粘弾性材を積層したビードパネル構造における FEM とモード歪みエネルギー法による SEA の内部損失率の同定*

山口 誉夫^{*1}, 倉上 卓也^{*2}, 福島 利章^{*3}, モハマド タリク^{*3}, 宮崎 康彰^{*3}

Identification of Internal Loss Factors for SEA Using FEM and Modal Strain Energy Method for Bead Panels with Viscoelastic Damping Layers

Takao YAMAGUCHI^{*1}, Takuya KURAKAMI, Toshiaki FUKUSHIMA,
Mohamad TARIQ and Yasuaki MIYAZAKI

^{*1} Gunma University
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu, Gunma, 376-8515 Japan

This paper describes an identification method of internal loss factors (ILF) for Statistical Energy Analysis (SEA) using FEM. It is known that modal damping of structure is influenced by the shapes and the connections of the structures. We previously proposed the identification method of ILF in consideration of damping coupling between two panels using FEM and Modal Strain Energy method. In this report, we apply our method to structures having two panels (a flat panel and a bead panel) connected in L-type shape. Viscoelastic damping material is laminated on the panels. As a result, effectiveness of our method is confirmed.

Key Words : Damping, Finite Element Method, Noise, Computer Aided Engineering, Damping Property

1. 緒 言

自動車構造の振動音響問題などにおいて、有限要素法(Finite Element Method : FEM)がCAEで広く利用され、多くの実績をあげてきている。しかし、FEMは、高い周波数領域での解析や非常に大きなモデルでの解析では、節点数やモード数が著しく多くなり、計算が困難になる場合がある。一方、統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis Method ; SEA法)は、高い周波数領域ほど、あるいは大きな構造であるほど、波数が多い振動モードが周波数帯域の中で多数の同時に混在することで、SEA要素内の振動エネルギーが一般的な拡散場とみなせるために、通常は高い周波数ほど精度が良いとされる^{(1), (2)}。しかし、SEA法は低周波数域では拡散場とならないために精度は良くないとされる。

当初、平板など単純な形状や単純な結合についてのみ、SEA要素が用意されていた。したがって、平板を多数組み合わせで構成される巨大な船舶構造の振動音響解析などに利用された。一方、自動車の構造は、複雑な曲面やビードと呼ばれる凹凸がパネルに含まれ、さらに結合部に複雑な板組みが用いられることが多いので、周波数が低くなるほど、このような単純なSEA要素では振動音響現象を表現できなかった。そのために実験でSEAパラメータを同定する方法⁽³⁾が開発され、SEA解析に用いられるようになってきた。さらに近年、FEMを利用して、複雑な形状や結合を有する構造物のSEAパラメータの一つである結合損失率を同定する試みがなされている^{(4), (5)}。

自動車などにおいて、パネルの形状や他部材との結合により、同じ粘弾性制振材を用いてもモード減衰が異なることが知られている。そのような問題を、著者らはFEMとモード歪みエネルギー法(Modal Strain Energy Method : MSE法)を組み合わせることで取り扱い、減衰解析を行ってきた^{(6), (7), (8), (9)}。その経験から、SEAパラメータの中で、もう一つの重要なパラメータ

* 原稿受付 2011 年 11 月 23 日 改訂原稿受付日 2012 年 3 月 15 日

^{*1} 正員、群馬大学工学部機械システム工学科 (〒376-8515 群馬県桐生市天神町 1-5-1)

^{*2} 群馬大学大学院工学研究科機械システム工学専攻 (〒376-8515 群馬県桐生市天神町 1-5-1)

^{*3} 群馬大学工学部機械システム工学科

E-mail: yamagme3@gunma-u.ac.jp

である内部損失率も、系の減衰に関するパラメータなので、モード減衰と同様に形状や結合の形態の影響を受ける場合があると考えられる。

著者の中の山口と宮崎は、先にモード歪みエネルギー法とFEMを援用した内部損失率の同定法を提案した⁽¹⁰⁾。その同定法を、制振材を積層した2枚の平板をL字に結合したモデルに適応し、有効性を示した。本論では、提案法を自動車構造などでよく見られる制振ビードパネル^{[5], [6]}へ応用する。粘弾性制振材を積層した各種のビードパネルと平板をL字結合した構造を用い、提案法の有効性を検証した。

