

【工学】

研究論文

部分構造を対象とした制振材の適正配置に関する構造最適化

黒田 勝彦^{*1}Structural Optimization of Proper Arrangement of Damping Material
for a Partial Structure

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, after the sensitivity analysis for the sound energy of the evaluation point due to the fluctuation of loss factors, 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 maximize CLF32 at one frequency band. As a result of optimization, the sound pressure level was reduced by maximizing the value of CLF32 in the target frequency band. Finally, a comparison with a conventional FRF based optimization was shown.

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

^{*1} 長崎総合科学大学 工学部 工学科 機械工学コース 教授
2022年4月1日受付
2022年5月27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）⁽¹⁾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⁽²⁾。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。しかし現在の量産加工技術では、部分的に板厚を変更する構造最適結果を具体化することはさ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、L 型平板と L 型平板を拡張した構造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⁽³⁾または振動パワー⁽⁴⁾、結合損失率^{(5),(6)}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で構成される構造物を対象に実稼動時の音圧評価の後、評価点の音圧エネルギーに対する SEA パラメータの感度解析を実施し、構造変更の可能な部分構造を対象に上述した論文^{(5),(6)}から設計変数を 2 値とする最適化方法により、質量を制約条件として音圧の高い周波数帯域に対して単一の周波数帯域の結合損失率を目的関数とした構造最適化を行い、その解析結果をもとに元の構造へ反映し最適化前後の音圧結果を比較する。また、従来法の FRF をベースとする最適化との比較を実施し、本手法の妥当性を検証する。

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⁽¹⁾。

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

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

ここで、 ω 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⁽²⁾。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。本報では次章で詳細を示すが 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、CLF が負の値となることを避けられる Lalor が提案した以下で示す近似的パワー注入法（Approximated Power Injection Method; 以下 APIM）⁽⁷⁾に基づき算出する。

$$\eta_{i,j} = \frac{E_j^i / P_i}{\omega E_i^i / P_i \times E_j^j / P_j} \quad (3a)$$

$$\eta_{i,i} = \frac{1 - \omega \sum_{j \neq i}^n (\eta_{i,j} E_j^i / P_i - \eta_{j,i} E_j^i / P_i)}{\omega E_i^i / P_i} \quad (3b)$$

ここで、 E_j^i は要素 i 加振時の要素 j の要素エネルギー、 P_i は要素 i 加振時の入力パワーである。

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、メッシュが細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⁽⁸⁾。

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、それらを最大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 $CLF_i(\{x_j\})$ を最大化する場合、以下ようになる。

$$\text{Maximize } \sum_i (CLF_i(\{x_j\})) \quad (4a)$$

$$\text{Subject to } g(\{x_j\}) - g_{\max} \leq 0 \quad (4b)$$

$$\{x_j\}^L \leq \{x_j\} \leq \{x_j\}^U \quad (j=1, \dots, n) \quad (4c)$$

ここで、 x_j は設計変数である損失率を示し、 g_{\max} は制約関数 $g(\{x_j\})$ 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 0.0016 m の 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ある。図 1 の構造周辺の空間は、汎用有限要素音響解析ソフトウェア Actran_2020.sp1 による放射音響メッシュであり、音圧評価点である ● は、要素 4 の中央部から高さ 0.3 m の位置である。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 shell 181) を用いて要素 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を行い、Actran により無限境界を設定し音響解析 (空気音速 340 m/s、空気密度 1.225 kg/m³) した 1/3 オクターブ帯域の放射音圧レベルの結果を図 2 に示す。図 2 より、200 Hz 帯域で 83.6 dB を示している。対象とする部分構造は、図 3 で示す SEA ソフトウェア VA-One 2016 の有限要素及び境界要素モデルを用いて感度解析結果から検討を行った。構造については有限要素モデルで図 3 の矢印位置の加振位置 (要素辺り 1 点の単位入力) とそれぞれの全要素の応答節点、音については境界要素モデルで図 3 の音の応答位置に BEM でモデル化した流体を設け、さらにその中に 1 Pa の monopole 入力を設け、構造 4 要素と音場 1 要素の APIM による SEA モデルを構築した後、式(1)の SEA 基礎式から設計変数となる損失率 LF で微分し入力パワーの

