

騒音制御

JOURNAL OF INCE/J

Vol.44 No.3 2020.6

特集 振動エネルギーの伝搬に着目した騒音解析・騒音制御

| | | |
|--------------------------|-----------------------------------|-------|
| 総論 | SEAの建設への応用 | 増田 潔 |
| 振動エネルギーの伝搬に着目した騒音解析・騒音制御 | 新技術紹介 | |
|山崎 徹 | 統合音響振動解析ソフトVA One SEAとRay Tracing | |
| 解説 | を用いた音声明瞭度予測 | 塚田 泰樹 |
| SEAによる騒音制御 | 投稿—技術報告 | |
|黒田 勝彦 | 排水立て管・継手から発生する騒音の測定指標に関する | |
| 振動インテンシティによる騒音制御 | 一検討 | |
|中村 弘毅 |市川 友己・間瀬 圭祐・岡田 恭明・吉久 光一 | |
| 技術資料 | 盛土・切土道路における沿道の地盤振動のユニット | |
| 車体構造の振動エネルギーの伝搬に着目した概念設計 | パターン計算に用いる簡易距離減衰式の検討 | |
| 手法 |北村 泰寿・国松 直 | |
|塩崎 弘隆・高橋 豊・木村 拓人 | | |
| 河合 英樹・柳瀬 純一 | | |
| SEAによる概念設計の考え方と車載機器への応用 | | |
|池田 和正 | | |



公益 社団法人 日本騒音制御工学会

<http://www.ince-j.or.jp/>

SEA による騒音制御*

黒田 勝彦*1

1. はじめに

エンジンやモータなど動力源をもつ機械製品や住宅・工場、工事現場などの環境において低振動・低騒音であることが、商品の付加価値になることや環境問題の観点から要求されている。例えば、自動車等のモビリティにおいて、ここ10年から20年の間に内燃機関のエンジンをもつ車両の販売は禁止され電動化へ移行することで、必然と車内は静かになることが要求され、これまでの振動・騒音対策に加えて電磁音など高周波数までの対応が必要不可欠となる。さらに製品には固有のばらつき問題があり、見た目は同じ製品であるが、特に高周波数の振動・騒音の動特性は異なっており、つまり固有振動数やその応答が異なり、それらは主に、製品の材質、製造公差、製法などに左右されている。そこで、低振動・低騒音や動特性のばらつき問題のための有効な解決方法の一つに、統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis:以下SEA)¹⁾がある。SEAは、モデル構築において統計的に扱うため様々な仮定や条件のもと検討を進める必要があるが、空間平均と周波数平均を行うため、その応答結果のロバスト性は、従来の周波数応答関数をベースとし共振峰の扱いに注視した解析方法に比べて有効であると考えられる。

本報では、主に簡易な薄板構造物を対象に振動エネルギーの流れを考慮した低振動・低騒音となる設計方法を、理論式に基づく方法(以下解析SEA)、FEMを用いた実験SEA、実験ベースのSEAによる方法、に大別して事例を交えて概説し、更に構造最適化方法や実験動状態からSEAパラメータを推定する方法を紹介する。

* Vibration and Noise Control by Statistical Energy Analysis

*1 Katsuhiko Kuroda: Faculty of Engineering, Nagasaki Institute of Applied Science (長崎総合科学大学工学部)

2. SEAの基本

SEAモデルを構築する上で、統計的に扱うために以下の仮定もしくは条件、定義がある^{1),2)}。

2.1 SEAの仮定・条件と定義

・それぞれのサブシステム(要素)が、残響振動場か残響音場にあると仮定する。

・要素間は、周波数帯域で互いに無相関に加振されると仮定する。

・各要素の周波数帯域当たりのモード数は4,5個である。

・要素間はいわゆる弱結合で、結合損失率(Coupling Loss Factor; 以下CLF)は要素の内部損失率(Internal Loss Factor; 以下ILF)より小さい。

