

制振材を積層した自動車車体用パネルの減衰特性の有限要素解析*

(第2報, ビードパネルの幾何学的形状がモード減衰に与える影響)

山口 誉夫*¹, 黒沢 良夫*², 松村 修二*²
村上 聡*³, 澤田 耕吉*⁴

Finite Element Analysis for Vibration Properties of Panels in Car Bodies Having Viscoelastic Damped Layer

(2nd Report, Influence of Geometry for Stiffened Panel on Modal Damping)

Takao YAMAGUCHI*⁵, Yoshio KUROSAWA, Shuuji MATSUMURA,
Satoshi MURAKAMI and Koukichi SAWADA

*⁵ Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

Viscoelastic damping materials are laminated on car body panels to reduce structure borne noise. In usual, these panels are stiffened by beads. Damping properties of the panels are sensitively affected by their complicated configurations. In the first report, we studied about prediction methods of damping properties for both bead panels and actual vehicle models having non-constraint viscoelastic layer. Applying asymptotic method to the discreted equations of FEM, explicit expressions of modal loss factors for the laminates were derived, and then were verified by experiment. In this report, sensitive effects of geometry of beads (e.g. length of beads, height of beads and so on) on modal damping were revealed in detail. Applying Inoue's method, we also analyzed damping phenomena on the bead panels using distribution of dissipated energy between inplane deformation and out of plane deformation.

Key Words: Damping, Damping Material, Automobile, Noise, Computer Aided Analysis

1. 緒言

自動車の車体パネルには, パネル剛性を確保するためなどに, 図1に示すようなビードと呼ばれる凹凸をつけて成形されることがある. このような形状は減衰を含めた振動特性に大きく影響をあたえることが知られている^{(1)~(7)}. 著者らは第一報⁽⁸⁾において, 微小振幅の条件のもとで, 非拘束型制振材をビード付きパネル(以下, ビードパネルと呼ぶ.)に積層した場合の振動減衰問題を取り扱った. 漸近法により粘弾性体(制振材)と弾性体からなる混合体のモード減衰の計算式を導出し, 結果的にJohnsonらが開発したモード歪みエネルギー法^{(9)~(15)}と同じ形式の式を得た. この解析法と開発したプログラムを用いて, 制振材積層ビードパネルの減衰特性を計算し, 実験結果と比較した. その結果, 基礎検討用のモデル実験および実際の車体パネルでの実験結果と本計算法で得られる減衰特性(モード減衰, 周波数応答)は良く一致した. その際に減衰特性の温度依存性も精度よく計算できた. すなわち, この有限要素法によるモード減衰の計算法が非拘束型制振材を積層したビードパネルの減衰特性の解

析に有効であることを示した.

本報告では, さらにビードの幾何学的な諸元(長さ, 高さ)が, 減衰特性に与える影響を数値解析により詳細に調べる.

2. 解析方法

解析方法および実験や理論解との検証結果の詳細は第一報⁽⁸⁾に記述してある. ここでは概要のみの記述にとどめる.

応力と歪みの関係および歪みと変位の関係は次式となる.

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon\} \quad \text{----- (1)}$$

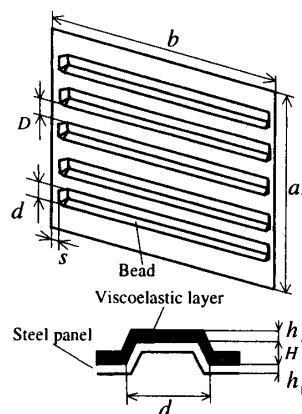


Fig. 1 Bead panel having viscoelastic layer

* 原稿受付 2002年6月18日.

*¹ 正員, 群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1).

*² 正員, 富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1).

*³ 富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1).

*⁴ 群馬大学大学院(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1).

E-mail: yamagme4@me.gunma-u.ac.jp

$$\{\varepsilon\} = [A] \{u\} \quad \text{-----}(2)$$

$\{\sigma\}$ は応力ベクトル, $\{u\}$ は変位ベクトル, $\{\varepsilon\}$ は歪みベクトルである. また $[A]$ は微分演算子で構成される行列, $[D]$ は弾性率 E_e , ポアソン比 ν_e で構成される行列である.

適当な内挿関数 N_i , ($i=1,2,\dots$) を用いて要素内の変位 $\{u\}$ と節点の変位 $\{u_e\}$ との関係を次式のように近似する.

$$\{u\} = [N]^t \{u_e\} \quad \text{-----}(3)$$

式(1), 式(2), 式(3)より運動エネルギー \tilde{T} , 歪みエネルギー \tilde{U} , ポテンシャルエネルギー \tilde{V} を求め, エネルギー最小原理 $\delta(\tilde{U} - \tilde{T} - \tilde{V}) = 0$ を適用すると次式を得る.

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F_e\} \quad \text{-----}(4)$$

ω は角周波数, $\{F_e\}$ は力ベクトル, $[K]_e$ は要素剛性行列, $[M]_e$ は要素質量行列である.

粘弾性体である制振材を有限要素で表現するには, 式(1)の $[D]$ の中の弾性率 E_e を複素数とすれば良い⁽⁹⁾. これより式(4)中の要素剛性行列 $[K]_e$ も次式のごとく複素数となる.

$$[K]_e = [K_{R}]_e (1 + j \eta_e) \quad \text{-----}(5)$$

η_e は要素 e に対応する材料の損失係数, $[K_{R}]_e$ は要素剛性行列の実部である. なお, 上式は η_e を微小とすることで弾性体をも表現できる.

