

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3報, 散逸エネルギーの分布を集約できるビード形状)

山口 誉夫*¹, 竹前 康德*²
黒沢 良夫*³, 松村 修二*³

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

(3rd Report, Investigation of Bead Shapes which can Concentrate Distribution of Dissipated Energy on Local Area in the Panels)

Takao YAMAGUCHI*⁴, Yasunori TAKEMAE,
Yoshio KUROSAWA and Shuuji MATSUMURA

*⁴Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

Body panels in automobiles are usually stiffened by beads and are covered with viscoelastic damping layers. In the first report, method of numerical analysis for modal loss factors of the bead panels were verified by experimental results. In the analysis, asymptotic method was applied to complex eigenvalue problem using three-dimensional FEM in consideration with complex material parameter. In the second report, influences of geometry (height, length, interval) of the beads on modal loss factors were clarified. In this report, layouting the viscoelastic materials on the surface of the bead panels using damping contributions of positions of the materials to modal loss factor properly, modal loss factors can be improved. Further, by investigating bead shapes which can concentrate distribution of dissipated energy on local area in the panels, effective shape of beads is proposed in consideration with modal loss factor, light weight and rigidity.

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

1. 緒言

自動車が走行時に発生する騒音を低減するために車体パネルには粘弾性制振材が積層されている。また、パネル剛性を確保するなどの目的で、図1のようにビードと呼ばれる凹凸をつけてパネルは成形されることがある。このような三次元形状を有するパネルに制振材を積層した場合の振動減衰特性を解明することは重要である。一方、自動車には静粛性及び剛性と同時に、輸送のエネルギー効率からパネルの軽量化も求められている。したがって、パネルの形状や制振材の配置を工夫して、制振性能と軽量化を高い次元で両立させることが求められている。

今までの著者らの研究から、第一報では有限要素法によるモード減衰の計算法が粘弾性材(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が示されている⁽¹⁾。第二報ではビードの幾何学的な諸元(ビード高さ, ビード先端から固定境界までの距離, ビ

ードの間隔)が、減衰特性に与える影響を解明した。本報告でも前報と同様に全周縁固定、微小振幅の条件のもとで最低次パネル共振を対象とし、ビードパネルに制振材を積層した場合の振動減衰問題を取り扱う。制振材の粘弾性特性を複素弾性率^{(3)~(5)}で表現し有限要素法と漸近法を用いて解析を行った。本報告では、さらにモード減衰に対する制振材積層位置の寄与率を求め、それを用いてビードパネルにおける制振材の効率的な配置を検討した。また、パネルのモード減衰、剛性、軽量化の観点から効果的なビード形状を検討した。特に散逸エネルギーの分布をパネル面の局所に集約できるビード形状について考察した。

2. 解析方法

2.1 粘弾性材と弾性材が混在する構造物の減衰特性の有限要素法による解析法

粘弾性材と弾性材が任意の形態で複合された構造の振動減衰特性を有限要素法により解析する。第一報、第二報で定式化した方法を用いる。その概要を記述する。

調和励振を受け微小変形を仮定する。その条件

* 原稿受付 2003年12月11日。

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

*² 学生員, 群馬大学大学院工学研究科。

*³ 正員, 富士重工業(株)技術研究所(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。

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

下での応力と歪みの関係, 歪みと変位の関係は次式となる.

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

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

$\{\sigma\}$ は応力ベクトル, $\{u\}$ は変位ベクトル, $\{\epsilon\}$ 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.

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^{(6), (7)}.

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

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^{(8)~(13)}, (1), (2). 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が混在する構造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.

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

$\{F\}$ は節点力ベクトル, e_{\max} は要素数である.

式(6)の複素固有値問題は次式となる.

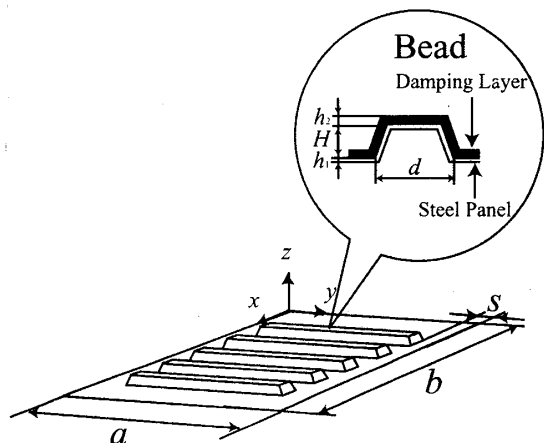


Fig.1 Bead panel with damping layer

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

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, $\eta_{tot}^{(n)}$ 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, 微量量 $\mu = j \eta_{\max}$ を導入し, 式(7)の解を漸近展開すると^{(1), (2), (8), (9)},

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

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

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

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, 次式を得る.