・要素のローカルモードのみを考慮し、要素間のグローバルモードは考慮されない。

・要素の振動と音の応答は、エネルギーで示され、時間平均の運動エネルギーと位置エネルギーの和で定義する。

・モード密度 $n(\omega)$ は、ある周波数帯域のモード数で定義する。

2.2 SEAモデルの構築

SEAモデルの構築方法には、解析SEA、計測データに基づく方法(FEMを用いた実験SEA、実験ベースのSEA)、ハイブリッドSEAに大別できる。それぞれの方法の概要を以下に示す。

(1) 解析SEA

解析SEAは、半無限構造物の波動伝搬理論をベースに各種パラメータを定義しており、対象が存在しない設計の上流段階での利用が一般的である。文献3)に基づき、平板が角振動数 ω で定常振動しているときの振動エネルギーを E_p 、全消散パワーを W_{dis} 、音として空气中に放射される音響放射パワーを W_{rad} 、および平板内部で消散されるパワーを W_{int} とすると、それぞれの損失率を用いて次のように表される。

$$W_{dis} = \omega \eta_{dis}(\omega) E_p$$

$$W_{rad} = \omega \eta_{rad}(\omega) E_p \quad (1)$$

$$W_{int} = \omega \eta_{int}(\omega) E_p$$

$$W_{dis} = W_{rad} + W_{int}$$

ここで、 $\eta_{dis}(\omega)$ は、全損失率、 $\eta_{rad}(\omega)$ は、放射損失率、 $\eta_{int}(\omega)$ は、内部損失率である。

曲げ波数、二乗振動速度、振動エネルギーは以下の式で示される⁴⁾。

$$k_B = \frac{\omega}{c_B}$$

$$c_B = \omega^{0.5} \times \left(\frac{E t^3}{12(1-\nu^2) \rho t} \right)^{0.25} \quad (2)$$

$$v^2 = \frac{F^2 k_B^2}{8 \omega^2 \bar{m}^2 S \eta_{int}}$$

$$E_p = m v^2$$

ここで、 F 、 c_B 、 E 、 t 、 ν 、 ρ 、 \bar{m} 、 m 、 S は、それぞれ、加振力、曲げ波速度、ヤング率、板厚、ポアソン比、密度、面密度、質量、片面の表面積である。モード密度 $n(\omega)$ から振動入力パワーを算出する場合、次式を用いる⁴⁾。

$$W_{int} = \frac{F^2 \pi n(\omega)}{2m} \quad (3)$$

$$n(\omega) = \frac{k_B^2 S}{4\pi\omega}$$

一方、音響放射パワー W_{rad} は、以下の式から算出される。

$$W_{rad} = \sigma \rho_0 c S v^2$$

$$\sigma = \frac{a+b}{\pi \mu k_a a b (\mu^2 - 1)^{0.5}} \left\{ \ln \left(\frac{\mu+1}{\mu-1} \right) + \frac{2\mu}{\mu^2 - 1} \right\}, \mu > 1$$