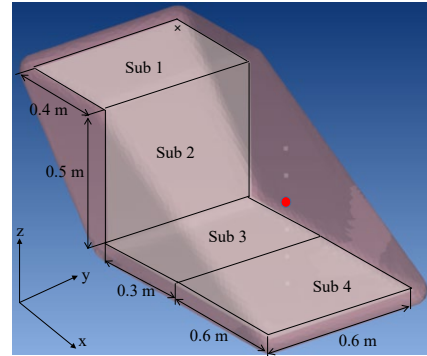


Fig.1 Test-plate structure: points marked “×” is excitation point and “●” is sound pressure evaluation point.

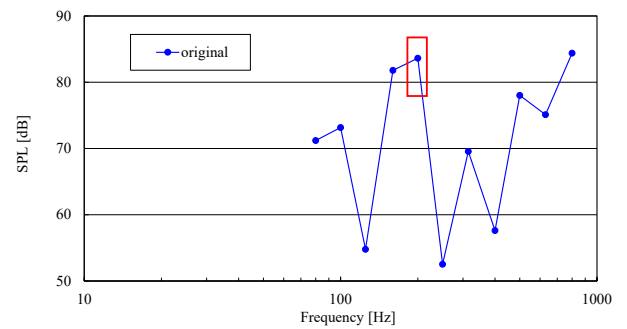


Fig.2 Initial values for the sound pressure level.

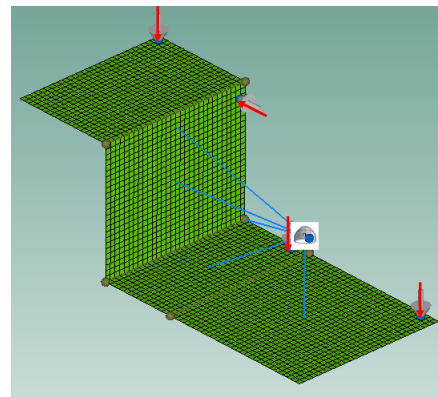


Fig.3 SEA model including structural FEM and acoustic BEM using VA-One for sensitivity analysis, “arrow” is excitation point and “hat” is sound pressure evaluation point, blue line is connection between structural subsystem and BEM fluid.

変動をゼロとした以下の式より音響エネルギー感度を算出した。その後、音響エネルギーの変動量は損失率 LF の元の値 η_{ij} に 0.1 倍した $0.1\eta_{ij}$ として計算した。200 Hz 周波数帯域における結果の一例を図 4 に示す。

$$\frac{\partial E}{\partial LF} = -L^{-1} \frac{\partial L}{\partial LF} E \quad (5)$$

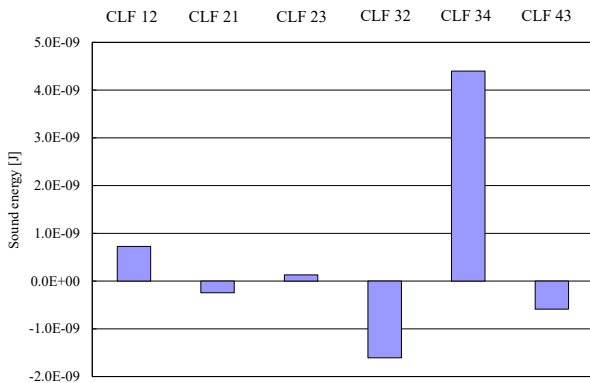


Fig.4 Sensitivity results of sound energy at sound evaluation location due to the fluctuation of coupling loss factors at 200Hz in the one third octave band.