μ^0 の量:

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e - (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_0 = \{0\} \quad \text{----- (12)}$$

μ^1 の量:

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu \beta_e [K_R]_e - \mu \eta_1^{(n)} (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 + \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu [K_R]_e - \mu (\omega_0^{(n)})^2 [M]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 = \{0\} \quad \text{----- (13)}$$

さらに式(12), (13)を整理すると次式を得る.

$$\eta_{tot}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_e^{(n)}) \quad , \quad S_e^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{\max}} \{\phi^{(n)}\}_0^t [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 \quad \text{----- (14)}$$

添え字 (n) は n 次振動モード, $S_e^{(n)}$ 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.

$\{\phi^{(n)}\}_0$ は実固有モードである. 上式からモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ 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^{(1), (2), (8)~(13)}.

2.2 制振材積層位置の減衰寄与度解析法

式(14)中の $\eta_e S_e^{(n)}$ 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損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ への減衰寄与が大きい場所となる. これを確かめるために, 減衰寄与が高い位置の制振材を残し, 寄与の低い位置の制振材を削除することでパネルの減衰が向上するか検証を行う.

具体的には以下の方法を用いる.

まず, パネルの全面に制振材を積層したモデルを用い

て式(14)を用いてモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を計算する。さらに各要素の体積あたりの散逸エネルギーの分担率 D_e (以降, 散逸エネルギー分担密度と呼ぶ)を次式で求める。

$$D_e = \eta_e S_e^{(n)} / V_e, \quad e = 1, 2, 3, \dots, e_{max} \quad (15)$$

ただし, V_e は要素体積である。

ついで, D_e の値が大きい順に制振材に対応する要素を選択していく。選択された要素の質量 $m_e = \rho_e V_e$ の総和があらかじめ設定した質量となるまで選択を続ける。ここで選択された制振材要素を残し, 選択されなかった制振材要素を削除したモデルを作成する。このモデルで再度, モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を計算し全面積層条件で得られた値と比較し両者の比率 Λ (以降, 減衰効率と呼ぶ)を求める。この時の制振材の質量と全面積層した時の質量の比率 γ よりも Λ の方が大きければ, 減衰の効率が大きくなったことになり, 減衰寄与度の解析が有効と言えることになる。次章で検証結果を詳述する。

3. 数値解析結果

図1のようなビードパネルを対象とする。パネルの長辺 $a = 500\text{mm}$, 短辺 $b = 475\text{mm}$, ビードの間隔 50mm とした。パネルは鋼製で板厚は $h_1 = 0.600\text{mm}$ とした。非拘束型制振材の板厚 $h_2 = 3.00\text{mm}$, 貯蔵弾性率 $E_2 = 1\text{GPa}$, ポアソン比 $\nu_2 = 0.45$, 材料減衰 $\eta_2 = 0.333$ とした。ビードの断面形状は台形とした。考察の対象とする振動モードは第一報, 第二報と同様に最低次モードに限定する。

二章の解析方法に基づく三次元有限要素の計算コードを作成し用いた。非適合モードを考慮したアイソパラメトリック八節点六面体要素を用いた。六面体でモデル化ができない部分のみ定ひずみ四面体要素を併用した。制振材層と鋼板層をそれぞれ板厚方向に二分してモデル化した。図2にFEMモデルの例を示す。

