

## 【工学】

研究論文

# L型平板を対象に結合損失率を目的関数とした 制振材の適性配置に関する研究

黒田 勝彦<sup>\*1</sup>

## Study on Proper Arrangement of Damping Material for a L-shaped Plate with Coupling Loss Factor as an Objective Function

KURODA Katsuhiko

### Summary

A structural optimization method of subsystems to realize desired SEA parameters was proposed by the authors in the past studies. This method is based on a combination of SEA and FEM calculation, calculating repeatedly until satisfying the value of objective functions under arbitrary constraints. As a result of applying the proposed method to a simple structure consisting of two flat plates connected in an L shaped configuration, the design variable is taken as the thickness of the FEM element, a subsystem structure with the desired value of the CLF or power flow between subsystems for the one frequency band or multi frequency bands were constructed. However, it is difficult to apply the optimal results to real machine structure because of setting the thickness of the FEM element as the design variable. In this paper, the method is also validated through numerical analyses, using a finite element method, of an L shaped plate, the subsystem is grouped into a plural elements, and the each grouped element is set as a design variable, which should take a discrete value, the total mass is taken as a constraint function in order to minimize CLF<sup>12</sup> at one frequency band. As a result, in comparison with experimental data, numerical analysis results are qualitatively accurate.

**Keywords :** (Statistical Energy Analysis, FEM, Shape Design, Vibration of Continuous System, Forced Vibration)

### 1. はじめに

現在自動車産業において、燃費規制が厳しくなり燃費向上のため車体の軽量化が要求され、高剛性の薄い鋼板が部分的に使用されることで複雑な構造形態となり、高

周波数までの振動騒音解析が求められている。また、駆動にモータを用する EV、HV や PHV の車では内燃機関の車に対して常時比較的静かであることが要求され、振動騒音解析の技術者にとって可聴周波数域までの振動騒

---

<sup>\*1</sup> 工学部 工学科 機械工学コース 教授

2019年3月26日受付

2019年6月28日受理

音対策が不可欠となっている。自動車や機械構造物の低振動・低騒音を実現するために、従来の固有振動数や周波数応答関数（以下 FRF）を目的関数とした最適化手法に対して、著者らによって多モード系に対する振動音響解析手法である統計的エネルギー解析法（Statistical Energy Analysis; 以下 SEA）<sup>(1)</sup>を用いた構造要素間のエネルギー流れに着目し、結合損失率（Coupling Loss Factor; 以下 CLF）を目的関数とした構造最適化が提案された<sup>(2)</sup>。構造最適化法は、具体的な構造検討が可能な FEM モデルを用いて SEA サブシステムの各 FEM 要素の板厚を設計変数として繰り返し計算により要素の板厚が決定され SEA 要素形状が具体化される。しかし現在の加工技術では、部分的に板厚を変更する構造最適化結果を具体化することはきわめて困難であり、何かしらの改善策が望まれている。

SEA の構造最適化問題への適用について、解析 SEA を用いて車内音圧の低減を目的に、各 SEA 要素の板厚と内部損失率を設計変数にして検討した例<sup>(3)</sup>や、各損失率を設計変数にして検討した例<sup>(4)</sup>がみられる。またエネルギー有限要素法という手法も近年確立されてきており、船体の居室内振動の低減を目的に、グループ分けされた要素の損失係数を設計変数にして検討した例<sup>(5)</sup>がみられる。しかし、要素の具体的な構造については検討されていない。

以上の背景の下、本報では L 型の鋼製平板を対象にそれぞれの平板を任意の数のグループに分け、そのグループ分けした要素を設計変数として 2 値（オリジナルと制振材）から選択できるような最適化方法を構成し、質量を制約条件として単一の周波数帯域の結合損失率の最小化を目指し構造最適化を行い、その解析結果を実験的に検証した。

## 2. SEA 基礎理論

**2.1 SEA 基礎式** SEA は、対象系（system）を要素（subsystem）の集合体とみなし、要素間のパワー平衡に着目する。r 要素からなる系の SEA 基礎式は、次式で表される<sup>(1)</sup>。

$$\mathbf{P} = \omega \mathbf{L} \mathbf{E} \quad (1)$$

$$\mathbf{L} = \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \sum_{i \neq 1}^r \eta_{1,i} & -\eta_{2,1} & \cdots & -\eta_{r,1} \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \sum_{i \neq 2}^r \eta_{2,i} & \cdots & -\eta_{r,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1,r} & -\eta_{2,r} & \cdots & \eta_{r,r} + \sum_{i \neq r}^r \eta_{r,i} \end{pmatrix} \quad (2)$$