Fig.1 SEA model (type A)

Fig.2 SEA model (type B)

Fig.3 SEA model (type C)

Fig.4 SEA model (type D)

2. モデル形状と境界条件

図1～図4のビードパネル構造(SEA要素1)と平板構造(SEA要素2)がL字結合されたモデルを用いる。平板構造(SEA要素2)には厚さ0.8mmの鋼製パネル(300mm×250mm)に厚さ2.0mmの非拘束型制振材を全面に積層した。SEA要素1には平板構造の鋼製パネル、制振パネルにビードと呼ばれる凹凸を入れた。具体的には、SEA要素1として、ビードが無い平板パネル(以後、type A)、L字結合のエッジに対して垂直なビード(50mm×230mm×6mm)を2つ入れたパネル(以後、type B)、L字結合のエッジに対して平行なビード(50mm×280mm×6mm)を2つ入れたパネル(以後、type C)、L字結合のエッジに対して幅が広い垂直なビード(100mm×230mm×6mm)を1つ入れたパネル(以後、type D)の4種類を検討した。SEA要素1を加振してSEA要素2の応答を求める。境界条件として、鋼製パネルおよび制振パネルの鋼板層の周辺のみを固定する。

3. 計算方法

3.1 モード歪みエネルギー法とFEMによるSEAパラメータの内部損失率の同定

ここでは著者らの一部が先に提案したSEAパラメータの内部損失率(Internal Loss Factor; ILF)の同定法の計算方法を示す⁽¹⁰⁾。

FEMで弾性体と粘弾性体とが混在する構造物を離散化し重ねあわせると、要素剛性行列 $[K_R]_e$ 、要素質量行列 $[M]_e$ 、外力ベクトル $\{F\}$ 、節点変位ベクトル $\{u_e\}$ 、角周波数 ω を用い全系の運動方程式は次式となる。

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

η_e はFEM要素 e を構成する材料が有する材料減衰、 $e_{\max}$ はFEM要素数である。式(1)の複素固有値問題は次式となる。

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

添え字 (n) は n 次振動モード、 $\omega^{(n)}$ は固有角振動数、 $\{\phi^{(n)*}\}$ 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FEM要素の中で最大のものを $\eta_{\max}$ とし以下の β_e を導入する^{(6),(12)}。

$$\beta_e = \eta_e / \eta_{\max}, \beta_e \leq 1 \quad (3)$$

ここで $\eta_{\max} \ll 1$ と仮定し、微小量 $\mu = j\eta_{\max}$ を導入し、式(2)の解を漸近展開すると次式を得る。

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad (4)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (5)$$

$$j\eta_{tot}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \mu^7 \eta_7^{(n)} + \dots \quad (6)$$

$\beta \leq 1$ 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(4)、式(5)、式(6)を式(2)に代入し μ_0 と μ_1 の量ごとに整理すると、次のようなJohnsonらが開発したモード歪みエネルギー法(Modal Strain Energy Method; MSE法^{(11),(12),(6)})と同様な形式を得る。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_e^{(n)}), \quad S_e^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \left(\sum_{e=1}^{e_{\max}} \{\phi^{(n)}\}_0^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 \right) \quad (7)$$