なお, 前報⁽¹⁾で二章一節に示す解析法の計算精度は検証してある。

3.1 ビードの諸元が減衰に与える影響 (従来の研究) 前段階として著者らによる前報⁽²⁾で得られた結果の概要を示す。ビードの形状(ビードの高さとビー

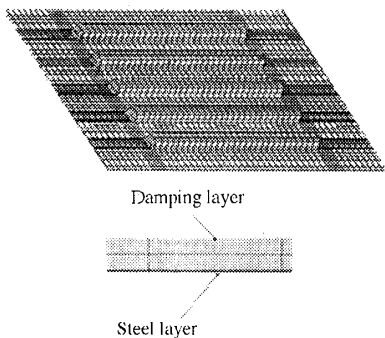


Fig.2 FEM model of bead panel with damping layer

ドの先端からパネルの固定境界までの距離)が減衰に与える影響について既に得られている結果をまとめる。

図3にビードの高さ H および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 $\eta_{tot}^{(n)}$ を示す。横軸は $\eta_{tot}^{(n)}$ であり, 縦軸はビードの高さの無次元量 $\zeta = H/a$ である。ビード先端と固定境界の間の距離 s (図1参照)について, $s = 10\text{mm}$ ($\lambda = s/b = 0.0211$), 20mm ($\lambda = 0.0421$), 50mm ($\lambda = 0.105$),

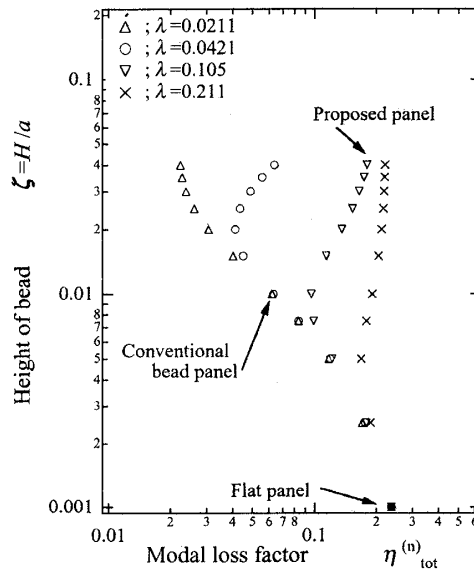


Fig.3 Modal loss factor for bead panels with damping

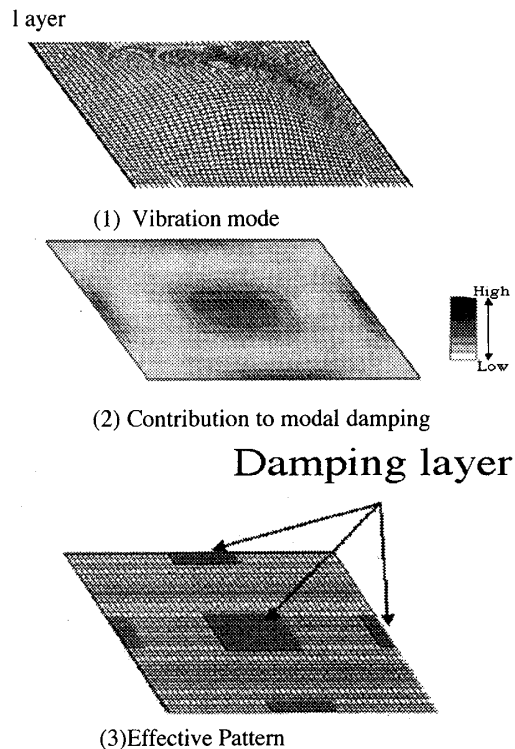


Fig.4 Damping contribution of flat panel having viscoelastic layer

100mm ($\lambda = 0.211$) と変化させた曲線が記載されている。図より、平板の状態(ビード高さ $H=0$, 図中の Flat Panel)から、ビードの高さ H を増大させると、パネルで得られる減衰は小さくなる。図4に平板の状態の(1)振動モード、(2)散逸エネルギーの分布を示す。平板の状態では、固定部と振動の腹の位置の面外変形による歪みエネルギー成分がパネルの全歪みエネルギーの中での比率が高いことが前報からわかっている⁽²⁾。一方、図5に自動車で一般的な諸元のビードパネル(ビード高さ $H=5\text{mm}$, $s=10\text{mm}$, ($\lambda = s/b = 0.0211$))の(1)振動モード、(2)散逸エネルギー分布を示す。この場合には、ビード上面部分の面内変形による歪みエネルギー成分が高い⁽²⁾。先の研究で、パネルの中で面内変形に起因する歪みエネルギーの比率が面外変形に起因する歪みエネルギーに比べ増大すると制振材の減衰効果が小さくなる⁽¹⁶⁾、⁽²⁾。よって、一般的な諸元のビードパネルで得られる減衰(図3中のConventional bead panel)は平板で得られる減衰(図3中のFlat panel)よりも小さくなる。