ここで、 $\omega$  は中心角振動数、 $\mathbf{E}$  は要素エネルギーベクトル、 $\mathbf{P}$  は入力パワーベクトルである。損失率マトリクス  $\mathbf{L}$  は、内部損失率  $\eta_{i,i}$ （Internal Loss Factor; 以下 ILF）と結合損失率  $\eta_{i,j}$ （Coupling Loss Factor; 以下 CLF）を成分とする。ILF と CLF を評価し、損失率マトリクス  $\mathbf{L}$  を生成することを SEA モデルの構築と称す。

**2.2 FEM ベースの SEA サブシステムの構造最適化** 著者らによれば、SEA 要素形状の詳細検討を目的として構造最適化を組み込んだ構造最適化手法が提案されている<sup>(2)</sup>。SEA パラメータには、入力パワー、要素エネルギー、内部損失率、結合損失率、パワーフロー等があるが、本報では SEA サブシステムの構造最適化について、2 要素系の SEA パラメータで要素間のエネルギー流れを示す指標の一つである CLF を検討対象とし、パワー注入法（Power Injection Method: 以下 PIM）<sup>(6)</sup>に基づき算出する。CLF を算出するにあたり、SEA 要素における入力パワーと要素エネルギーを求める必要があり、加振方法には Rain-on-the-roof 加振（以下 rof 加振）が推奨されている。しかし、高周波数域の解析になると、構造メッシュが細かくなり加振点数や応答点数が増え、解析に時間がかかるため、より短時間で効率的に結果を得ることが求められている。そこで、本報では著者が推奨する rof 加振に代替し加振点数が少ないため短時間で解が得られる基礎励振の一種であるラージマス解析により加振を行う<sup>(7)</sup>。

**2.3 SEA パラメータ最適化問題の定式化** FEM 要素形状を決定する最適化問題の定式化は、従来から検討されてきた構造形状の最適化問題と同様に扱う。本研究での目的関数は CLF であり、それらを最小にする場合を例に定式化を行う。

設計領域  $D$  において、制約関数  $g(\{x_j\})$  の制約のもと、周波数帯域  $i$  における目的関数  $CLF_i(\{x_j\})$  を最小化する場合、以下のようになる。

$$\text{Minimize } \sum_i \left( CLF_i(\{x_j\}) \right) \quad (3a)$$

$$\text{Subject to } g(\{x_j\}) - g_{\max} \leq 0 \quad (3b)$$

$$\{x_j\}^L \leq \{x_j\} \leq \{x_j\}^U \quad (j=1, \dots, n) \quad (3c)$$

ここで、 $g_{\max}$  は  $g(\{x_j\})$  の上限値である。

### 3. L型の鋼製平板での検討

**3.1 対象構造物と問題設定** 図1に示す厚さ1.6 mmのL型の鋼製平板を対象とし、実験結果と比較しやすいことから、境界は自由支持とする。最適計算においてオリジナル状態である生板と生板に制振材貼付（ブチルゴム2 mm）の2値を選択する際の基準となる構造物の材質特性を決めるにあたり、図1の平板2単体を対象に図2で生板と制振材を全面に貼付したFRFの実験結果（実験はインパクトハンマーによる図1の■位置の点加振で加振点応答、境界は自由支持）を比較することにより、生板と制振材の密度  $7542 \text{ kg/m}^3$  と  $9651 \text{ kg/m}^3$  及び ILF 0.1% と 5% をそれぞれ決定した。なお、縦弾性係数  $2.11 \times 10^{11} \text{ Pa}$  とポアソン比 0.3 は、生板と制振材貼付で同値とした。モデルの作成には、汎用有限要素解析ソフトウェア ANSYS Ver.16.1（要素タイプは弾性シェル要素 shell181）を使用し、1/3 オクターブの計算には MATLAB を、構造最適化には、CAE プロセスの自動化と統合化及び最適化が可能な OPTIMUS10.18 を使用する。要素サイズは、1k Hz の曲げ波長に6節点が含まれるように  $0.02 \text{ m} \times 0.02 \text{ m}$  とすると、節点数は 1578、要素数は 1202 となる。ラージマス解析においては、ラージマスの設置前後での固有振動数の違いの小さい平板1の節点位置（幅 0.56 m、高さ 0.46 m）と平板2の節点位置（幅 0.56 m、高さ 0.26 m）から剛体領域を介して鉛直方向に 0.3 m 離れた節点に平板の質量に  $10^6$  倍掛けた質量をそれぞれ設け、振動加速度が  $9.8 \text{ m/s}^2$  で平板の面外方向にそれぞれ加振する。要素エネルギーは、結合部を除く全ての節点の応答変位を 25 Hz から 1k Hz まで 5 Hz 刻みで算出し CLF 計算に必要な入力パワーと要素エネルギーの計算を行った後、50 Hz から 800 Hz までの 1/3 オクターブ帯域周波数特性を MATLAB で算出した。最適計算においては、図1に示すように平板1と2をそれぞれ 30 エリアと 18 エリアにグループ分けし、加振エリアを除く 29 エリアと 17 エリアで2値が選択できる設計変数とした。制約条件は質量で

