

## 【 工学 】

研究論文

部分構造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 Partial Structure  
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 a multiple plates partially composed of L shaped, the subsystem is grouped into a plural elements for the extracted L shaped part, 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<sub>23</sub> at one frequency band. As a result of optimization, the sound pressure level was reduced by minimizing the value of CLF<sub>23</sub> in the target frequency band.

**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

---

<sup>\*1</sup> 工学部工学科機械工学コース 教授

2020年3月5日受付

2020年6月9日受理

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適正化が提案された<sup>(2)</sup>。構造適正化法は、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。しかし現在の量産加工技術では、部分的に不連続に板厚を変更する構造適正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。

そこで、著者によって平板を対象に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が考案され、一枚平板と L 型平板を対象に質量を制約条件として、それぞれ単一の周波数帯域の振動エネルギー<sup>(3)</sup>または振動パワー<sup>(4)</sup>、結合損失率<sup>(5)</sup>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提案手法の有効性が検証された。

以上の背景の下、本報では複数の鋼製平板からなる全体構造の中の部分構造を対象に上述した設計変数を 2 値とする最適化方法により、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、その解析結果をもとに元の構造へ反映し、その全体構造を対象に点加振入力による放射音圧の結果を比較し、構造最適化結果の有効性を検証した。

## 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適正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. 4 要素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 の一部 L 型 (要素 2 と 3) を含む 4 要素からなる鋼製平板を対象とし、4 要素の境界は自由支持で最適化計算を行う対象構造物である図 3 で示す 4 要素から 2 要素を抜き出した L 型の境界は単純支持とした。図 1 の構造周辺の灰色の空間は、次節で使用する放射音響メッシュである。最適計算においてオリジナル板とオリジナル板に制振材貼付 (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 の要素 3 の平板の単体を対象に図 2 で示すオリジナル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 3 の ■ 位置の点加振で加振点応答、境界は自由支持) と計測した質量を比較することにより、オリジナル板と制振材の ILF 0.1 % と 5 % 及び密度 7542 kg/m<sup>3</sup> と 9651 kg/m<sup>3</sup> (オリジナル板と制振材による等価密度) をそれぞれ決定した。ただし、ILF は図 3 に示す分割数 (要素 2 は 30, 要素 3 は 18) に従い制振材の貼付する数に応じて (プログラム上では質量で条件分岐) 0.1 % から 5 % をそれぞれ 31 と 19 段階の比例関係とした。なお、制振材の数と位置による ILF への影響を含む ILF 値の設定を比例関係とした妥当性については、今後の検討課題とする。なお、縦弾性係数  $2.10 \times 10^{11}$  Pa とポアソン比 0.3 は、オリジナル板と制振材貼付で図 2 の FEM と実験結果との比較より同値とした。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 m × 0.02 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、図 3 よりラージマスの設置前後での固有振動数の違いの小さい要素 2 の節点位置 (幅 0.56 m, 高さ 0.46 m) と要素 3

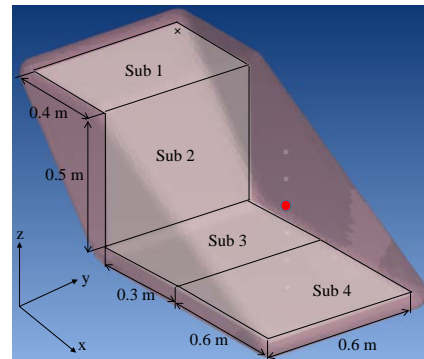
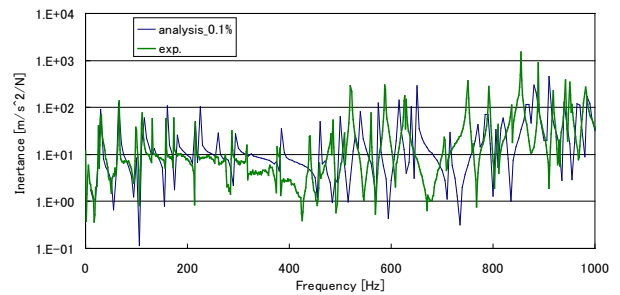
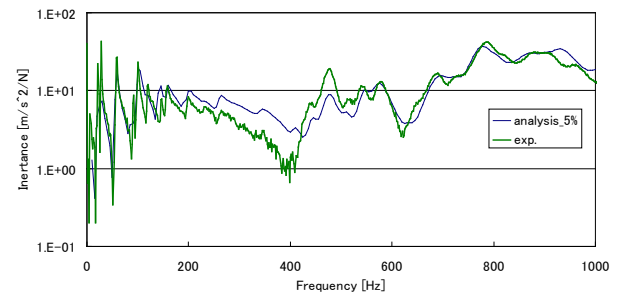