式(4)を弾性体と粘弾性体とが混在する構造物の全要素について重ね合わせ, 式(5)を用いると次式を得る.

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_{R}]_e (1 + j \eta_e) - \omega^2 [M]_e) \{u_e\} = \{F\} \quad \text{-----}(6)$$

式(6)の複素固有値問題は次式となる.

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_{R}]_e (1 + j \eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + j \eta_{\text{tot}}^{(n)})) \times [M]_e \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad \text{-----}(7)$$

添え字 (n) は n 次振動モード, $\omega^{(n)}$ は複素固有値の実部, $\{\phi^{(n)*}\}$ は複素固有モード, $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ はモード損失係数である.

材料減衰 η_e , ($e=1, 2, 3, \dots, e_{\max}$) に関し全要素の中で最大のものを η_{\max} とする. また, 以下の β_e を導入する.

$$\beta_e = \eta_e / \eta_{\max}, \beta_e \leq 1 \quad \text{-----}(8)$$

ここで $\eta_{\max} \ll 1$ と仮定し, 微量 $\mu = j \eta_{\max}$ を導入し, 式(7)の解を漸近展開すると⁽¹²⁾⁻⁽¹⁵⁾,

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad \text{-----}(9)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad \text{-----}(10)$$

$$j \eta_{\text{tot}}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \mu^7 \eta_7^{(n)} + \dots \quad \text{-----}(11)$$

ただし, $\beta_e \leq 1$ であるので $\eta_{\max} \beta_e \ll 1$ が成立し $\mu \beta_e$ も μ と同様に微量となる. また, $\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \{\phi^{(n)}\}_2, \dots$ と $(\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2, (\omega_4^{(n)})^2, \dots$ および $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \eta_5^{(n)}, \dots$ は実数とする.

ついで式(9)式(10)式(11)を式(7)に代入し, μ^0 と μ^1 の量ごとにまとめて, 整理すると, つぎのような Johnson らが開発したモード歪みエネルギー法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾ と同様な形式を得る.

$$\eta_{\text{tot}}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_e^{(n)}) \quad \text{-----}(12)$$

$$S_e^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_{R}]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{\max}} \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_{R}]_e \{\phi^{(n)}\}_0$$

添え字 (n) は n 次振動モード, $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ はモード損失係数, η_e は要素 e を構成する材料が有する材料減衰である. e_{\max} は要素数, $S_e^{(n)}$ は n 次振動モードで変形した条件での各要素の歪みエネルギー分担率 (要素 e の歪みエネルギー / 全系の歪みエネルギー) である. $\{\phi^{(n)}\}_0$ は実固有モード, $[K_{R}]_e$ は要素剛性行列の実数部である. 上式からモード損失係数 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ は材料減衰 η_e と歪みエネルギー分担率 $S_e^{(n)}$ との積の全要素にわたる和から近似計算できることとなる. ここで, $\eta_e S_e^{(n)}$ は各要素の散逸エネルギーの分担率に相当し, これが大きい要素ほどモード減衰 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ への影響が大きい場所となる.

上記の式(1)~式(12)にもとづき, 三次元有限要素法とモード減衰計算のプログラムを作成した. 本計算方法で求めた制振材積層ビードパネルや制振材積層はりの減衰特性(モード減衰や周波数応答)は, 実験値や理論解とよく一致することを第一報で報告済みである⁽⁸⁾.

本報では, 一種類の非拘束型制振材を積層したパネルを対象としている. 式(12)から, 一種類の制振材を積層したパネルで得られるモード減衰 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ と材料減衰との間には, 次式で示す関係がある.

$$\eta_{\text{tot}}^{(n)} = (1 - \alpha) \eta_1 + \alpha \eta_2 \quad \text{-----}(13)$$

η_1 と η_2 は, それぞれパネル層および制振材層の材料減衰である. α は板厚や弾性率などの積層構成やパネルの形状, あるいは振動モードに依存して変化する係数である. 式(13)から, 制振材が持つ材料減衰の大きさの一部が, 制振材積層構造で得られるモード減衰 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ になることが分かる. どの程度, 材料の減衰能力を構造で発揮できるかは上式中の係数 α に依存する.

式(12)を変形させて, 制振材層とパネル層に分けた記述にすると次式になる.

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_1 \sum_{e1=1}^{e_{max1}} (S_{e1}^{(n)}) + \eta_2 \sum_{e2=1}^{e_{max2}} (S_{e2}^{(n)}),$$

$$S_{e1}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_{e1} \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0,$$

$$S_{e2}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_{e2} \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 \quad (14)$$

e_{max1} と e_{max2} はそれぞれパネル層および制振材層に相当する要素の数である。 $S_{se1}^{(n)}$ と $S_{se2}^{(n)}$ は、それぞれパネル層および制振材層が分担する歪みエネルギーの比率である。式(14)と式(13)を比較することにより、次式を得る。

$$\alpha = \sum_{e2=1}^{e_{max2}} (S_{e2}^{(n)}) \quad (15)$$

これより、制振材層が分担する歪みエネルギーが大きいほど、係数 α が大きくなり、制振材積層構造のモード減衰 $\eta_{tot}^{(n)}$ が大となる。

3. モード減衰と材料減衰、変形パターンとの関係

非拘束型制振材を積層した構造で得られるモード減衰 $\eta_{tot}^{(n)}$ と材料減衰との関係について、井上らは面内変形歪みエネルギーと面外変形歪みエネルギーとにより分析する手法を提案している⁽⁷⁾。この分析手法を応用して、ビードパネルの減衰特性に関して考察する。