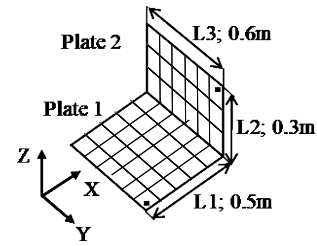
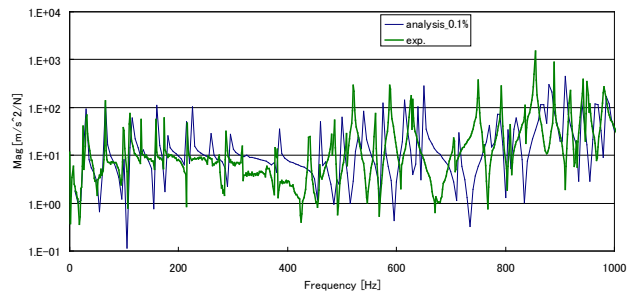
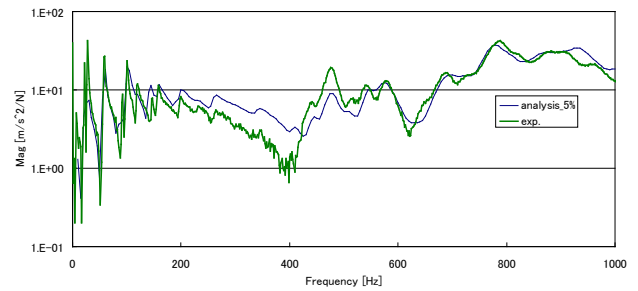


Fig.1 Test-plate structure: points marked “■” are rigid-body points for large-mass method.



(a) Magnitude results by bare plate.



(b) Magnitude results by bare plate with rubber.

Fig.2 Comparison between the analytical and the experimental results of FRF.

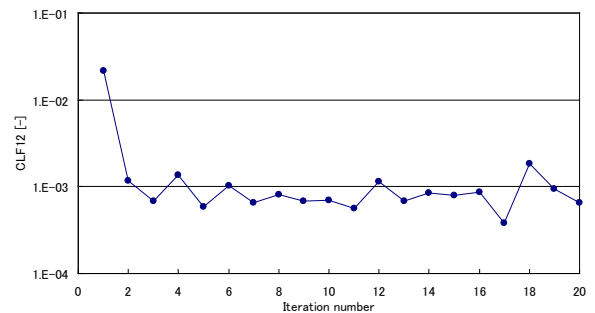


Fig.3 Iteration history for the objective function CLF12 in the 500 Hz band.