Fig.1 Test-plate structure: points marked “×” is excitation point and “●” is sound pressure evaluation point.



(a) Magnitude results of original plate.



(b) Magnitude results of original plate with rubber.

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

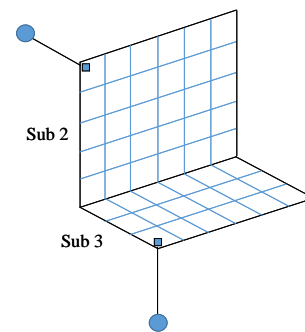


Fig.3 Target-plate structure for optimization: points marked “■” are rigid-body points for large-mass method.

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. 振動要素エネルギーは, 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 計算に必要な振動入力パワーと振動要素エネルギーの計算を行った後, 80 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 3 に示すように要素 2 と 3 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. 組み合わせは,  $2^{46} = 7.04 \times 10^{13}$  通りとなり, この中から最適配置を求める問題となるが次項で示すように時間的制約から最適化アルゴリズムを用いて近似的に最適解を求めることとした. 制約条件は質量でオリジナル板では 3.62 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 5 で示す対象周波数範囲の連続した結果で最大値 ( $1.75 \times 10^{-3}$ ) を示した 400 Hz 帯域の CLF23 とした.

**3.1.1 結果の比較と考察** 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, 固有振動数は約 19 Hz から, 400 Hz 帯域 (355 Hz -447 Hz) では表 1 に示すように 9 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, 10 回で打ち切った.

図 4 に 400 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 CLF23 の推移結果を示す. 図 4 には, 各実験の中で最小値のみを示した. 図 5 に CLF23 のオリジナルと最適化結果の比較を示す. なお最適化結果とは, 10 回の反復計算から最小値となる 8 回目の反復で得られた結果である. 図 5 のオリジナルの 160 Hz, 200 Hz, 630 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 6 に

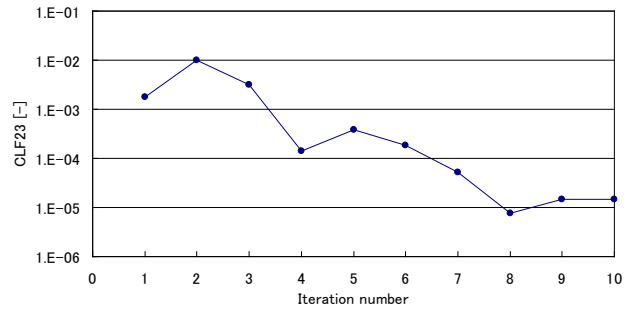


Fig.4 Iteration history for the objective function CLF23 in the 400 Hz band.

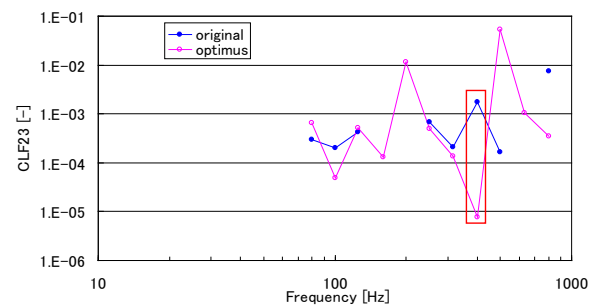


Fig.5 Comparison between the initial values and optimum values of the CLF23.