$S_{tot}^{(n)}$ は n 次振動モードで変形した条件での各FEM要素の歪みエネルギー分担率(FEM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FEM要素にわたる和から近似計算できる。式(7)中の $\eta_e S_e^{(n)}$ は、モード減衰に対する各FEM要素の寄与を意味することになる。その値は各FEM要素のエネルギー散逸量の大きさを表す。したがって、 $\eta_e S_e^{(n)}$ を、よりマクロな領域であるSEA要素ごとに集計することで、各SEA要素のモード減衰に対する寄与を得ることができる。これは各SEA要素のエネルギー散逸量の大きさを表す。このことを考えて歪みエネルギーの比率を考慮して各FEM要素のエネルギー散逸量 $\eta_e S_e^{(n)}$ を式(8)のように、マクロな領域のSEAの要素毎に集計する。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \alpha + \beta, \quad \alpha = \eta_{damp} S_{damp,i}^{(n)} + \eta_{steel} S_{steel,i}^{(n)}, \quad \beta = \eta_{damp} S_{damp,j}^{(n)} + \eta_{steel} S_{steel,j}^{(n)} \quad (8)$$

η_{steel} と η_{damp} は、それぞれ鋼と粘弾性制振材の材料減衰とし $\eta_{steel} = 0.001$ 、 $\eta_{damp} = 0.333$ を与えた。 $S_{damp,i}^{(n)}$ と $S_{steel,i}^{(n)}$ は、それぞれSEA要素 i の鋼層と粘弾性減衰材層の歪みエネルギー分担率とする。 α と β は、それぞれSEA要素 i とSEA要素 j のモード減衰に対する寄与をあらわす。これらは各SEA要素のエネルギー散逸量の大きさにも対応する。各SEA要素がモードごとに有する減衰を $\eta_{ii}^{(n)}$ 、 $\eta_{jj}^{(n)}$ とする。式(7)を参考にしSEA要素 i のエネルギー散逸量の大きさを考えると $\eta_{ii}^{(n)} (S_{damp,i}^{(n)} + S_{steel,i}^{(n)}) = \alpha$ が成立する。同様にSEA要素 j について $\eta_{jj}^{(n)} (S_{damp,j}^{(n)} + S_{steel,j}^{(n)}) = \beta$ が成立する。したがって、 n 次モードについてSEA要素 i およびSEA要素 j の損失率は式(9)から求められる。

$$\eta_{ii}^{(n)} = \alpha / (S_{damp,i}^{(n)} + S_{steel,i}^{(n)}), \quad \eta_{jj}^{(n)} = \beta / (S_{damp,j}^{(n)} + S_{steel,j}^{(n)}) \quad (9)$$

$\eta_{ii}^{(n)}$ 、 $\eta_{jj}^{(n)}$ について、関連する共振周波数が含まれる周波数バンド内で平均することで、SEA要素 i およびSEA要素 j の内部損失率 η_{ii} 、 η_{jj} が得られる。この方法で求めた内部損失率(ILF)は実験同定⁽³⁾でしばしば問題となるような負値とはならない。

3・2 提案同定法で得られた内部損失率を用いたSEA法

3.1で記述した提案法により同定した内部損失率を用いて、図1のモデルについてSEA法により解析を行う。これより提案同定法を検証する。まず、図1のモデルに対応するSEA要素1とSEA要素2のパワーフローの平衡式は、次式となる^{(1), (2)}。

$$\omega_c [L] \{E\} = \{W\} \quad (10)$$

$$[L] = \begin{bmatrix} (\eta_{11} + \eta_{12}) & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & (\eta_{22} + \eta_{21}) \end{bmatrix}, \quad \{E\} = \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix}, \quad \{W\} = \begin{Bmatrix} W_1 \\ W_2 \end{Bmatrix}$$

η_{ij} はSEA要素 i の内部損失率(ILF)である。 η_{ij} はSEA要素 i からSEA要素 j への結合損失率(Coupling Loss Factor ; CLF)である。 ω_c は1/3 オクターブバンド中心周波数である。SEA要素 i について E_i はエネルギー、 W_i は外部入力パワーである。外部入力パワーと ILF, CLF を与えSEA要素エネルギーを求め、SEA要素の平均振動レベルを求める。単位入力パワーをSEA要素1のみに与え、 $W_1 = 1$, $W_2 = 0$ とする入力条件とし、SEA要素1とSEA要素2の要素間の平均振動レベルの差を計算した。この計算結果とFEMで直接、二枚のパネルの平均振動レベルの差を計算した結果を比較し検証を行った。具体的なFEMでの計算として、SEA要素1に相当するFEM計算モデルをランダム加振し、SEA要素2に相当するFEM計算モデルで平均振動速度レベルを求めた。SEA要素1に相当するFEM計算モデルでの平均振動速度レベルを同様に求め、二枚のパネルの平均振動レベルの差を求めた。