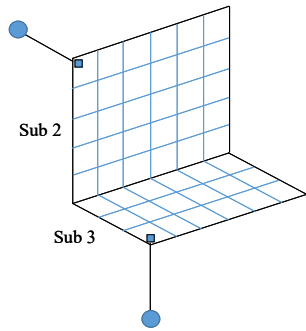


Fig.5 Target-plate structure for optimization: points marked “■” are rigid-body points for large-mass method.

図 4 の縦軸は評価点の音エネルギーの変動量で、横軸は設計変数の結合損失率である。本報では、加振要素である要素 1 と音圧評価点の真下の要素である要素 4 を除き、要素 2 と 3 を部分構造の対象とした。また図 4 より、CLF23 と CLF32 のエネルギー変動量結果を比較すると、CLF23 よりも CLF32 のほうが変動量は大きく、要素 3 から 2 へのエネルギー伝達を増やすことによる放射音圧の低減に有効であると考えられ、CLF32 を目的関数にその値を元の値よりも増加させることを試みる。最適計算においてオリジナル板とオリジナル板に市販の制振材（イノアック製カムフレックス、ブチルゴム 0.002 m）貼付の 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こととした。そこで、図 3 の要素 3 の平板の単体を対象に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 の矢印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^3 と 9651 kg/m^3 （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 5 の部分構造に示す分割数（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。図 5 の部分構造の境界は単純支持とし、縦弾性係数 $2.10 \times 10^{11} \text{ Pa}$ とポアソン比 0.3 は、オリジナル板と制振材貼付で事前の FEM と実験結果との比較より同値とした。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、単純支持した両端部と結合部を除いて節点数は 1178、要素数は 1200 となる。ラージマス解析においては、図 5 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 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 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 5 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。設計変数は、グループ分けした一辺 0.1 m の要素でオリジナル（縦弾性係数 $2.10 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、密度 7542 kg/m^3 、ポアソン比 0.3、ILF 0.1 %）と制振材（縦弾性係数 $2.10 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、密度 9651 kg/m^3 、ポアソン比 0.3、ILF 5 %）の 2 値とした。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、上述したように図 6 で示す 200 Hz 帯域の

CLF32 (7.80×10^{-4}) 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の部分構造の FEM によるモード解析の結果、固有振動数は約 20 Hz から見られ、200 Hz 帯域 (178 Hz - 224 Hz) では表 1 に示すように 16 次から 20 次までの 5 個のモードが見られた。なお表 1 には、最適化後の固有振動数の結果も示しておく。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、30 回とした。

図 7 に 200 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 CLF32 の推移結果を示す。図 7 には、各実験の中で最大値のみを示した。図 8 に CLF32 のオリジナルと最適化結果の比較を示す。最適化結果とは、30 回の反復計算から最大値となる 22 回目の反復で得られた結果であり、3.3 節で示す従来法の最適化で得られた結果も参考までに示しておく。また図 9 に最適化結果の制振材貼付位置を示す。図 9 の結果より、最適化結果の制振材付加の数は、要素 2 の平板が上限の 7 箇所の制振材貼付で質量は 3.86 kg、要素 3 の平板が 3 箇所の制振材貼付で質量は 2.27 kg となり、ILF は要素 2 の平板が 1%、要素 3 の平板が 0.56% となった。

図 7 より反復 2 回目は大きく増加し、その後徐々に増加し飽和している。最適化結果は、オリジナルの値 7.80×10^{-4} に対し 2.08×10^{-2} に増加し、オリジナルの約 2673% の値となった。最適化結果がオリジナルの値と比較して増加した理由は、表 2 の入力パワーで正規化した要素エネルギー結果に示すように、要素 2 への制振材 7 箇所の貼付により要素 2 の減衰が増加した結果、式(3a)の分母にある要素 2 の正規化した要素エネルギー E_2^2 がオリ

Table1 Comparison between the initial values and optimum values of natural frequencies for the partial model at 200 Hz in the one third octave band (unit: Hz).