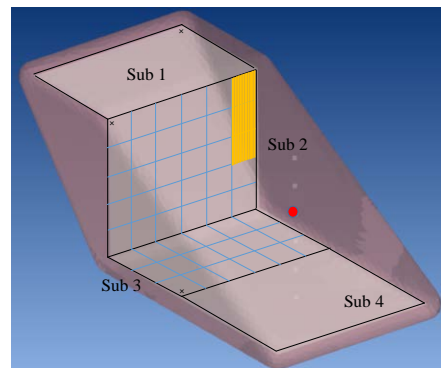


Fig.6 Test-plate structure: points marked “■” are structure modified location.

Table1 Comparison between the initial values and optimum values of natural frequencies for the partial model.

Order	Original	Optimus
31	359.8	359.2
32	369.5	362.7
33	371.1	367.2
34	402.5	396.5
35	405.2	405.0
36	419.5	410.2
37	427.9	422.5
38	427.9	423.8
39	440.9	436.4

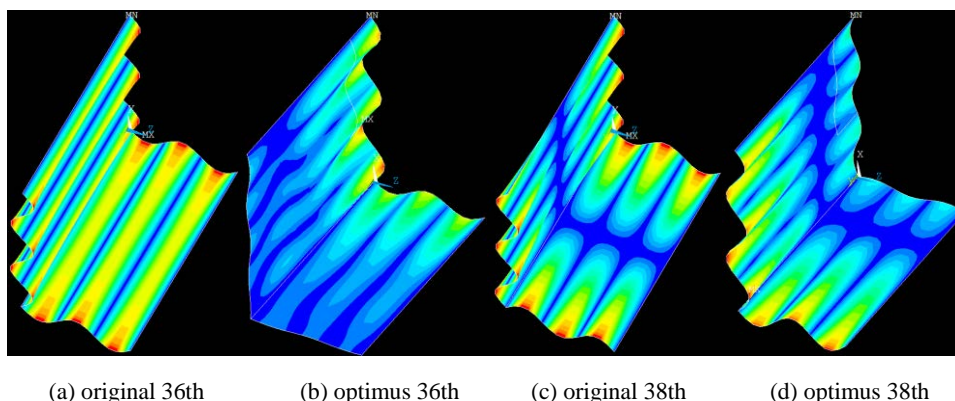


Fig.7 Comparison of vibration mode shapes at 400 Hz band.

最適化結果の制振材貼付位置を示す.

図 6 の結果より、最適化結果の制振材付加の数は、要素 2 の平板が 3 箇所制振材貼付で 3.72 kg となった。図 4 より反復 3 回までは、CLF がオリジナル以上の値を示していたが、その後減少している。最適化結果は、オリジナルの値 ( $1.75 \times 10^{-3}$ ) に対し  $7.75 \times 10^{-6}$  に減少し、オリジナルの約 0.4 % の値となった。最適化前後の目的関数である周波数帯域に関する固有振動数の比較結果を表 1 に、最適化前後で異なっていた 36 次と 38 次の振動モード形状を図 7 に示す。図 7 の (a), (c) よりオリジナルでは対称に現れているモードが最適化結果の (b), (d) では、制振材貼付の影響で対称とならず、片方のみが励起されるモード形状となっている。

**3.2 4 要素構造での音圧評価点の比較** 前節で示した最適結果を 4 要素の全体構造へ反映させた対象に要素 1 の節点位置 (幅 0.04 m, 高さ 0.04 m) へ面外方向で単位入力の点加振による図 6 で示す要素 4 の中央部から高さ 0.3 m の ● で示す放射音圧レベルの結果を比較する。4 要素の境界は自由支持である。ANSYS で算出された振動結果より、汎用有限要素音響解析ソフトウェア Actran Ver.18.0 を用いて評価点の音圧レベルを計算する。