なお、式(10)中の結合損失率(CLF)は、提案法によりFEMで求めた内部損失率(ILF)とSEAの要素エネルギーから、別途、次のように同定して用いた。

式(10)でSEA要素1のみに入力パワー W_1 を与え、 $W_2 = 0$ とした条件の関係式と。SEA要素2のみに入力パワー W_2 を与え、 $W_1 = 0$ とした条件の関係式をまとめると次式が得られる⁽³⁾。

$$\omega_c \begin{bmatrix} E_{11} & E_{11} & -E_{12} & 0 \\ 0 & E_{11} & -E_{12} & -E_{12} \\ -E_{21} & -E_{21} & E_{22} & 0 \\ 0 & -E_{21} & E_{22} & E_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{11} \\ \eta_{12} \\ \eta_{21} \\ \eta_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1 \\ 0 \\ 0 \\ W_2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

E_{ij} はSEA要素 i に外部入力パワー W_i を与えた時のSEA要素 j のエネルギーである。このSEAの要素エネルギー E_{ij} は、等価質量とSEA要素内の振動速度応答の平均値からFEMを援用して求めた。具体的には1/3 オクターブバンド周波数帯域内で一様な起振力を与えてFEMでSEA要素内の振動速度を計算し空間平均した。SEA要素エネルギーのマトリクスが逆行列を持つと仮定し、 $E_{11}E_{22} - E_{12}E_{21} \neq 0$ が成り立つ時、式(11)の2行と3行の連立方程式から式(12)が導きだせる。

$$\begin{aligned} \eta_{12} &= (E_{12}E_{21} / (E_{11}E_{22} - E_{12}E_{21})) (\eta_{11} + (E_{22} / E_{21})\eta_{22}) \\ \eta_{21} &= (E_{12}E_{21} / (E_{11}E_{22} - E_{12}E_{21})) ((E_{11} / E_{12})\eta_{11} + \eta_{22}) \end{aligned} \quad (12)$$

Table 1 Internal loss factor at 100Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (1)	1	9.62E-02	9.62E-02
	2		9.62E-02
B (1)	1	9.50E-02	6.97E-02
	2		9.69E-02
C (1)	1	9.51E-02	7.09E-02
	2		9.72E-02
D (1)	1	9.46E-02	6.36E-02
	2		9.69E-02

Table 2 Internal loss factor at 160Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (2)	1	9.70E-02	9.70E-02
	2		9.70E-02
B (2)	1	9.64E-02	6.97E-02
	2		9.70E-02
C (1)	1	9.68E-02	7.78E-02
	2		9.72E-02
D (1)	1	9.64E-02	6.60E-02
	2		9.72E-02

Table 3 Internal loss factor at 200Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (2)	1	9.73E-02	9.73E-02
	2		9.73E-02
B (2)	1	9.41E-02	6.33E-02
	2		9.74E-02
C (1)	1	9.43E-02	6.19E-02
	2		9.79E-02
D (1)	1	9.30E-02	6.10E-02
	2		9.73E-02

Table 4 Internal loss factor at 315Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (3)	1	9.66E-02	9.66E-02
	2		9.66E-02
B (3)	1	7.49E-02	5.15E-02
	2		9.58E-02
C (3)	1	7.43E-02	5.88E-02
	2		9.71E-02
D (4)	1	7.72E-02	5.25E-02
	2		9.13E-02