3.1 変形パターンとモード減衰との関係

非拘束型制振材を積層したリブ付きパネルの減衰特性を、面外変形と面内変形に分類して、井上らは考察している⁽⁷⁾。後に示すが、同じ積層構成で比較すると、これらの変形パターンでは、得られる減衰効果が大きく違う。したがって、ビードパネルについても、パネル振動に含まれる面外変形と面内変形との比率が、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ の大きさに影響を与えることが予想される。

3.2 面外変形のみを受ける場合の減衰特性

非拘束型制振材を積層した鋼製はりが、純粋な曲げ変形(パネルでは面外変形に相当)を受ける場合のモード損失係数 η_{out} と材料減衰 η_2 との関係 α_{out} は次式となる⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾。(詳細は付録1. 参照)

$$\eta_{out} = \alpha_{out} \eta_2$$

$$\alpha_{out} = \frac{(\xi \bar{e} / (1 + \xi \bar{e})) (3 + 6\xi + 4\xi^2 + 2\bar{e}\xi^3 + \bar{e}^2\xi^4)}{(1 + 2\bar{e}(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) + \bar{e}^2\xi^4)} \quad (16)$$

ただし、鋼の材料減衰 η_1 は十分に小さいとした。 $\bar{e} = E_2 / E_1$, $\xi = h_2 / h_1$ である。 h_1 と h_2 は、それぞれ鋼層および制振材層の板厚である。 E_1 と E_2 は、それぞれ鋼層および制振材層の弾性率である。式(16)は Oberst 式と呼ばれる。

3.3 面内変形のみを受ける場合の減衰特性

鋼の材料減衰 η_1 は十分に小さいとすると、非拘束型制振材を積層した鋼製はりが、軸方向に伸縮変形(パネルでは面内変形に関連)する場合の係数 α_{in} は次式となる⁽⁷⁾。(詳細は付録2. 参照)

$$\eta_{in} = \alpha_{in} \eta_2$$

$$\alpha_{in} = 1 / (E_1 h_1 / E_2 h_2 + 1) \quad (17)$$

3.4 面外変形と面内変形とが混在する場合の減衰特性

三次元的な形状を持つパネルが振動した状態では、3.2と3.3で記述したような面外変形と面内変形が混在すると考えられる。このようなパネルに非拘束型制振材を積層した構造のモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は、次式で表現できる⁽⁷⁾。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \gamma \eta_{out} + (1 - \gamma) \eta_{in} \quad (18)$$

ここで、 γ は積層構造の振動変形における曲げ変形と面内変形との間の歪みエネルギーの比率を表すパラメータである。

自動車に使われる積層構成の例で、式(16)と式(17)中の係数 α_{out} , α_{in} を概算してみる。パネル層を鋼製とし、 $E_1 = 210\text{GPa}$, $\eta_1 = 0.001$ を用いる。制振材層の貯蔵弾性率 E_2 と材料減衰は、それぞれ $E_2 = 1\text{GPa}$ と $\eta_2 = 0.333$ を用いる。パネル層の板厚を $h_1 = 0.6\text{mm}$ 、制振材層の板厚を $h_2 = 3\text{mm}$ とする。その結果、面内変形についての係数として $\alpha_{in} = 0.0026$ を、面外変形(曲げ変形)についての係数として $\alpha_{out} = 0.74$ を得た。明らかに $\alpha_{in} \ll \alpha_{out}$ であり、この例では約280倍の差が、面外変形についての減衰 η_{out} と面内変形についての減衰 η_{in} との間にある。はりを例として説明したが、パネル構造の振動の歪みエネルギーの中で、面内変形に起因する成分の比率が多くなると、式中の γ が小さくなり、非拘束型制振材の減衰効果が小さくなることが予想される。

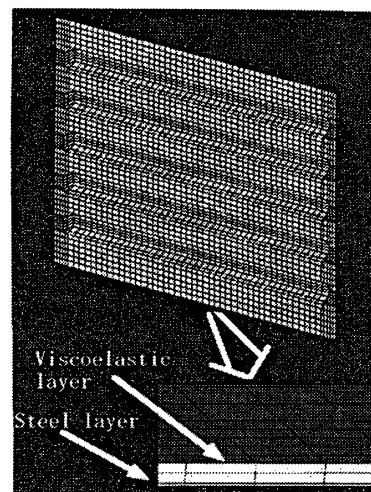


Fig.2 FEM model for bead panel with viscoelastic damping layer

4. ビード形状が減衰へ与える影響

図1に非拘束型制振材を積層したビードパネルの形状を、図2に有限要素モデルの例を示す。パネルのサイズは特に明記しない場合は、長辺 $a=500\text{mm}$ 、短辺 $b=475\text{mm}$ 、ビードとビードとの間の距離 D は $D=50\text{mm}$ (ビードの本数は5本)、ビードの先端からパネルの固定境界までの距離(図1中の s) は $s=20\text{mm}$ とした。ビードの高さ H は 0mm から 20mm まで変化させた。パネルは鋼製とし、板厚 h_1 は 0.6mm とした。非拘束型制振材の板厚 h_2 、貯蔵弾性率 E_2 、ポアソン比 ν_2 、材料減衰 η_2 は、それぞれ $h_2=3\text{mm}$ 、 $E_2=1\text{GPa}$ 、 $\nu_2=0.45$ 、 $\eta_2=0.333$ とした。無次元量として、無次元ビード高さ $\zeta = H/a$ 、無次元ビード間隔 $\delta = D/a$ 、ビードの先端からパネルの固定境界までの距離の無次元量 $\lambda = s/b$ 、板厚比 $\psi = h_2/h_1$ 、辺長比 $\beta = a/b$ を導入し以降の計算結果を整理した。考察の対象とする振動モードは (1, 1) モードに限定する。こ