生板では 3.60 kg と 2.17 kg であり、上限を 7 エリアと 4 エリアまでの制振材付加とし、上限値は 3.86 kg と 2.31 kg である。目的関数は、図4で示す対象周波数範囲で最

大値 ( $2.16 \times 10^{-2}$ ) を示した 500 Hz 帯域の CLF12 とした。

**3.1.1 結果と考察** ラージマスを除くオリジナル平板の FEM によるモード解析の結果、固有振動数は剛体モードを除いて約 12 Hz から、500 Hz 帯域では 13 個のモードが見られた。OPTIMUS のソフトウェア上では最適化アルゴリズムが選択でき、本報では、一般的な非線形計画問題に対して大域的最適化手法の一種である Self-Adaptive Evolution (以下 SAE) を用いた。また大域性を向上させるため 1 回の実験で設計変数の 5 倍、すなわち 230 個の個体が生成される設定とした。なお繰り返し回数は、最適解を得るのに局所的最適化法に比較して計算時間がかかるため、20 回で打ち切った。

図 3 に 500 Hz 周波数帯域における最適化の過程で得られた反復数と最適化の目標である CLF12 の推移結果を示す。図 3 には、各実験の中で最小値のみを示した。図 4 に CLF12 の初期値と最適化結果の比較を示す。なお最適化結果とは、20 回の反復計算から最小値となる 17 回目の反復で得られた結果である。図 4 のオリジナルの 100 Hz、315 Hz、800 Hz 帯域と最適化結果の 250 Hz 帯域においては、負の値を示しているためプロットされていない。CLF が負の値となった原因については、今後の検討課題とする。また図 5 に最適化結果の制振材貼付位置を示す。図 5 の結果より、最適化結果の制振材付加の数は質量の制約上限に達し、平板 1 が 7 箇所、平板 2 が 4 箇所の制振材貼付となった。図 3 より反復 1 回で、CLF が初期値の約 95 % 程度減少していることがわかる。最適化結果は、初期値 ( $2.16 \times 10^{-2}$ ) に対し  $3.84 \times 10^{-4}$  に減少し、初期値の約 2 % の値となった。また図 4 より、500 Hz 帯域前後の周波数帯域でも初期値に比べて小さな値となっている。

**3.2 実験内容** 実験における加振方法は最適化の解析内容とは異なり実験の容易な点加振とし、鋼板の 4 隅をゴムにより吊り下げた自由支持の状態、FFT アナライザー (小野測器, DS3200) にハンマー (DYTRAN, 5800SL)、加速度計 (PCB, 352A24) を接続し、5 回のパワースペクトル加算平均を矩形窓関数で 0 Hz から 2k Hz までの 1.25 Hz 刻みの離散周波数で測定した。ゴムの吊り下げによる対象構造への減衰の影響は考えられるが、計測困難のため本報ではその影響は無視する。振動エネルギーの計測は、FFT のチャンネル数の制約から図 5 に示す加振点を除く各要素あたり 7 エリアの中心付近とし、

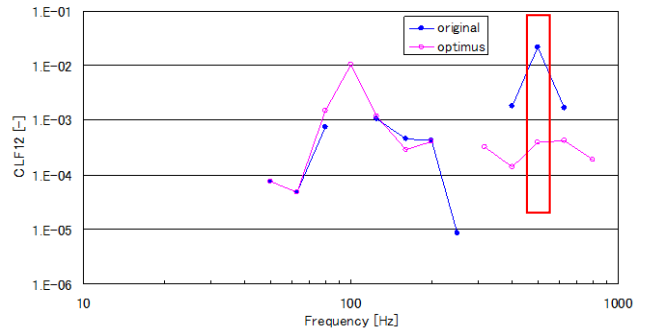


Fig.4 Comparison between the initial values and optimum values of the CLF12.

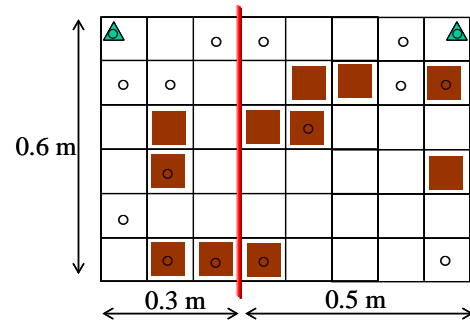


Fig.5 Test-plate structure: points marked “▲” is rigid-body points for large-mass method and excitation location, “■” are structure modified location, and “○” are response locations by experimental test.

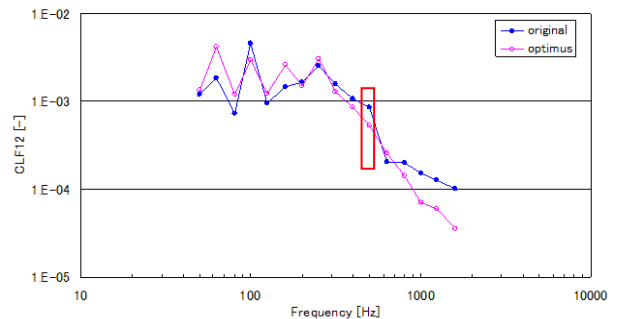


Fig.6 Comparison between the initial values and optimum values of the CLF12 by experimental test.