Table 5 Internal loss factor at 400Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (5)	1	9.70E-02	9.70E-02
	2		9.70E-02
B (5)	1	7.74E-02	4.87E-02
	2		9.55E-02
C (3)	1	7.81E-02	5.52E-02
	2		9.62E-02
D (2)	1	8.27E-02	6.53E-02
	2		9.71E-02

Table 6 Internal loss factor at 500Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (3)	1	9.63E-02	9.63E-02
	2		9.63E-02
B (3)	1	8.31E-02	5.44E-02
	2		9.55E-02
C (3)	1	9.62E-02	7.59E-02
	2		9.71E-02
D (6)	1	8.90E-02	8.04E-02
	2		9.15E-02

Table 7 Internal loss factor at 630Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (9)	1	9.65E-02	9.65E-02
	2		9.65E-02
B (9)	1	9.00E-02	5.44E-02
	2		9.47E-02
C (5)	1	8.74E-02	6.59E-02
	2		9.64E-02
D (7)	1	9.04E-02	8.05E-02
	2		9.62E-02

Table 8 Internal loss factor at 800Hz band

Type (Number of modes)	SEA element	Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (-)	ILF from proposed method(-)
A (7)	1	9.53E-02	9.53E-02
	2		9.53E-02
B (6)	1	8.03E-02	6.30E-02
	2		9.54E-02
C (6)	1	7.19E-02	6.07E-02
	2		8.77E-02
D (6)	1	9.13E-02	8.32E-02
	2		9.54E-02

この式にFEMで計算したSEA要素エネルギーと内部損失率ILF(提案手法を用いて式(7)～(9)により同定した値)を代入して、結合損失率CLFを得る．外部入力パワー W_i の値は、CLFの計算には用いていない．すなわち、この計算で W_i の同定は必要ない．

なお、図2のtypeBのビードパネルと平板を切り離して、それぞれ周縁を固定した系（制振材積層ビードパネル

93.8Hz

Fig.5 Eigenmodes (type B,100Hz band)

92.8Hz

Fig.6 Eigenmodes (type C,100Hz band)

93.9Hz

Fig.7 Eigenmodes (type D,100Hz band)

283Hz

304Hz

Fig.8 Eigenmodes (type B,315Hz band)

321Hz

285Hz

305Hz

Fig.9 Eigenmodes (type C, 315Hz band)

316Hz

283Hz

293Hz

306Hz

Fig.10 Eigenmodes (type D, 315Hz band)

338Hz

Fig.11 Eigenmodes for type B at 800Hz band

Fig.12 Eigenmodes for type C at 800Hz band

のみの構造と制振材積層平板パネルのみの構造) の計算モデルを過去に別途作成し振動特性を FEM+MSE で計算してある. その加速度応答, 振動モード, モード損失係数の解析結果と実験結果を比較し, 精度が充分であることを確認し報告してある⁽⁶⁾.

4. 計算結果

4・1 内部損失率 (DLF) の提案同定法の結果

表1～表8に各バンドでの内部損失率 ILF の同定結果を示す. 表中にはバンド内でFEM+MSE から得られるモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ を平均した値と提案同定法による ILF を記載してある. また, 表中の Type の下の括弧の中の数値は 1/3 オクターブバンド内の固有値の数を表す. モード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ の平均値 Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ (表1～表8中央)では, L字構造の2つのパネルが連成し, 二枚の板の中間の減衰値となる. 提案同定法では, この値を各 SEA 要素に, マクロ要素の歪みエネルギーに応じて配分し, ILF を計算した. なお, type B～D について共振が一つもない 1/3 オクターブ周波数バンド(125Hz と 250Hz)の結果は記載していない. 非拘束型制振材を積層した平板に相当する type A, type B, type C, type D の SEA 要素 2 と type A の SEA 要素 1 の内部損失率 ILF は, Oberst 式⁽¹³⁾による理論減衰値 0.095 に近い値になった. 特に type A は SEA 要素 1 と SEA 要素 2 がともに平板構造であるので, モード損失係数の平均値 Av. $\eta_{tot}^{(n)}$ も, その理論減衰値 0.095 に近い値になった. これより SEA 要素 1 に異なるビード形状を用