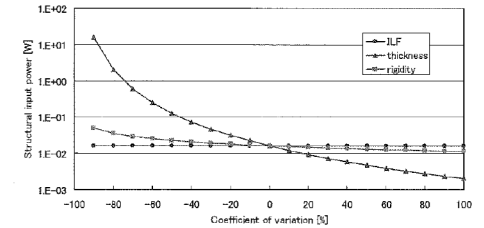
$$\mu = \frac{k_b}{k_a} \quad (4)$$

$$k_a = \frac{\omega}{c}$$

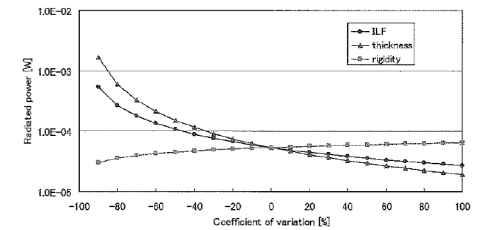
$$k_b = \frac{\omega}{c_B}$$

ここで、 σ 、 a 、 b 、 k_a は、音響放射効率⁵⁾、対象の辺長、音場の波数である。

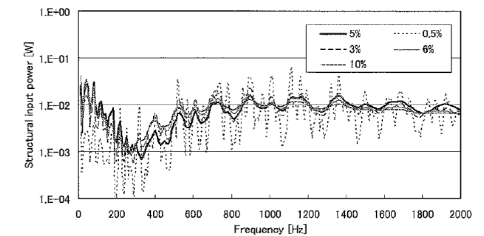
検討対象は、幅0.6m、高さ0.4m、厚さ0.8mmの薄板鋼板で、損失率、板厚、ヤング率を設計パラメータとして検討し、デフォルト値として、それぞれ、5%、0.8mm、 2.1×10^{11} Paとしデフォルト値に対して、-90%から100%の10%刻みの間でデフォルト値を含む20水準で計算した100Hzにおける振動入力パワーと音響放射パワーの結果を図-1(a)と(b)に示す。加振の大きさは単位入力(1N)とした。剛体モードを除いて約12Hzから固有振動数が見られた。図-1(a)より、3種のパラメータの中で



(a) 解析SEAによる振動入力パワー



(b) 解析SEAによる音響放射パワー



(c) ILFを変動した場合のFEMによる振動入力パワー

図-1 一枚要素の解析結果の一例

変動幅が大きいのが板厚で、損失率については変動しないことが解析SEAの特徴である。それは、式(1)と(2)より分母分子にある $\eta_{int}(\omega)$ が相殺されるためであり、また曲げ波数も $\eta_{int}(\omega)$ の関数ではないからである。式(3)から振動入力パワーを算出する場合も損失率の項がないため、損失率の影響はないと言える。一方、図-1(b)より、音響放射パワーでは損失率の影響が表れ、板厚に次いで変動が大きいことが示されている。

(2) FEMを用いた実験SEA

FEMを用いた実験SEAは、FEMを用いてコンピュータ上で周波数応答解析を行い、SEA要素における入力パワーと要素エネルギーをそれぞれの要素で算出し、SEAパラメータを評価することである。FEMを用いることによりFEMでしか解析できないような複雑な構造(例えば凹凸や曲率付加の

ある一様でない構造物、連続でない穴の開いた構造)を詳細に検討することができる。上述した(1)で示した対象にFEMを用いて損失率を変数として検討した結果を図-1(c)に示す。対象の境界は自由支持で、鋼の材料特性は、密度7800kg/m³、ポアソン比0.3125、解析対象周波数は10Hzから2kHzまでの10Hz刻みの離散周波数とした。要素サイズは、2.5kHzまでの曲げ波長に6節点が含まれるように設定した結果、全節点数は1908、全要素数は1820である。加振入力は、全てのモードを励起するよう、対象構造の左端下部の座標を(x, y) = (0, 0)とすると、(x, y) = (0.03 m, 0.03 m)の面外方向に設け、単位入力を与えた。図-1(c)より、FEMでは損失率の影響が表れ、損失率が小さいと入力パワーの値の上下の変動幅が大きいため正しい入力パワーの同定が重要であることがわかる。

(3) 実験ベースのSEA

実験ベースのSEAは、SEAパラメータを実験により評価する方法であり、対象が存在するため、より低い周波数からの解析が可能である。実験SEAモデルの構築は、Biesらが提案したパワー注入法⁶⁾(Power Injection Method; 以下PIM)もしくはLalorによって提案された近似的パワー注入法⁷⁾(Approximated Power Injection Method; 以下APIM)により評価が行われる。PIMは、結合状態のままの各要素に個別に既知のパワーを注入しそれぞれの要素のエネルギー状態を計測しILFおよびCLFを算出する。しかし、PIMを用いて算出した場合、負の損失率が見られることが多い。PIMによる2要素系の損失率の評価は、

$$\begin{pmatrix} \eta_{ii} \\ \eta_{ij} \\ \eta_{ji} \\ \eta_{jj} \end{pmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{pmatrix} E_{ii} & E_{ij} & -E_{ij} & 0 \\ 0 & E_{jj} & -E_{ij} & -E_{ij} \\ -E_{ij} & -E_{ij} & E_{jj} & 0 \\ 0 & -E_{ij} & E_{ij} & E_{jj} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} P_i \\ 0 \\ 0 \\ P_j \end{pmatrix} \quad (5)$$

