AIAA Adaptive Structures Forum, April 1994, Hilton Head, South Carolina, pp. 340-347.
 - 5) 小林繁夫, 岩田洋二: 一方向繊維強化複合材料の構造減衰係数, 第31回構造強度に関する講演会, 1989, pp. 248-251.
 - 6) Fujimoto, J., Todome, K., Tanimoto, T., Suzuki, Y. and Kauchi, K.: Mechanical Properties for CFRP/Damping-Material Laminates, Proceedings of ICCM-VIII, 1991.
 - 7) 藤本 淳, 田村徹也, 金原 勲, 谷本敏夫: CFRPと制振材料から構成される制振複合材料の曲げ振動減衰特性, 日本複合材料学会誌, **20**, 4 (1994), pp. 144-153.
 - 8) Nashif, A. D., Jones, D. I. G. and Henderson, J. P.: Vibration Damping, John Wiley & Sons, New York, 1985.
 - 9) Siu, C. C. and Bert, C. W.: Sinusoidal Response of Composite-Material Plates with Material Damping, Trans. ASME J. Eng. Ind., May 1974, pp. 603-610.
 - 10) Saravanan, D. A.: Analysis of Passive Damping in Thick Composite Structures, AIAA J., **31** (1993), pp. 1503-1510.
 - 11) Lesieutre, G. A.: Finite Elements for Dynamic Modeling of Uniaxial Rods with Frequency-Dependent Material Properties, Int. J. Solids and Structures, **29**, 12 (1992), pp. 1567-1579.
 - 12) Bianchini, E. and Lesieutre, G. A.: Viscoelastic Constrained-Layer Damping-Time-Domain Finite Element Modeling and Experimental Results, Proceedings of AIAA 35th Structures, Str. Dynamics and Materials Conf., April 1994, pp. 2666-2676. Hilton Head, South Carolina, pp. 465-473.