Fig.13 Eigenmodes for type D at 800Hz band

Fig.14 Coupling loss factors (type B)

Fig.15 Coupling loss factors (type C)

Fig.16 Coupling loss factors (type D)

いた場合でも、SEA 要素 2(各 type で共通の制振平板)の内部損失率は、ほぼ同じ値として同定され、しかも、その値は理論減衰値にほぼ等しくなった。これは本同定法の有効性を表している。

ビード加工されたパネル (type B, type C, type D の SEA 要素 1)の内部損失率 ILF は、平板での Oberst 式の理論減衰値よりも小さな減衰になる。この現象は著者らにより過去に詳細な検討がなされている。パネルの曲げ変形モードの中に、ビード端面の縦壁において減衰が効き難い面内変形が導入されることが原因である^{(6), (7), (8)}。また、それぞれのビードパネルの内部損失率 ILF についての、平均する前のモード毎の値 $\eta_{ii}^{(n)}$, $\eta_{jj}^{(n)}$ (式(9)参照)は、ビードパネルと平板を切り離して周縁を固定した系の有限要素モデルで、対応するモードについて計算した減衰値とほぼ一致したことを付記しておく(本論文では紙面の都合で省略)。

図 5～図 13 にビードパネル構造と平板構造を L 字結合した系の振動モードの例を示す。図 5, 図 6, 図 7 に、それぞれ type B, type C, type D の 100Hz バンドにおける振動モードを示す。図 8, 図 9, 図 10 に、それぞれ type B, type C, type D の 315Hz バンドにおける振動モードを示す。図 11, 図 12, 図 13 に、それぞれ type B, type C, type D の 800Hz バンドにおける振動モードを示す。なお、図 5～図 13 の振動モードの図では、鋼板の変形が見えるように図 2～図 4 の裏から制振材が無いパネル面を見た図になっている。図 5～図 13 において、縦壁となっているパネルは SEA 要素 1 であり、水平となっているパネルは SEA 要素 2 である。100Hz バンドの結果である図 5～図 7 では、いずれの type においても、ビード部(SEA 要素 1)が主体に変形するモードは、まだ現れていない。平板部(SEA 要素 2)の変形が主体のモードのみとなっている。315Hz バンド(図 8～図 10)でビード部(SEA 要素 1)が主体に変形するモードが現れ始めている。315Hz バンド(図 8～図 10)と 800Hz バンド(図 11～図 13)においてはビードパネルのモードと平板のモードが連成している。800Hz バンドの振動モードが 315Hz バンドに比べ、波数の多いモードになっている。

結合損失率 CLF を図 14 (type B), 図 15 (type C), 図 16 (type D) に示す。各図中には type A の結合損失率 CLF を比較のために記載した。 η_{12} は SEA 要素 1 から SEA 要素 2 への伝達に関する結合損失率 CLF である。 η_{21} は、その逆方向の伝達に関する結合損失率 CLF である。共振が一つもない周波数バンド(type A の 125Hz バンド, type B～D の 125Hz バンドと 250Hz バンド)の結果は記載していない。type A は二枚の同じ制振平板を L 字に結合した構造なので η_{12} と η_{21} は同じ値となっている。これらの図から、全体的な傾向として、ビードパネル構造から平板構造への伝達に対応する結合損失率 CLF である η_{12} の方が、平板構造からビードパネル構造への伝達に対応する結合損失率 CLF である η_{21} よりも値が大きい結果となった。特に 100Hz, 160Hz, 200Hz バンドでその傾向が顕著であるが、これらの周波数では図 5～図 7 のようにビード部(SEA 要素 1)が主体に変形する共振がまだ現れておらず、平板部(SEA 要素 2)が主体に変形するモードとなっている。そのために平板部(SEA 要素 2)が加振されてもビード部(SEA 要素 1)はあまり振動しないと考えられる。ビードの仕様(type B, type C, type D)の違いによって結合損失率 CLF の値は変化するが全体的な傾向は似ていることがわかる。