ビード高さ H を20mmと高くし、ビードの先端とパネルの固定境界との間の距離を $s=50\text{mm}$ と適度に広くしたパネルの振動モード、散逸エネルギーの分布を図6に示す。この場合、ビード部は図6のごとく剛体のように動

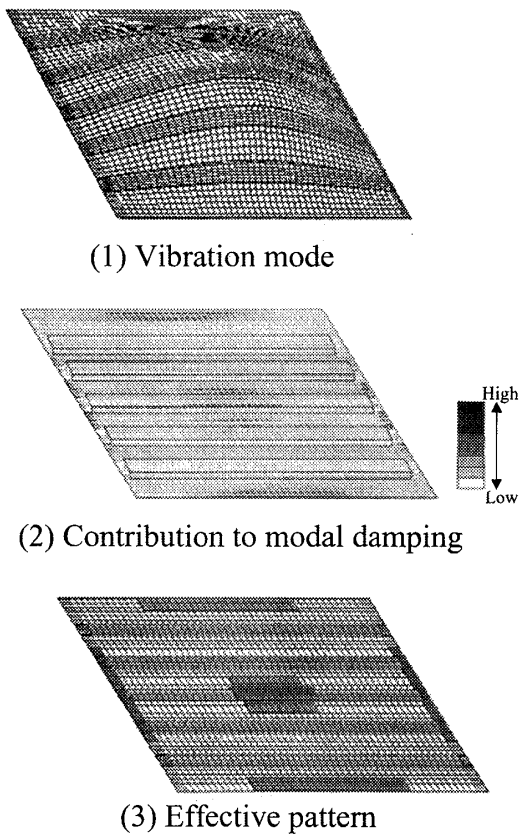


Fig.5 Damping contribution of conventional bead panel having viscoelastic layer

く。この条件ではビード部は変位はあるが変形は小さいため歪みエネルギーも小さい。それに代わり図のようにビード先端とパネルの固定境界との間の平板部が変形するようになる。平板部では減衰の効きやすい面外変形が主体となるため⁽²⁾、このパネルのモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は図3中のProposed panelとして記述するよう

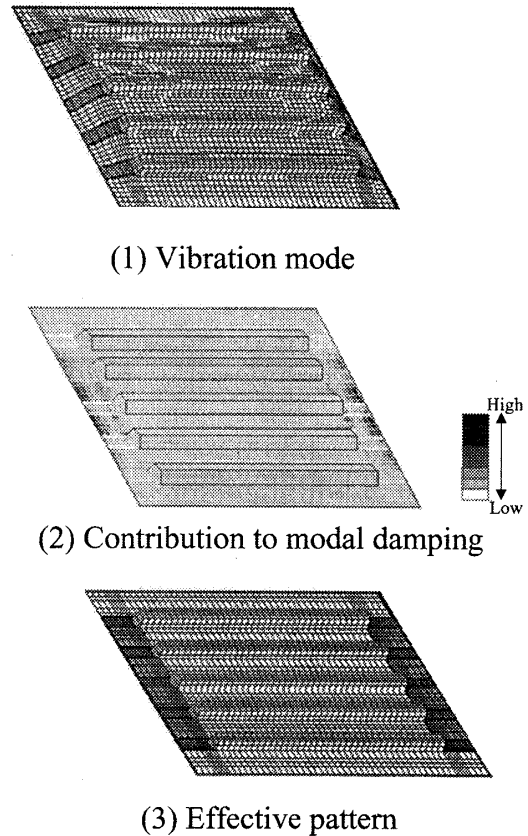


Fig.6 Damping contribution of proposed bead panel having viscoelastic layer panel