で示され、ここでE_{ij}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。構造要素iの入力パワーと要素エネルギーおよび音場要素iの要素エネルギーは、それぞれ式(6)、(7)、(8)より算出される。

$$P_i = \frac{1}{2} \text{Re}[F_i v_{ik}^*] \quad (6)$$

$$E_{ii} = \frac{1}{2} \text{Re}[m_i v_{ik} v_{ik}^*] \quad (7)$$

$$E_{ii} = \frac{V_i \rho_0 c^2}{2} \quad (8)$$

ここで、Re[]は実数部、F_iは加振点iの入力の力、*は複素共役である。m_iは要素iの質量、v_{ik}(k=1~n)は要素iの応答点kにおける速度応答ベクトル、V_iは要素iの体積、ρ₀は要素iにおける音圧応答ベクトル、ρ₀は空気密度、cは音速である。

一方、APIMによる2要素系の損失率の評価は、

$$\eta_{ii} = \frac{E_{ii}/P_i}{\omega E_{ii}/P_i + E_{ij}/P_j} \quad (9)$$

$$\eta_{ii} = \frac{1 - \omega \sum_{j \neq i} (\eta_{ij} E_{ii}/P_i - \eta_{ji} E_{ij}/P_j)}{\omega E_{ii}/P_i} \quad (10)$$

である。

(4) ハイブリッドSEA

ハイブリッドSEAは、解析SEAとFEMを用いた実験SEAによるハイブリッド⁸⁾、解析SEAと実験ベースのSEAによるハイブリッドがある。前者は、解析SEAで表現しにくいモード密度の低いような剛構造をFEMで解析し、高モード密度な薄板を解析SEAで解析する。後者は、自動車業界では一般的に実施されており、ILFやCLFを実験で測定し、最終的な結果である振動や音響エネルギーの応答計算に解析SEAを用いる。

3. SEAパラメータの構造最適化

SEAの最適化問題に関する検討は、船内や車内音圧の低減を目的にこれまで解析SEAを用いた検討例がある⁹⁾。本報では、要素間の振動エネルギーの流れやすさを示す指標であるCLFを目的関数としてFEMを用いた実験SEAによる構造最適化について概説する。

3.1 構造最適化のフローチャート

著者らが開発したSEAによる構造最適化¹⁰⁾のフローチャートを図-2に示す。図中(1)で式(6)から式(8)より入力パワーと要素エネルギーが計算される。図中(2)ではSEAパラメータが計算され、(3)では制約関数として応力、変位、質量等が計算されその後判定が行われる。

3.2 2要素系を対象とした構造最適化

設計変数として、密度、ヤング率、減衰等の材料特性に関する変数、板厚、形状や要素間の結合形態(ばね定数等)等の構造に関する変数が考えられるが、本報では薄板構造を対象とした場合の一例として、FE要素の板厚で設計変数を2値とした場合¹⁰⁾、FE要素の板厚で設計変数を2値とした場合¹¹⁾、要素をグループ化して設計変数を2値とした

場合¹²⁾、の3例について概説する。

(1) FE要素の板厚で設計変数を上下限がある場合
2枚の薄板(板厚1mm, 1辺長0.3mの正方形)で構成されるL型(端部の境界は単純支持)を対象に検討する。要素サイズは、1kHzまでの曲げ波長に5節点が含まれるように設定した結果、全節点数は231、全要素数は20である。rain-on-the-roof加振¹³⁾を模擬し設計変数を0.6mmから2mm、単一の周波数帯域(125Hz)のCLF12を目的関数に、初期値以下の質量を制約条件に局所的最適化手法の逐次2次計画法で最適化を行った。初期値と最小化した最適化結果(20Hz-800Hz)を図-3(a)に示し、最適化結果は初期値の約2%の値となっている。最適化の板厚分布の様子を図-3(b)に示す。左側の要素1は比較的全体が薄く、右側の要素2は結合近くが若干厚めという結果が示されている。FE要素の要素間の端部に連続性があるように設定すれば、実機においても実現可能である。