Order	Original	OPTIMUS
16	192.3	184.6
17	198.3	194.9
18	207.4	201.3
19	215.6	207.9
20	221.8	215.6

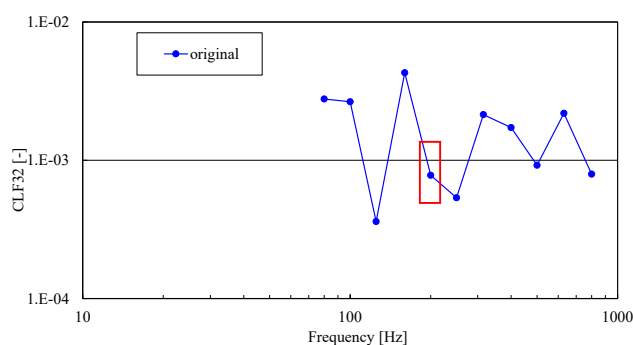


Fig.6 Initial values of coupling loss factor 32.

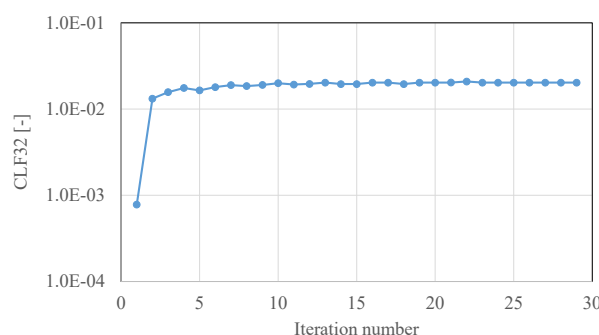


Fig.7 Iteration history for the objective function CLF32 at 200 Hz band.

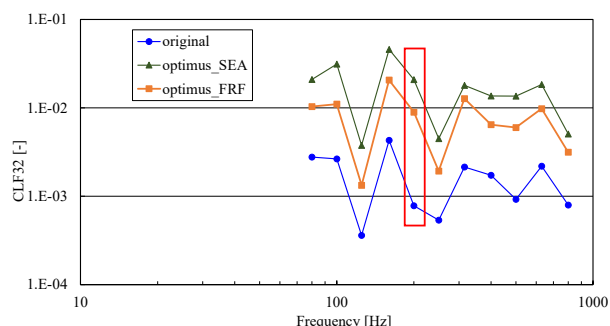


Fig.8 Comparison between the initial values and optimum values of the CLF32.

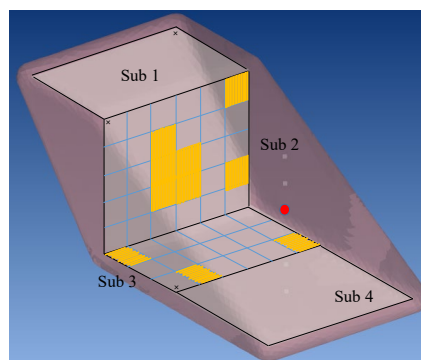


Fig.9 Test-plate structure: points marked "■" are structure modified location by SEA.

シナルと比較し小さくなった影響が大きいためである。なお表 2 には、3.3 節で示す従来法による結果も参考までに示しておく。

表 1 の最適化前後の目的関数である周波数帯域に係する固有振動数の比較結果より、固有振動数の値はオリジナルと最適化で違いが見られるが、モード形状に大きな違いは見られなかった。

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図 1 で示す要素 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、Actran 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 10 と表 3 に音圧レベルのオリジナルと最適化結果の比較を示す。なお図 10 と表 2 には、3.3 節で示す従来法による結果も参考までに示しておく。図 10 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 83.6 dB に対し 6.3 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 89.0 dB に対し 7.0 dB の低減が見られた。250 Hz と 400 Hz 帯域においてはオリジナルの値と比較して悪化している。