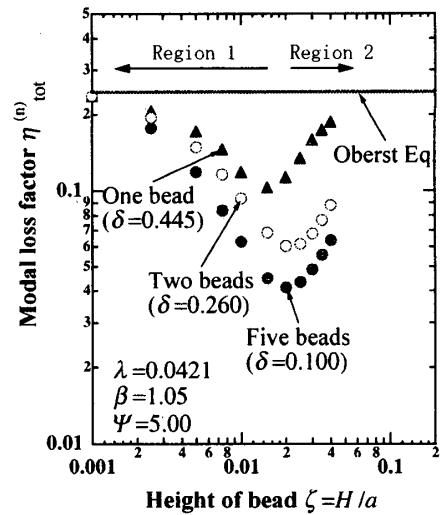


Fig. 3 Modal loss factor for bead panels with damping layer

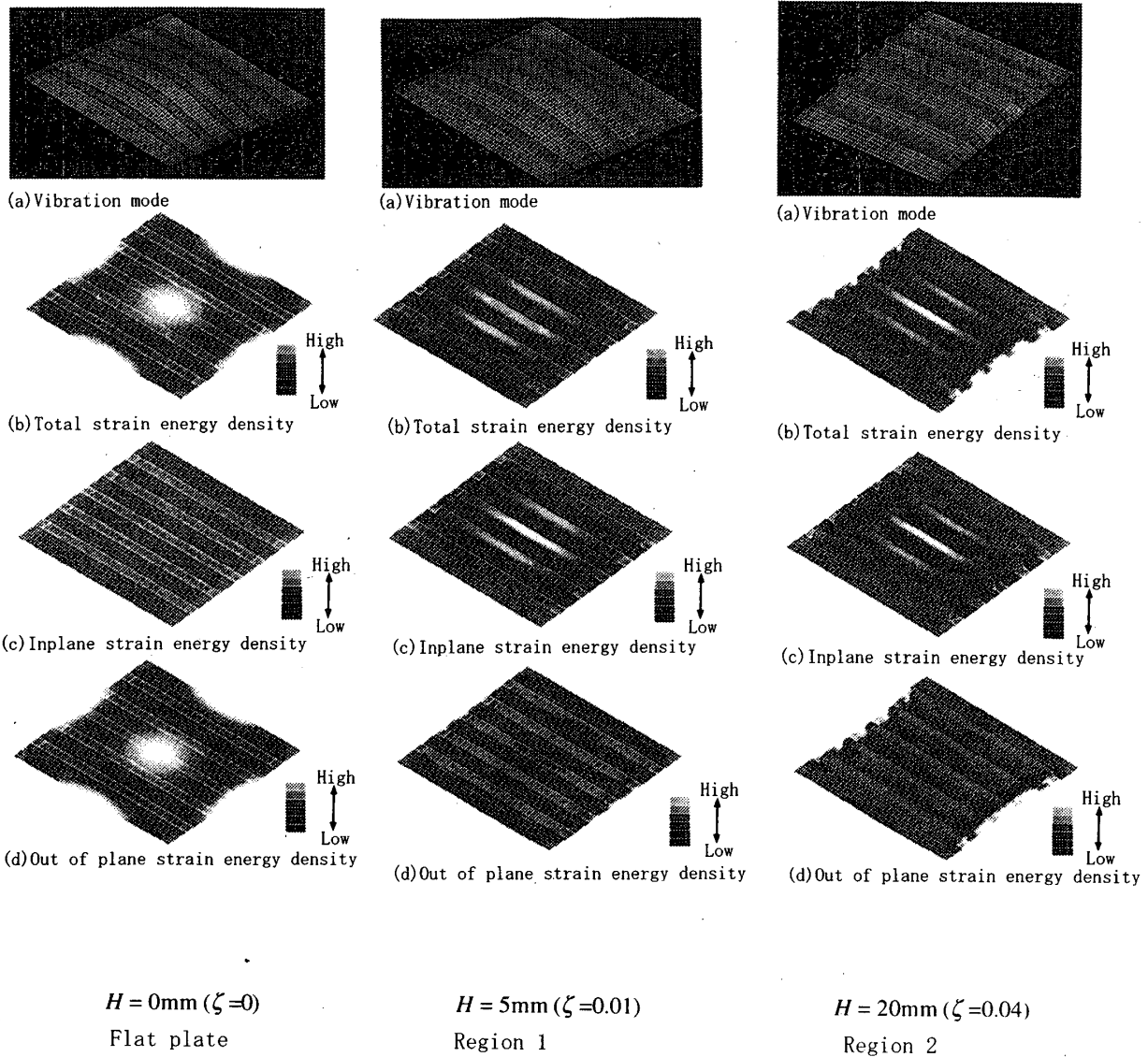


Fig. 4 Vibration modes and strain energy density

ここで (m, n) モードの m と n は、それぞれ、パネルの長辺方向と短辺方向に存在する半波数である。

以降の計算において粘弾性体および弾性体に相当する有限要素には非適合モードを考慮した8節点アイソパラメトリック六面体要素⁽²⁰⁾を用いた。この六面体要素で表現できない部分は定ひずみ四面体要素^{(19), (20)}を併用しパネルをモデル化した。計算モデルは制振材とパネルについて、ともに厚さ方向に各層を二つに要素分割にした。