(2) FE要素の板厚で設計変数を2値とした場合

実機のA4白黒レーザープリンター(カバー部を除く)を対象に8要素のサブシステムに分割し実験SEAを行い、ISO7779の条件の下で音響感度解析を実施し感度が高い上に構造変更による追加加工が可能な対象となる2要素を図-4(a)に示す。図中#は要素番号である。要素サイズは、1kHzまでの曲げ波長に5節点が含まれるように設定した結果、全節点数は795、全要素数は711である。実験結果との整合から要素辺り2点の加振、応答は6点とし、設計変数は穴を開けるか開けないかの2値に設定し、メインモータに関連する単一の周波数帯域(500Hz)のCLF26を目的関数に、初期値以下の質量を制約条件に大域的最適化手法のSelf-Adaptive Evolution(以下SAE)で最適化を行った。設計変数の対象となる要素は2で、穴やねじ穴、凹凸箇所は除いて127箇所である。初期値と最大化した最適化結果を図-4(b)に示し、最適化結果は初期値の約500%の値となっている。最適化の分布の様子を図-4(c)に示す。左図の○は穴を開ける箇所、右側は加工後の図であり、加工後のものを対象に音圧測定した結果、4.3dBの低減が実現できた。

(3) 要素をグループ化して設計変数を2値とした場合
上記(2)では穴を開けるか開けないかの2値の設定のため、音漏れで悪化する周波数帯域も見られた。そこで、FE要素をグループ化した上にオリジナル板と制振材の2値を設計変数とし図-5(a)の構造を対象に検討した。全体4要素(結合長さ0.6

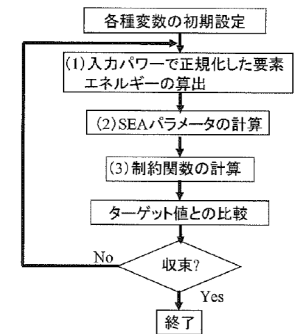
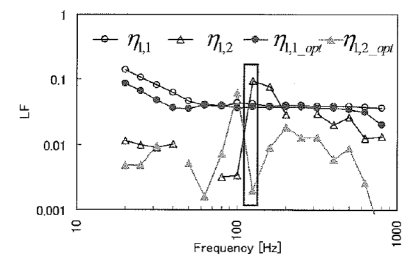
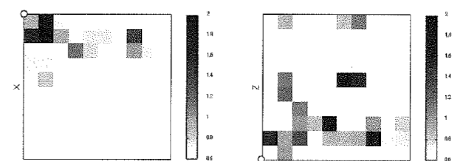