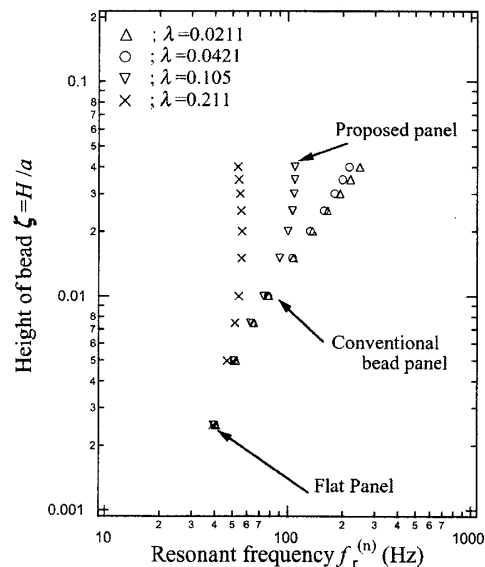


Fig.7 Resonant frequency for bead panels with damping layer

に先に説明したConventional bead panelの値と比べ増大する。

図7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共振周波数 $f_r^{(n)}$ を示す。 $s=10\text{mm}$ ($\lambda=s/b=0.0211$), 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。横軸は共振周波数 $f_r^{(n)}$, 縦軸はビードの高さ $\xi=H/a$ である。図からビードの高さ H を増加させると共振周波数 $f_r^{(n)}$ は基本的には増加する。しかし、距離 s が大きい条件では、パネル全体のばね特性は、ビード部に比べて柔軟なビードの先端と固定境界の間の平板部で決まるため、ビードをある程度以上高くしてもばね特性は上がらず、共振周波数 $f_r^{(n)}$ も増えなくなる。ビードがかなり高くなるとビード部の質量増加の影響により共振周波数 $f_r^{(n)}$ は緩やかに下がる。

以上から、ビードの高さを高くし、ビードの先端から固定境界までの距離を適度に広くすると、高い剛性で高い減衰が得られる。

なお、図6(2)のように、この提案パネルでは減衰寄与度がビードの先端から固定境界までの平板部に集中することとなる。このことは、次章で後述するが、効率的な制振材の配置を検討する場合に大きなメリットとなる。

3.2 制振材の積層位置の減衰寄与度解析

二章二節で示した制振材の積層位置の減衰寄与度解析法を平板パネル、自動車で一般的な諸元を有するビードパネル、提案ビードパネルに適用する。制振材の積層量は、いずれのパネルに対してもパネル全面に積層した場合の制振材質量の12%($\gamma=12\%$)とした。

(1) 平板パネルでの制振材の最適配置

図4(2)に示した全面に制振材を積層した平板の減衰寄与度分布にもとづき、減衰寄与が高い位置の制振材を残し、寄与の低い位置の制振材を削除し制振材の効率的な配置を行う。図4(3)に効率的な配置をしたモデル(effective pattern)を示す。表1に制振材がないパネル、制振材を全面に積層したパネル、制振材が効率的に配置されたパネルの減衰特性を示す。表中、共振周波数 $f_r^{(n)}$, モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$, 減衰効率 Λ (各パネルのモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ と全面に制振材を積層したパネルから得られるモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ との比率)を示す。また、制振材の積層質量とパネル全面に積層した場合の質量の比率 γ をも記載した。モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ については、全面に制振材を積層した場合のわずか12%の質量で、全面積層の場合の減衰の27%の減衰(=減衰効率 $\Lambda=27\%$)を得ている。質量の比率 γ よりも減衰効率 Λ が大きいので、寄与率が高い位置に制

Table.1 Resonant frequency and modal loss factor of the flat panel

Flat Panel	Resonant frequency[Hz]	Modal loss factor(-)	Modal loss factor ratio Λ (%)	Mass or Volume ratio γ (%)
without damping	23.2	0.001	-	0
whole surface	33.8	0.237	100	100
effective pattern	25.4	0.0645	27	12

Table.2 Resonant frequency and modal loss factor of the conventional bead panel

Conventional Bead Panel	Resonant frequency[Hz]	Modal loss factor(-)	Modal loss factor ratio Λ (%)	Mass or Volume ratio γ (%)
without damping	97.4	0.001	-	0
whole surface	78.7	0.0616	100	100
effective pattern	93.3	0.0242	39	12

Table.3 Resonant frequency and modal loss factor of the proposed bead panel

Proposed Panel	Resonant frequency[Hz]	Modal loss factor(-)	Modal loss factor ratio Λ (%)	Mass or Volume ratio γ (%)
without damping	89.8	0.001	-	0
whole surface	109	0.179	100	100
effective pattern	136	0.150	83	12