2章で示した方法に基づいて、有限要素解析と減衰解析のプログラムを作成し、以降の計算に用いた。この解析方法とプログラムは第一報で精度が検証できている。

4.1 ビードの高さの影響 図3にビードの高さ H を変えて、モード損失係数 $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ を計算した結果を示す。横軸は $\zeta = H/a$ であり縦軸は $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ である。また、ビードとビードとの間隔 D を 222.5mm ($\delta = D/a = 0.445$), 130mm ($\delta = 0.260$), 50mm ($\delta = 0.100$) と等間隔で変化させた結果が記載されている。すなわち、ビードの本数をそれぞれ1本, 2本, 5本とした条件になっている。ビードの先端からパネルの固定境界までの距離 s は $s = 20\text{mm}$ ($\lambda = s/b = 0.0421$) である。ビード1本あたりの形状は、 s と高さ H を除き同じとした。

平板の状態(ビードの高さ $H = 0\text{mm}$, $\zeta = H/a = 0$) からビードの高さを増大すると、パネルで得られるモード損失係数 $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ は小さくなる(領域1)。ビードの高さ $\zeta = H/a$ がある程度、高くなると $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ に極小値を持つようになる。さらにビードを高くすると $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ は逆に増大する(領域2)。これらの傾向は、ビードの本数が多い(ビードの間隔 D が狭い、 $\delta = D/a$ が小さい)程、顕著に現れている。

ビードの高さ $\zeta = H/a$ を無限に小さくすると、モード損失係数 $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ は Oberst 式⁽¹⁶⁾ から求められる $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ に漸近する。

図4に振動モードおよび歪みエネルギー分布を示す。図中の(a)は振動モード、(b)は歪みエネルギー密度(要素歪みエネルギー/要素体積)分布、(c)は歪みエネルギー密度分布の面内変形成分、(d)は歪みエネルギー密度分布の面外変形成分である。また、図中にビードの高さを $H = 0\text{mm}$ ($\zeta = H/a = 0$), $H = 5\text{mm}$ ($\zeta = 0.01$), $H = 20\text{mm}$ ($\zeta = 0.04$) と3種類変えた結果を記載してある。図より平板条件 $H = 0\text{mm}$ ($\zeta = H/a = 0$) では固定部と中央の腹部分の歪みエネルギー密度が高い。そのほとんどが面外変形成分で占められていることがわかる。図3の領域1の条件に相当する低いビード $H = 5\text{mm}$ ($\zeta = 0.01$) の場合には、歪みエネルギー密度のほとんどが腹部分の面内変形成分で占められている。一方、領域2に相当し、ビードが高い条件 $H = 20\text{mm}$ ($\zeta = 0.04$) では、

ビードの先端とパネルの固定境界との間にある平坦部の面外成分の歪みエネルギー密度が大きくなっている。この結果をもとに図3の現象を以下に考察する。

(1) 領域1での現象 図4(a)から領域1 ($H = 5\text{mm}$ ($\zeta = 0.01$)) の条件においては、パネルの個々のビードが、はりのような曲げ変形をしている。図4(b)(c)(d)の歪みエネルギー分布を見ると、ビード上面部の面内変形による歪みエネルギーが大きい。すなわち、ビード部全体では、はりのような曲げ変形をしているが、ビードの上面部は局所で面内変形の歪みエネルギーが高い。3章での考察から、面内変形は減衰され難い。

以上から、領域1でビードの高さが増大すると、パネルで得られる減衰が小さくなる現象は、ビードの高さ H を増大するにつれて、減衰が効き難いビード上面部分の面内変形による歪みエネルギーが、パネルの全歪みエネルギーの中で比率が高くなることに起因する。

(2) 領域2での現象 図4(a)から、領域2の条件 ($H = 20\text{mm}$ ($\zeta = 0.04$)) においては、パネルの個々のビードの曲げ変形が $H = 5\text{mm}$ ($\zeta = 0.01$) の条件に比べて小さい。図4(b)(c)(d)からこの条件では、かわりにビードの先端とパネルの固定境界との間にある平坦部が変形するようになり、歪みエネルギーの面外変形成分が大きくなっている。ビードが高いほど、この平坦部において、減衰が効きやすい曲げ変形(面外変形)成分が増大する。ゆえに、領域2では、ビードを高くすると減衰は増大する傾向となる。以上をまとめると領域2での現象は、以下のように説明できる。

ビードの高さ $\zeta = H/a$ が、かなり高くなると、ビード部が剛体のように動く。この条件ではビード部は、変位はあるが変形が小さく歪みエネルギーも小さい。かわりにビードの先端とパネルの固定境界との間にある平板部が変形するようになる。この部分は平板であるので、減衰が効きやすい曲げ変形(面外変形)が主体となる。ゆえに、領域2では、ビードを高くするとモード損失係数 $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ は増大する。