3.3 従来手法との結果の比較による考察 これまでに述べた部分構造の SEA パラメータを制振材の貼付により最適化する手法と、従来手法の一例として加振点と評価点音圧の FRF ベースの最適化を 4 要素構造物へ適用し、両手法の比較により、本提案手法の有効性を検討する。提案法と同様、構造最適化は OPTIMUS を使用し、構造モデルには ANSYS を、音圧の応答結果には Actran を使用した。対象構造は 3.2 節で示した自由支持の 4 要素構造で、解析条件は、設計変数と制約関数は提案法と同じで要素 2 と 3 のみに適用し、目的関数は 3.2 節で示した音圧評価点位置である。なお、最適化アルゴリズムと繰り返し回数も提案法と同じとした。

図 11 に 200 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評価点音圧レベルの推移結果を示す。図 11 には、各実験の中で最小値のみを示した。図 12 に最適化結果の制振材貼付位置を示す。なお最適化結果とは、30 回の反復計算から最小値となる 12

Table2 Comparison between the initial values and optimum values of the normalized subsystem energies in the 200 Hz band (unit: J/W).

	Original	Opt_SEA	Opt_FRF
E^2_2	7.99×10^{-1}	6.85×10^{-2}	1.60×10^{-1}
E^2_3	9.17×10^{-1}	1.12×10^{-1}	1.61×10^{-1}
E^3_2	6.46×10^{-1}	1.78×10^{-1}	1.29×10^{-1}
E^3_3	7.99×10^{-1}	9.59×10^{-2}	7.19×10^{-2}

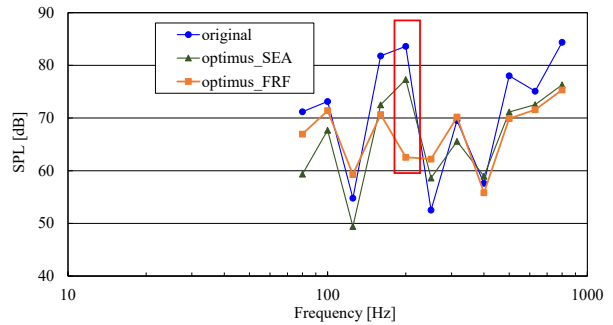


Fig.10 Comparison between the initial values and optimum values of the sound pressure level.

Table3 Comparison between the initial values and optimum values of the sound pressure level (unit: dB).

Hz	Original	Opt_SEA	Opt_FRF
80	71.2	59.4	67.0
100	73.2	67.7	71.4
125	54.8	49.4	59.3
160	81.8	72.5	70.7
200	83.6	77.3	62.6
250	52.5	58.6	62.2
315	69.5	65.6	70.2
400	57.6	59.0	55.8
500	78.0	71.2	69.9
630	75.1	72.5	71.6
800	84.4	76.3	75.3
Over all	89.0	82.0	80.2

回目の反復で得られた結果である。図 13 に全要素の振動エネルギーを総和した結果の比較を示す。図 11 より反復 3 回目まで大きく減少し 4 回目で増加した後、徐々に減少し 12 回目で 62.6 dB となり、その後飽和している。図 12 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、要素 3 の平板が 4 箇所の制振材貼付で質量は 3.72 kg、要素 2 の平板が 0.33 %、要素 3 の平板が 0.83 %となり、SEA 結果と比較して評価点音圧に近い要素 3 へ多くの制振材を張り付ける結果となった。図 13 より全要素の振動エネルギーを総和した結果において、最適化した 200 Hz 帯域までは、160 Hz を除いて図 10 の音圧結果と傾向は一致し

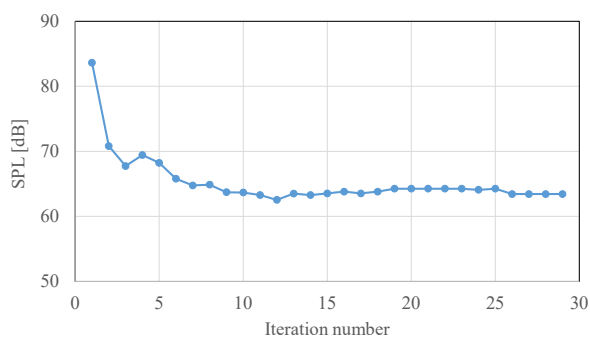


Fig.11 Iteration history for the objective function SPL at 200 Hz band.