振材を積層する配置法は有効といえる。

なお、全面に制振材を積層したパネルの共振周波数 $f_r^{(n)}$ は、制振材がないパネルの共振周波数 $f_r^{(n)}$ よりも高い。本計算で使用した制振材は貯蔵弾性率が高いので、パネル剛性が低い平板に、この制振材を積層すると、積層による質量増加よりも積層による剛性増加の効果が大きく、共振周波数 $f_r^{(n)}$ が上がる。また、全面に制振材を積層したパネルの共振周波数 $f_r^{(n)}$ は、制振材を効率的に配置したパネルの共振周波数 $f_r^{(n)}$ よりも高い。効率的な配置を行うことにより貯蔵弾性率が高い制振材の積層量が減少し、制振材による補剛効果が減少し共振周波数 $f_r^{(n)}$ が下がったと考えられる。

(2) 一般的な諸元のビードパネルでの検討

表2に一般的な諸元のビードパネルについて、制振材がないパネル、制振材を全面に積層したパネル、制振材を効率的に配置したパネル(図5の(3))の減衰特性を示す。モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ については、全面に制振材を積層した場合のわずか12%の制振材質量(=質量比 $\gamma=12\%$)で、全面に制振材を積層した場合の減衰の39%の減衰(=減衰効率 $\Lambda=39\%$)を得ている。 $\Lambda>\gamma$ であるので、この場合も制振材を効率的に配置する効果が認められた。

なお、制振材がないパネルよりも全面に制振材を積層したパネルの方が共振周波数 $f_r^{(n)}$ が下がっている。ビードパネルはパネル剛性が高いので、制振材積層による補剛効果よりも質量付加効果の方が大きくなり

$f_r^{(n)}$ が下がったと考えられる。また、減衰寄与度にしたがって制振材を効率的に配置したパネルの方が全面に制振材を積層したパネルよりも共振周波数 $f_r^{(n)}$ が上がっている。補剛効果よりも質量効果の方が大きい制振材の積層量が減少したためと考えられる。

(3) 提案ビードパネルでの検討

表3にビード高さ H を20mmと高くし、ビードの先端とパネルの固定境界との間の距離を $s=50\text{mm}$ と適度に広くした場合(提案パネル)について、制振材がないパネル、制振材を全面に積層したパネル、減衰寄与が高い領域(ビード先端と固定境界との間の平板部)に制振材を重点的に配置したパネル(図6の(3))の減衰特性を示す。重点配置した場合のモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は、全面に制振材を積層した場合のわずか12%の質量($\gamma=12\%$)で、全面に制振材を積層した場合の減衰の83%の減衰(=減衰効率 $\Lambda=83\%$)を得ている。 $\Lambda \gg \gamma$ であり、この場合も制振材を効率的に配置する効果が認められた。

なお、制振材がないパネルよりも減衰寄与が高い領域(ビード先端と固定境界との間の平板部)に制振材を重点的に配置したパネルの方が共振周波数 $f_r^{(n)}$ が高い。減衰寄与が高い領域は、三章一節で説明したパネル全体の剛性を決めている領域と一致している。また、そこは平らな面となっているので、平板パネルと同様に、本報告で用いている制振材を積層すると補剛効果が得られる。したがって、制振材がないパネルよりも制振材を重点的に配置したパネルの方が $f_r^{(n)}$ が高くなっている。全面に制振材を積層したパネルは、制振材がないパネルと重点的に配置したパネルの中間の共振周波数 $f_r^{(n)}$ となっている。減衰寄与が高い領域(ビード先端と固定境界との間の平板部)以外の場所は、高いビードの影響で剛性が高く、制振材積層による補剛効果よりも質量付加効果が大きいことが原因と考えられる。

(4) パネルの形状と減衰寄与度との関係

平板(図4(2))、一般的なビードパネル(図5(2))の散逸エネルギーの分布の図から、これらのパネルでは減衰への寄与が高い位置がパネル上の比較的広い領域にまたがり分散している。表1、表2で先に示したように、12%の質量比($\gamma=12\%$)の積層量では、減衰寄与の高い位置すべてを網羅できなかったため、これらのパネルでは $\Lambda=27\%$ 、 $\Lambda=39\%$ 程度の減衰効率しか得られていない。これに対し、提案ビードパネル(図6(2))では、減衰寄与の高い位置がビードの先端から固定境界までの平板部の狭い範囲に集中している。したがって、表3のように12%の質量比 γ の少ない制振材積層量でも