図5にビードの高さ $\zeta = H/a$ と共振周波数 $f_r^{(m)}$ の関係を示す。平板状態 ($H = 0$, $\zeta = H/a = 0$) からビード高さを増すと共振周波数 $f_r^{(m)}$ は増加する。また、ビードとビードとの間隔 D が狭く、ビードの本数が多いパネル ($\delta = D/a$ が小さいパネル)ほど、共振周波数 $f_r^{(m)}$ は高くなる。

4.2 ビードの先端とパネルの辺との間の距離の影響 図6にビードの先端とパネルの固定境界との間の距離 s を変化させた場合のモード損失係数 $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ を示す。横軸はビードの高さ $\zeta = H/a$ であり、縦軸は $\eta_{\text{loss}}^{(m)}$ である。 $s = 10\text{mm}$ ($\lambda = s/b = 0.0211$), 20mm ($\lambda = 0.0421$), 50mm ($\lambda = 0.105$), 100mm ($\lambda = 0.211$) と変化させた曲線が

記載されている。図から s が長いほど (λ が大なるほど)、4.1(1) で領域1 で現われた現象の傾向が弱く、4.1(2) で領域2 に示した現象の傾向が強くなる。

図7 に $s = 100\text{mm}$ ($\lambda = 0.211$), $H = 20\text{mm}$ ($\zeta = H/a = 0.04$) の条件 (領域2) の振動モードと歪みエネルギー分布を示す。 s が長い (λ が大きい) とビードの長さが短くなるので、ビード部を、はりとみなして考えた時に、ビード部が変形し難く剛体のような挙動となる。この条件ではビード部は、変位はあるが変形が小さく歪みエネルギーも小さい。かわりにビードの先端とパネルの固定境界との間の平坦部が広くなり、曲げ変形しやすく

なり、歪みエネルギー密度の面外変形成分が大きくなる。すなわち、パネルの変形の中で、減衰が効きやすい曲げ変形 (面外変形) の割合が、 s が短い場合 (λ が小さい場合) に比べて大きくなる。

図8 に共振周波数 $f_r^{(n)}$ を示す。ビードの先端とパネルの固定境界との間の距離 s を増すと、共振周波数 $f_r^{(n)}$ は下がる。基本的には、平板状態 ($H = 0, \zeta = H/a = 0$) からビード高さ H を増すと共振周波数 $f_r^{(n)}$ は増加する傾向が認められる。しかし、距離 s が大きい条件 ($\lambda = s/b$ が大きい条件) で、ビード高さ H がかなり高くなると、 H 増加に対して、共振周波数 $f_r^{(n)}$ は増大せず飽和し、むしろ逆にゆるやかに減少する傾向を示した。この条件では、4.1の領域2に相当する高さまでに、ビードが高くなっている。したがって、ビード部は剛体に近い挙動となっており、パネル全体の剛性は、ビード先端とパネル固定境界との間の平板部で決まるようになっていいる。したがって、ビードを高くしても共振周波数 $f_r^{(n)}$ は上昇しにくくなる。むしろ、ビード部の質

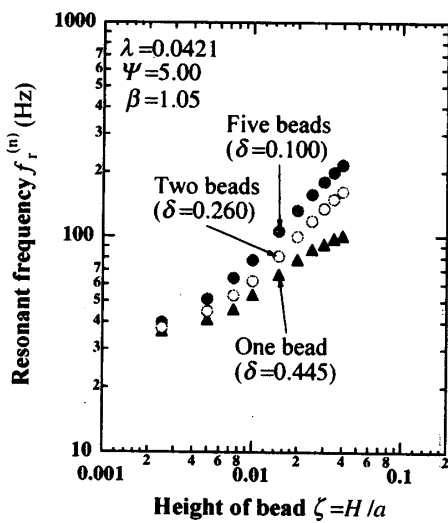


Fig.5 Resonant frequency for bead panels with damping layer

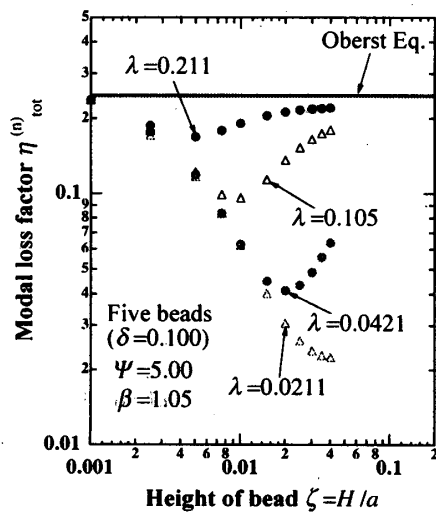
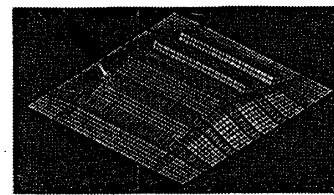
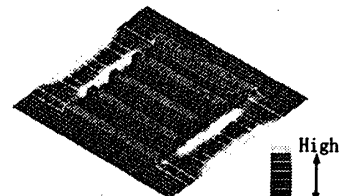