4・2 各モデルでの提案 SEA 法の応答レベルによる検証

FEM とモード歪みエネルギー法を援用した内部損失率 (ILF) の提案同定法を検証する。

提案同定法で求めた内部損失率を用いて SEA 要素 1 と SEA 要素 2 の間の振動速度レベル差を計算した。その値と、FEM で直接求めた振動速度のレベル差を比較した。FEM で直接求めた振動速度レベル差 (以降の図中では FEM(Reference) と記載) を基準値として議論を進める。提案同定法に基づく SEA 法 (以降の図中では SEA(Identified ILF) と記載) では、式(9)から得られた ILF と式(11)から得られた CLF を式(10)に代入して SEA 要素エネルギーを求め、SEA 要素間のレベル差を求めた。図 17～図 24 は各バンドにおける FEM(Reference), 提案 SEA 法でのそれぞれのパネル間のレベル差である。なお、125Hz バンドと 250Hz バンドの結果は、共振が一つもなかったために本提案同定法は適用できないので記載していない。これらの図より 315Hz バンドよりも高い周波数で提案 SEA 法は、ほぼ FEM(Reference) に一致しており、本手法の有効性が示された。200Hz バンド以下の周波数バンドにおいても、本モデルにおいては、やや精度は低下するが 提案 SEA 法の結果と FEM(Reference) の結果の対応は悪くない。固有値の数が少なく拡散性が充分ではない周波数域ではあるが、結合損失率を FEM で同定したためと考えられる。ただし、低周波数域では、さらに多くのケーススタディによる追加検討が必要と思われる。

Fig.17 Level difference at 100Hz band

Fig.18 Level difference at 160Hz band

Fig.19 Level difference at 200Hz band

Fig.20 Level difference at 315Hz band

Fig.21 Level difference at 400Hz band

Fig.22 Level difference at 500Hz band

Fig.23 Level difference at 630Hz band

Fig.24 Level difference at 800Hz band

4・3 提案法で同定した内部損失率を用いた3要素SEAモデルの応答予測

前節までで取り扱った2要素SEAモデルから、提案法により同定した内部損失率ILFを用いて、図25のような3要素SEAモデルの応答を予測する。このモデルでSEA要素1とSEA要素2は図2の2要素SEAモデル(type B)と同じ構成である。type Bのモデルの側面(片側)の固定条件をはずし、SEA要素2と同様な制振材を積層した平板(SEA要素3)を追加したモデルである。SEA要素3について、SEA要素1やSEA要素2と接合していない境界を固定した。SEA要素1とSEA要素2の内部損失率ILF η_{11} , η_{22} は2要素SEAモデルから提案同定法で求めた値(表1～表8のtype Bの値)を用いた。SEA要素1とSEA要素2の間の結合損失率CLF η_{12} , η_{21} も、先に2要素SEAモデルから求めた値(図14のtype Bの値)を用いた。さらに、図25のモデルからSEA要素1とSEA要素3のみを切り出して周縁を固定したモデルおよびSEA要素2とSEA要素3のみを切り出して周縁を固定したモデルを用意した。前者の2要素SEAモデルから3.1節で示した提案法で η_{33} を計算し、3.2節で示した手順で η_{13} , η_{31} を同定した。また後者の2要素SEAモデルから同様にして η_{23} , η_{32} を同定した。以上の2要素SEAモデルで同定した内部損失率ILF η_{11} , η_{22} , η_{33} , 結合損失率CLF η_{12} , η_{21} , η_{23} , η_{32} , η_{13} , η_{31} を用いて3要素SEAモデルのパワーフローの平衡方程式を作成した。図25のモデルでSEA要素1のみに外部入力パワーを与え、SEA要素1, SEA要素2の平均振動速度レベルを求め両者のレベル差を求めた。その結果とFEMで直接求めた振動速度のレベル差を比較し図26に記載した。FEMで直接求めた振動速度レベル差を図中でFEM(Reference)と記載した。提案同定法に基づくSEA法の結果は図中でSEA(Identified ILF)と記載してある。なお、125Hzバンドと250Hzバンドの結果は、 η_{11} , η_{22} のデータが無いので記載していない。図より3要素SEAモデルにおいても315Hzバンドよりも高い周波数で提案SEA法は、ほぼFEM(Reference)に一致しており、本手法の有効性が示された。本モデルにおいては、200Hzバンド以下の周波数においても、提案SEA法の結果とFEM(Reference)の結果の対応は悪くない。拡散性が不十分な周波数域ではあるが、結合損失率をFEMで同定したためと考えられる。先にも述べたが低周波数域では、さまざまな条件で多数のケーススタディにより追加検討をしていく必要がある。