高い減衰効率 $\Lambda=83\%$ が得られた。

以上より、提案パネルでは、減衰寄与度が高い領域が局所に集中するために、制振材を効率的に配置する効果が極めて高いことがわかる。

3.3 提案ビードパネルの性能

制振材を減衰寄与度にもとづき効率的に配置する条件で、提案ビードパネルと平板パネルの性能比較を行った。同じ量の制振材を使用し比較した。表1と表3のeffective patternについての共振周波数 $f_r^{(n)}$ 、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ 、減衰効率 Λ を比較する。共振周波数 $f_r^{(n)}$ では提案パネルの方が平板に比べ約5.4倍高い。モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ でも提案パネルの方が平板に比べて約2.2倍大きい。また、減衰効率 Λ においても提案パネルは平板に比べ高い値を示している。

同様な条件で、提案ビードパネルと一般的な諸元のビードパネルの性能比較を行った。表2と表3のeffective patternについての $f_r^{(n)}$ 、 $\eta_{tot}^{(n)}$ 、 Λ を比較した。これより共振周波数 $f_r^{(n)}$ について比較すると、提案パネルの方が一般的ビードパネルに比べ約1.5倍高い。モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ も、提案パネルの方が一般的ビードパネルに比べ約6.2倍となっている。さらに減衰効率 Λ も、提案パネルは一般的ビードパネルに比べ高い値を示している。

以上から、同じ量の制振材を使用した条件で比較すると、提案ビードパネルは平板や一般的なビードパネルに比べ、減衰、共振周波数ともに高い。

3.4 提案ビードパネルの性能と距離の関係

図8に、提案ビードパネルに制振材を減衰寄与度にもとづき効率的に配置した場合の(a)共振周波数 $f_r^{(n)}$ (b)モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ (c)減衰効率 Λ (制振材を最適配置したパネルと制振材を全面に積層したパネルのモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ の比)を示す。ただし、ビード高さ H は今までと同じで20mmと高くしてあるが、ビードの先端から固定境界までの距離 s を変化させてある。距離 s を変化させた各パネルに対して、制振材の積層質量を制振材を全面に積層した場合の12%、24%、36%の量とした場合の計算結果が記載してある。

図8(a)の縦軸は共振周波数 $f_r^{(n)}$ 、横軸は距離 s である。距離 s を長く取ると、変形しやすい平板部が広がるため、共振周波数 $f_r^{(n)}$ は下がる。図8(b)にこのときのモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を示す。図から距離 s を増すと、変形しやすい平板部の拡大にともない減衰寄与が平板部に集中し、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は最大値を示す。さらに、距離 s を増すと減衰寄与が高くなる制振材の位置が、パネルの広い範囲にまたがるようになり、モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は下がる。制振材の積層量が

12%, 24%, 36%と変化しても定性的な傾向は同様であるので, この現象は, パネルの形状に起因すると言える. さらに図8(c)から距離 s を増すと, 減衰効率 Λ はある s で最大値を示す. これは, 制振材の減衰寄与分布がパネル表面の中で最も狭い範囲に集中する条件となっている. また, 図から減衰効率 Λ の定性的な傾向も制振材の積層量 γ が変化しても同様であり, 現象がパネルの形状に起因することがわかる.

以上から, ビードの先端から固定境界までの距離が適度に広いビードパネルは, 散逸エネルギー分布をパネルの局所に集中でき, 減衰寄与度が高い領域をビード先端の平板部に集められる. この位置に制振材を重点的に配置することで減衰効率を高くできる. また, 剛性, モード減衰を両立しうるパネルとなる.

4. 結言

前報告^{(1), (2)}に引き続き, 全周縁固定, 微小振幅の条件のもとで, 最低次パネル共振を対象に, ビードパネルに非拘束型制振材を積層した場合の振動減衰問題を取り扱った. 制振材の粘弾性特性を複素弾性率とし有限要素法を用いて解析を行った. 前報の減衰特性解析の検証, ビードの幾何学的な諸元が減衰特性に与える影響の解明に引き続き, 本報告ではモード減衰に対する制振材積層位置の寄与率を求め, それを用いてビードパネルへの制振材の効率的な配置を検討した. さらに, パネルの剛性, モード減衰の観点から効果的なビード形状を検討した. 特に散逸エネルギーの

分布をパネル面の局所に集約できるビード形状について考察した. 得られた結果を要約すると以下ようになる.

(1) ビードパネルについてモード減衰に対する制振材要素の積層位置の寄与率を求め, 寄与率が高い位置のみに制振材を積層することで減衰効率を向上できる.