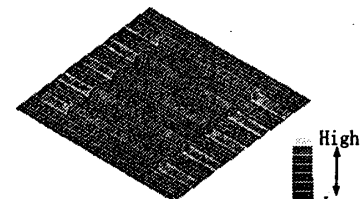
Fig.6 Modal loss factor for bead panels with damping layer



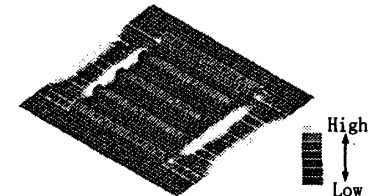
(a) Vibration mode



(b) Total strain energy density



(c) Inplane strain energy density



(d) Out of plane strain energy density

Fig.7 Vibration mode and strain energy density

量増加のために、パネル全体の共振周波数 $f_r^{(n)}$ はゆるやかに低下する傾向となる。

4.3 パネルの板厚の影響 図9に制振材の厚さ h_2 を $h_2=3\text{mm}$ と一定に保ち、鋼製パネルの板厚 h_1 を変化させた場合のモード損失係数 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ の計算結果を示す。板厚 h_1 を $h_1=0.6\text{mm}$ ($\psi=h_2/h_1=5.00$), $h_1=1.2\text{mm}$ ($\psi=2.50$), $h_1=1.8\text{mm}$ ($\psi=1.67$) と変化させた。パネルの板厚 h_1 を増すと、ビードパネルのモード損失係数 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ は小さくなる。定性的には、Oberstの式により、平板の場合に得られる傾向と一致する。なお、この場合も、ビード高さ $\zeta=H/a$ を無限に小さくすると、モード損失係数はOberst式から求められる値に漸近する

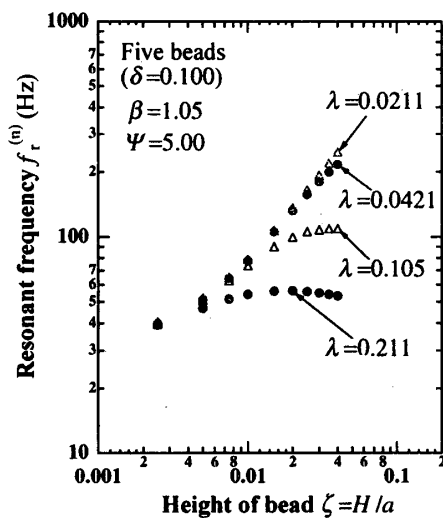


Fig.8 Resonant frequency for bead panels with damping layer

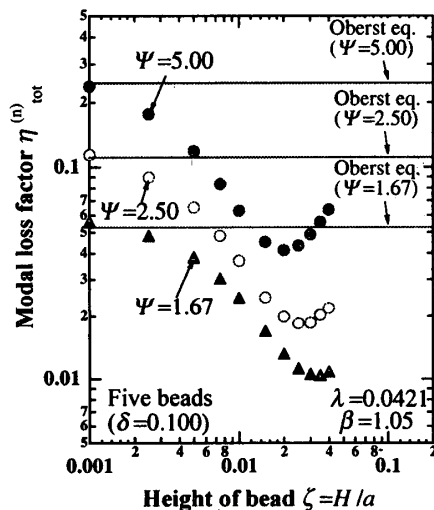


Fig.9 Modal loss factor for bead panels with damping layer

5. 結 言

第一報に引き続き、微小振幅の条件のもとで、非拘束型制振材をビード付きパネルに積層した場合の振動減衰問題を取り扱った。本報告では、ビードの幾何学的な諸元(長さ、高さ)が、振動減衰特性に与える影響に着目し、数値解析を用いて詳細に調べた。全周縁を固定した長方形境界を有し、(1,1)モードの振動減衰挙動を対象とした。得られた結果を要約すると以下のようになる。

(1) 平板の状態(ビードの高さ=0)からビードの高さを増大すると、高さが増すにつれて、パネルで得られるモード減衰は小さくなる(領域1)。ビードの高さがある程度、高くなるとモード減衰に極小値を持つようになる。さらにビードを高くするとモード減衰は増大する(領域2)。

(2) これらの傾向は、ビードの本数が多い程、顕著に現れる。逆に、ビードの先端とパネルの固定境界との間の距離が長いほど、(1)に示す傾向は弱くなる。

(3) ビードの高さを無限に小さくすると、Oberst式から求められるモード減衰に漸近する。

(4) 制振材の厚さを一定に保ち、パネルの板厚を増すと、ビードパネルのモード減衰は小さくなる。

参 考 文 献

- (1) Qian, Y., Aggarwal, A. and Khan, H., *SAE paper*, 971930, (1997), 495-499.
- (2) Terashi, S., Asai, M. and Naito, J., *SAE paper*, 891135, (1989), 103-110.
- (3) 山口誉夫, 佐藤直人, 大空和仁, *自動車技術*, 46-6, (1992), 37-42.
- (4) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, *機論* 54-498C(1988), 402-409.
- (5) 岡崎明彦, 浦田喜彦, 大河内禎一, 立道有年, *機論* 54-508C(1988), 2957-2964.
- (6) Markus, S., *J. of Sound Vib.*, 48-4 (1976), 511-524.
- (7) 井上喜雄, 岡田徹, 上田宏樹, *機論* 66-644, (2000), 1089-1096.
- (8) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 野村章, 制振材を積層した自動車車体用パネルの減衰特性の有限要素解析 (第一報 ビードパネルの減衰特性の実験結果と数値計算結果の比較), *機論* 69-678C(2003).
- (9) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., *Shock and Vibration Bulletin*, 51(1981), 71-81.
- (10) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., *AIAA Journal*, 20-9, (1982), 1284-1290.