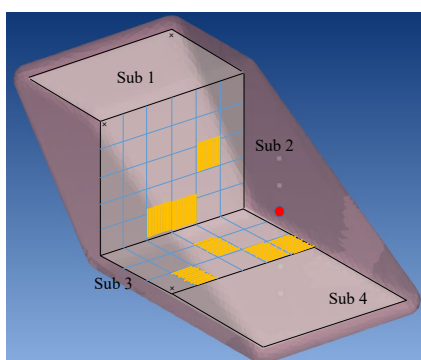


Fig.12 Test-plate structure: points marked "■" are structure modified location by FRF.

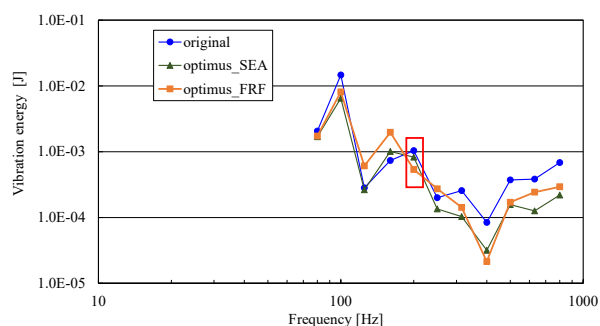


Fig.13 Comparison between the initial values and optimum values of summing the vibration energy of all subsystems.

ている。250 Hz 以降の帯域での振動エネルギー結果と音圧結果との関係については、今後の検討課題とする。図 8 の CLF32 の SEA と FRF 結果を比較すると、SEA 結果の値が大きくなっており、所望の最適化は行えていると考えられる。さらに図 10 と表 3 の結果より、従来法による最適化は目的関数の周波数帯域及びオーバーオールの値も SEA による最適化に比較して良好であり、付加される制振材の数も SEA の結果に比較して少ない。しかし、125 Hz、250 Hz と 315 Hz 帯域においては、オリジナルの値と比較して悪化している。よって従来の FRF ベースの最

適化は、所望の周波数帯域において目的関数を満たす有効な最適方法であり、またオーバーオールの周波数においても悪化している周波数も見られるが、比較的良好であると言える。

以上の結果より、従来手法の FRF ベースの最適化と SEA による提案法の結果は大きく異なっている。提案法は、部分構造の CLF を目的関数として最適化しその結果を基に音圧を評価したものであり、一方、従来法は振動入力と音圧応答の FRF を目的関数として最適化している。よって、シンプルな構造で高周波数までの解析は必要とせず、振動や音圧を低減する周波数範囲も狭い対象であれば、従来法による最適化が良好であると言える。一方、全体構造を対象とするには難しい物理的に大きな構造、そして FE メッシュが細くなる複雑な構造や高周波数まで検討する必要がある場合において、提案方法は有効であると言える。

4. おわりに

本報は、複数の鋼製平板で構成される構造物を対象に実稼動時の音圧評価の後、評価点の音圧エネルギーに対する SEA パラメータの感度解析から構造変更の可能な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大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最適化前後の音圧結果を比較したところ音圧低減が実施されており、提案した手法の有効性が示された。更に従来法の FRF 最適化結果と比較することにより、それぞれの手法の特徴が整理できた。

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検討、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、⑥音圧評価点への CLF を含めた部分構造による検討、が必要であると考えている。

謝辞

本研究の一部は、長崎総合科学大学重点プロジェクトからの助成を受けたものです。また本研究の

Actran_2020.sp1 による音響解析は、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, DOI:10.14953/jjsde.2019.2875, pp.1-12 (2020).
- (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) 黒田勝彦, 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正配置に関する研究, 長崎総合科学大学紀要第60巻第1巻, (2020-6), pp.69-74.
- (7) 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.
- (8) 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.