加速度応答から以下の式より振動エネルギー  $E$  と入力パワー  $P$  を算出し 50 Hz から 1.6k Hz までの 1/3 オクターブ帯域周波数特性を MATLAB で算出した。

$$E_i = \frac{m_i \sum_{k=1}^7 (a_{ik}^2 / 7)}{2\omega^2} \quad (4)$$

$$P_j = -\frac{\text{Im}(F_j a_j^*)}{2\omega} \quad (5)$$

ここで、 $m_i$  は要素  $i$  の質量、 $a_{ik} (k = 1 \sim n)$  は要素  $i$  の応答点  $k$  における加速度応答スペクトルの振幅である。

$\text{Im}()$ は虚部, \*は複素共役であり,  $F_j$  と  $a_j$  はそれぞれ要素  $j$  の加振点の力と加振点近傍の加速度応答スペクトルである.

**3.2.1 結果の比較と考察** 図 6 に実験による CLF12 の初期値と最適化結果の比較を示す. 最適化結果は, 初期値  $8.57 \times 10^{-4}$  に対し  $5.36 \times 10^{-4}$  に減少し, 初期値の約 63 % の値となった. また図 6 より, 315 Hz 以上の周波数帯域では 630 Hz を除いた全ての周波数帯域で初期値に比べ小さな値となり定性的に良好である. 実験と解析結果の違いは, 加振法と応答点の個数と位置により生じるものと考えられ, 定量的な評価を行うためには FEM 結果を考慮した応答位置を検討する必要がある.

以上の結果より, L 型の平板構造物を対象とした制振材の適正配置に関する構造最適化と実験による結果の検証を行った結果, 数値解析結果と実験結果は概ね定性的に一致しており, 本手法の有効性が示された.

## 4. おわりに

本報は, L 型の鋼製平板を対象にそれぞれの平板を任意の数のグループに分け, そのグループ分けした要素を設計変数として 2 値 (オリジナルと制振材) から選択できるような最適化方法を構成し, 質量を制約条件として単一の周波数帯域の結合損失率の最小化を目指し構造最適化を行い, その結果を実験的に検証した.

その結果, 数値解析結果と実験結果は概ね定性的に一致しており, 本手法の有効性が示された.

今後は, 本手法の更なる有効性を検討するため, ①複数の周波数帯域の目的関数を同時に最適化すること, ②高速化, ③音圧を目的関数とすること, ④振動低減や音圧低減を目指した実機構造物への展開, が必要であると考えている.

## 謝辞

本研究の一部は, 公益財団法人 JKA の競輪\*の補助 (2017M-114, 2018M-132), 公益財団法人スズキ財団の科学技術研究助成及び長崎総合科学大学新技術創成研究所からの助成を受けたものであり, ここに謝意を表す.

## 参考文献

(1) R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical

Systems: Theory and Application, MIT Press, (1975).

(2) 黒田勝彦, 山崎徹, 鞍谷文保, 所望のSEAパラメータを実現する要素形状の適正化, 日本機械学会論文集C編, Vol. 79, No.799 (2013), pp.1012-1023.

(3) C. Aran and M. Dhanesh : Optimum Design of Vibro-acoustic Systems using SEA, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 13, No.2, 2008, pp. 67-72.

(4) T. Bartosch and T. Eggner : Engine noise potential analysis for trimmed body: Optimisation using an analysis sea gradient computation technique, Journal of Sound and Vibration, 300, 2007, pp. 1-12.

(5) G. A. Borlase and N. Vlahopoulos : An energy finite element optimization process for reducing high-frequency vibration in large-scale structures, Finite Elements in Analysis and Design, 36, (2000), pp. 51-67.

(6) D. A. Bies and S. Hamid, In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, Journal of Sound and Vibration, 70, (1980), pp. 187-204.

(7) 黒田勝彦, 並川修平, 基礎励振による構造SEAモデルの自動車パネルへの適用, 日本機械学会Dynamics and Design Conference 2018, 315.pdf (東京, 2018-8) .