- (11) 赤松克児, 山口誉夫, 金澤純一, 機論65-633C, (1999), 1865-1872.
- (12) MA, B. A. and HE, J. F., *J. Sound Vib.*, 152-1, (1992), 107-123.
- (13) 山口誉夫, 機論66-648C(2000), 2563-2569
- (14) 山口誉夫, 機論66-646C(2000), 1842-1848
- (15) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論68-665C (2002), 1-7.
- (16) Oberst, H., *Akustische Beihefte*, Heft 4, (1952), 181-194.
- (17) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E., *Structural Damping*, (1959), 49-87, Pergamon Press, New York.
- (18) 酒井秀夫, 上玉利恒夫, 井上茂, 早野公朗, 騒音対策用材料の特性試験, 昭和60年度自工会受託研究報告書, (1986), 1-64.
- (19) Zienkiewicz, O. C. 著, 吉識雅夫ほか訳, マトリックス有限要素法, (1970), 倍風館.
- (20) 鷲津久一郎, 宮本博, 山田嘉昭, 山本善之, 川井忠彦, 有限要素法ハンドブック I 基礎編, (1981), 1-427, 倍風館.

付録 非拘束型制振材を積層した真直はりの減衰特性(曲げ変形, 軸方向伸縮変形)

付録1. 曲げ変形のみを受ける場合 非拘束型制振材を積層した鋼製はりが, 曲げ変形のみを受ける場合を考える. オイラーベルヌーイの仮定が成立するとすれば, 積層はりの曲げ剛性 B_{out} は次式となる (16) (17) (18)

$$B_{out} = \int_{-(h_1 - \bar{\delta})}^{\bar{\delta}} E_1 y^2 dy + \int_{\bar{\delta}}^{h_2 + \bar{\delta}} E_2 y^2 dy$$

$$= B_1(1+2\bar{e}(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+\bar{e}^2\xi^4) / (1+\bar{e}\xi) \quad (19)$$

ここで, y は積層板の中立軸からの距離である. $\bar{\delta}$ は中立軸の位置であり $\bar{\delta} = (E_1 h_1^2 - E_2 h_2^2) / (2(E_1 h_1 + E_2 h_2))$ である. h_1 と h_2 は, それぞれ鋼層および制振材層の板厚である. E_1 と E_2 は, それぞれ鋼層および制振材層の弾性率である. また, $\bar{e} = E_2 / E_1$, $\xi = h_2 / h_1$ である. B_1 は, 制振材が無い場合のはりの曲げ剛性である.

次に式(19)中の弾性率 E_2 を複素弾性率 $E_2(1+j\eta_2)$ に置き換えることで, 周期外力に対して変形が遅れる現象(ヒステリシス)を考慮する. すなわち, 次式を得る.

$$E_2 \Rightarrow E_2(1+j\eta_2) \quad (20)$$

さらに曲げ剛性を複素量 $B_{out} \Rightarrow B_{out}(1+j\eta_{out})$ にする. 鋼の材料減衰 η_1 は十分に小さいと仮定する. これらを式(19)へ代入し高次の微量を省略すると, 非拘束型制振材を積層したはりが, 純粋な曲げ変形を受ける場合のモード減衰 η_{out} と材料減衰との関係が求めら

れる.

$$\eta_{out} = \eta_2(\xi\bar{e}/(1+\xi\bar{e})) (3+6\xi+4\xi^2+2\bar{e}\xi^3+\bar{e}^2\xi^4) / (1+2\bar{e}(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+\bar{e}^2\xi^4) \quad (21)$$

上式と式(13)とを比較すると係数 α_{out} は次式となる.

$$\alpha_{out} = (\xi\bar{e}/(1+\xi\bar{e})) (3+6\xi+4\xi^2+2\bar{e}\xi^3+\bar{e}^2\xi^4) / (1+2\bar{e}(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+\bar{e}^2\xi^4) \quad (22)$$

これはOberstの式として知られている⁽¹⁶⁾.

付録2. 軸方向の伸縮変形のみを受ける場合

次に非拘束型制振材を積層した鋼製はりが, 軸方向に伸縮変形する場合を考える. 積層はりの伸縮剛性 B_{in} は次式となる.

$$B_{in} = E_1 h_1 + E_2 h_2 \quad (23)$$

曲げ変形の場合と同様に, ヒステリシス現象を考慮するために, 弾性率 E_2 を複素弾性率 $E_2(1+j\eta_2)$ に置き換え, 伸縮剛性を複素量 $B_{in} \Rightarrow B_{in}(1+j\eta_{in})$ にする. これらを式(23)へ代入すると, 軸方向に伸縮変形する場合のモード減衰 η_{in} と材料減衰との関係が求められる.

$$\eta_{in} = \eta_2 / (E_1 h_1 / E_2 h_2 + 1) \quad (24)$$

ただし, 鋼の材料減衰 η_1 は十分に小さいと仮定する. 式(24)と式(13)とを比較すると係数 α_{in} は次式となる⁽⁷⁾.

$$\alpha_{in} = 1 / (E_1 h_1 / E_2 h_2 + 1) \quad (25)$$