Fig.25 SEA model to verify the proposed method

Fig.26 Level difference between SEA element 1 and SEA element 2

5. 結 言

著者らが先に提案したモード歪みエネルギー法(MSE法)とFEMを援用しSEAパラメータの一つである内部損失率を同定する方法を, ビードパネルと平板をL字連結した構造に非拘束型粘弾性減衰層を積層した問題に応用した。以下の結果が得られた。

(1) ビードを結合部に平行, あるいは垂直にいたパネルと平板のL字連結構造において, 提案同定法による内部損失率を用いたSEA法の解析精度は良好であった。

(2) ビードの幅が狭い場合, 広い場合ともに, L字連結構造において, 提案法の解析精度は良好であった。

(3) ビードパネルにおいても, 提案同定法による内部損失率と結合損失率を用いたSEA法では, 高周波数域のみならず本モデルでは低周波数域の精度を改善することができた。

謝 辞

本研究のまとめにおいて, 内容の討論と追加計算や図表作成に協力を頂いた群馬大学工学部機械システム工学科 中村大樹君に感謝する。

文 献

- (1) Lyon, R. H., "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems", Theory and Applications, MIT Press, (1975).
- (2) 入江良彦, "SEA法による固体伝播音解析", 日本音響学会誌, Vol. 48, No. 6 (1992), pp. 1-12.
- (3) Bies, D. A. and Hamid, S., "In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 70, No. 2 (1980), pp. 187-204.
- (4) Simmons, C., "Structure-borne sound transmission through plate junctions and estimates of SEA coupling loss factors using the finite element method", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 144, No. 2 (1991), pp. 215-227.
- (5) 山崎徹, 鎌田実, "統計的エネルギー解析法の自動車振動予測への適用に関する基礎的検討(第二報 有限要素法の援用)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 32, No. 4 (2001), pp. 113-119.
- (6) 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解析結果の比較)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 297-303.
- (7) 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 村上聡, 澤田耕吉, "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(第二報 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)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 304-311.
- (8) 山口誉夫, 竹前康徳, 黒沢良夫, 松村修二, "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, 第三報 散逸エネルギーの分布を集約できるビード形状", 日本機械学会論文集C編, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3062-3069.
- (9) 黒沢良夫, 山口誉夫, 榎本秀喜, 松村修二, "制振材が積層された自動車パネルの振動減衰特性(大規模FEモデルを用いた振動解析)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 69, No. 687 (2003), pp. 2983-2990.
- (10) 山口誉夫, 宮崎康彰, "モード歪みエネルギー法とFEMを援用したSEAの内部損失率の同定法(L字結合された平板制振構造への適用)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, No. 772 (2010), pp. 3381-3388.
- (11) Johnson, C. D. and Kienholz, A., "Finite element prediction of damping structures with viscoelastic layers", *AIAA Journal*, Vol. 20, No. 9 (1982), pp. 1284-1290.
- (12) MA, B. A. and HE, J. F., "A finite element analysis of viscoelastically damped sandwich plates", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 152, No. 1 (1992), pp. 107-123.
- (13) Oberst, H., *Akustische Beihefte*, Heft 4, (1952), pp. 181-194.