**3.2.1 結果の比較と考察** 図 8 と表 2 に音圧レベル、図 9 に全要素の平均振動エネルギーのオリジナルと最適化結果の比較を示す。図 8 と表 2 より音圧レベルの最適化結果は、対象とする周波数帯域においてオリジナル 62.4 dB に対し 5.0 dB の低減が見られ、80 Hz から 800 Hz まで全周波数帯域のオーバーオールではオリジナル 95.3 dB に対し 8.8 dB の低減が見られた。また図 9 より、全要素の平均振動エネルギー結果も対象とする周波数帯域に

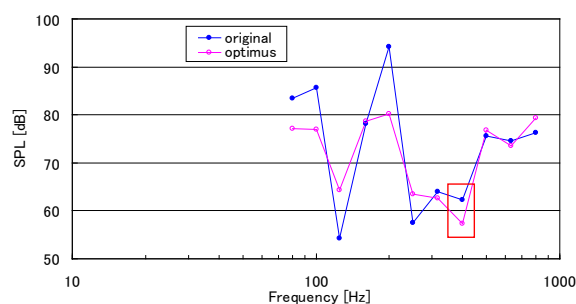


Fig.8 Comparison between the initial values and optimum values of the sound pressure level.

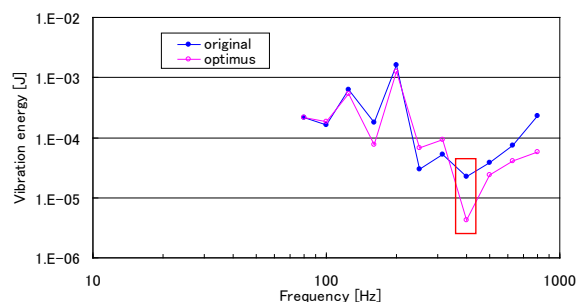


Fig.9 Comparison between the initial values and optimum values of the average vibration energy.

Table2 Comparison between the initial values and optimum values of the sound pressure level.

	unit dB	
Hz	Original	Optimus
80	83.4	77.1
100	85.6	77.0
125	54.2	64.4
160	78.1	78.6
200	94.2	80.3
250	57.6	63.4
315	63.9	62.6
400	62.4	57.4
500	75.6	76.8
630	74.7	73.5
800	76.4	79.4
Over all	95.3	86.5

において小さくなっている。なお、最適化の周波数帯域を除く、他の周波数帯域での音圧結果と振動エネルギー結果との関係については、今後の検討課題とする。

以上の結果より、複数の鋼製平板からなる全体構造の中の部分構造を対象に制振材の適正配置に関して結合損失率の最小化を目指した構造最適化とその解析結果をもとに元の構造に組み込み、全体構造を対象に点加振入力による放射音圧を算出した結果、音圧低減が実施されており本手法の有効性が示せた。

#### 4. おわりに

本報は、複数の鋼製平板からなる全体構造の部分構造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、その解析結果をもとに全体構造へ反映した対象に点加振入力による放射音圧の結果を比較し、構造最適化結果の有効性を検証した。

今後は、本手法の更なる有効性を検討するため、①制振材の数と位置による ILF への影響を含む ILF 値の設定に関する検討、②実験による結果の検証、③複数の周波数帯域の目的関数を同時に最適化すること、④数値解析の高速化、⑤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す。また本研究の音響解析は、九州大学情報基盤研究開発センターの研究用計算機システムを利用しました。ここに謝意を表します。

#### 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) 黒田勝彦, 一枚平板を対象に振動エネルギー最小化を目指した制振材の適正配置に関する研究, 長崎総合科学大学新技術創成研究所所報, 第14号, (2019-8), pp.33-38.
- (4) 黒田勝彦, 一枚平板を対象に振動パワー最小化を目指した制振材の適正配置に関する研究, 日本設計工学会, 投稿中.
- (5) 黒田勝彦, FEMベースのSEAを用いた減衰材の適正配置の構造最適化に関する研究, 日本機械学会第29回環境工学総合シンポジウム, J121.pdf (沖縄, 2019-6) .
- (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モデル構築に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No.879 (2019), pp.1-15.