(2) ビードの先端から固定境界までの距離が適度に広いビードパネルは, 散逸エネルギー分布をパネルの局所に集中でき, 減衰寄与度が高い領域をビード先端と固定境界の間の平板部に集められる. この位置に制振材を重点的に配置することで減衰効率を極めて高くできる. また, 剛性, モード減衰を両立しうるパネルとなる.

参考文献

- (1) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 野村章, 機論69-678C(2003), 297-303.
- (2) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 村上聡, 澤田耕吉, 機論, 69-678C(2003), 304-311.
- (3) Oberst, H., Akustische Beihefte, Heft 4, (1952), 181-194.
- (4) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E., Structural Damping, New York, Pergamon Press, (1959), 49-87.
- (5) 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.
- (6) Zienkiewicz, O. C. 著, 吉識雅夫ほか訳, マトリッ

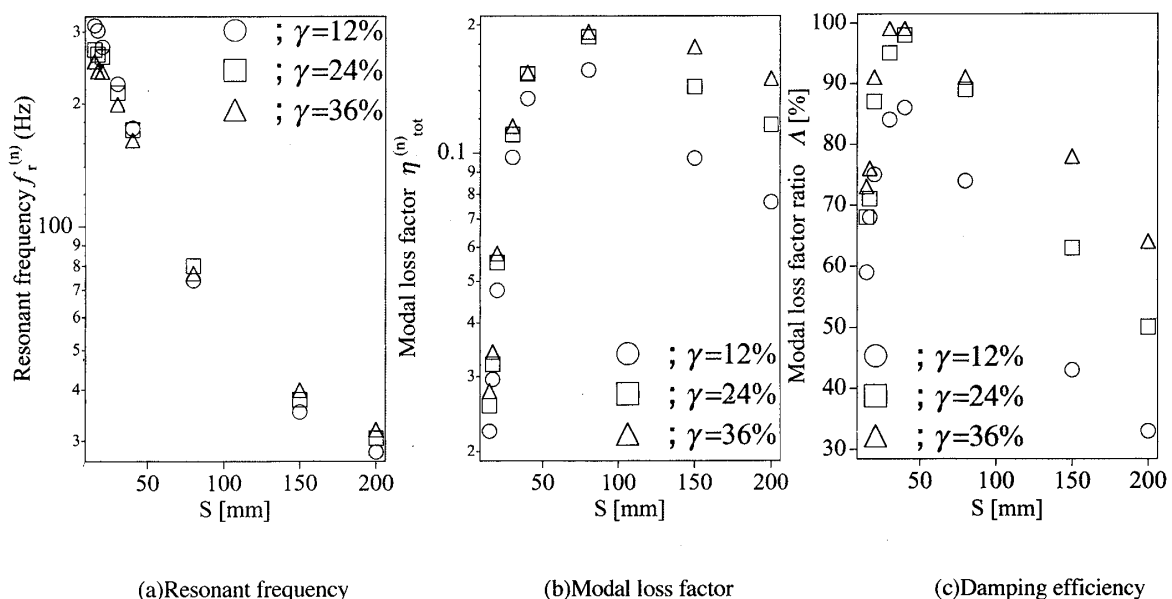


Fig.8 Performance of the proposed bead panel with efficiently positioned damping layer

- クス有限要素法, (1970)倍風館.
- (7) 鷺津久一郎, 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.
- (8) MA, B. A. and HE, J. F., J. SoundVib., 152-1
(1992), 107-123.
- (9) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 機論69-677C
(2003), 34-41.
- (10) 赤松克児, 山口誉夫, 金澤純, 機論65-633C
(1999), 1865-1872.
- (11) 赤松克児, 山口誉夫, 機論69-680C (2003), 953-
958.
- (12) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., Shock
and Vibration, Bulletin, 51 (1981), 71-81.
- (13) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., AIAA
Journal, 20-9, (1982), 1284-1290.
- (14) 長松昭男, モード解析, (1985)倍風館.
- (15) Ferry, J. D. 著, 祖父江他訳, 高分子の粘弾性,
東京化学同人 (1964), 194-231.
- (16) 井上喜雄, 岡田徹, 上田宏樹, 機論66-644,
(2000), 1089-1096.
- (17) 黒沢良夫, 山口誉夫, 榎本秀喜, 松村修二, 機論
69-687C (2003), 2983-2990.
-