図-2 SEAによる構造最適化のフローチャート



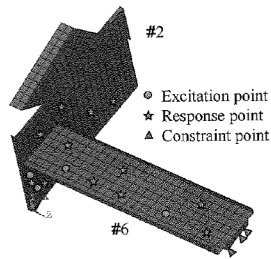
(a) 最適化前後のILF1, CLF12の結果



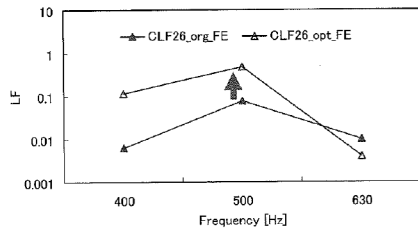
(b) 最適化結果の板厚分布

図-3 FE要素の板厚で設計変数を上下限がある場合の結果の一例

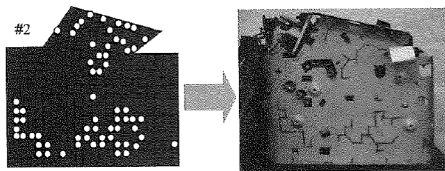
m)から2要素を抜き出し境界条件を設定し、要素2(幅0.5m)は30のグループ、要素3(幅0.3m)は18のグループに分け、加振はrain-on-the-roof加振と同等の結果を示すが解析コストを削減できる基礎励振の一種であるラージマス加振で要素あたり1点とし¹⁴⁾、要素サイズは、1kHzまでの曲げ波長に6節点が含まれるように設定した結果、全節点数は1578、全要素数は1202である。加振要素を除き要素2は29のグループ、要素3は17のグループを設計変数とし、単一の周波数帯域(400Hz)のCLF23を目的関数に、制約条件は質量で要素2が7エリア、要素3が4エリアまでの制振材付加を条件と



(a) 対象構造物の部分モデル



(b) 最適化前後の CLF26 の結果

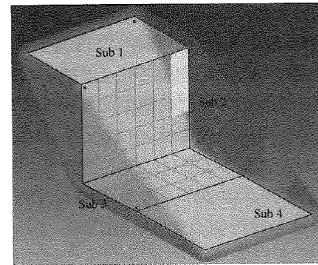


(c) 最適化結果と結果に基づき実機を加工した状態

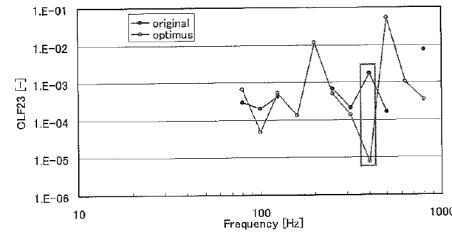
図-4 FE要素の板厚で設計変数を2値とした場合の結果の一例

し、SAEで最適化を行った。初期値と最小化した最適化結果(80Hz-800Hz)を図-5(b)に示し、最適化結果は図-5(a)の要素2の3箇所への制振材付加となり、図-5(b)より初期値の約0.4%の値となっている。最適結果を反映させた4要素の構造を対象に図-5(a)で示す要素1(幅0.4m)の×位置の面外方向へ単位加振を行い、●で示す要素4(幅0.6m)の重心から0.3mの高さにおける音圧を比較した結果、対象周波数帯域で5.0dBの音圧低減が実現できた。

これらの結果より、エネルギー伝達のしやすさを示すCLFをコントロールすることで、音圧低減の実現が可能である。



(a) 対象構造と最適化結果の制振材配置



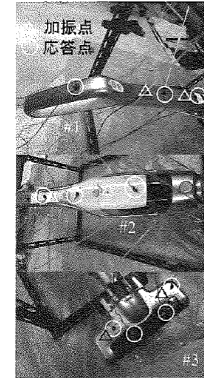
(b) 最適化前後の CLF23 の結果

図-5 要素をグループ化して設計変数を2値とした場合の結果の一例

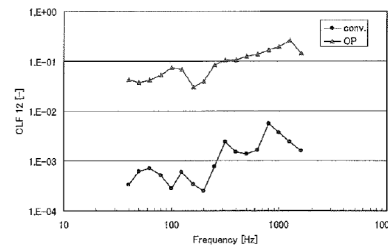
4. 実稼動 SEA モデル

最後に現在検討を進めている、新しいSEAモデル構築法、すなわち「実稼動SEAモデル」を示し、本報の結びとさせていただきます。

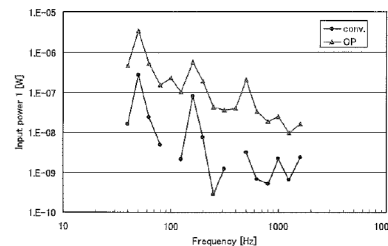
これまで、SEAモデル構築について概説したが、モデル構築後、機器の実稼動状態で各要素エネルギーを計測することで、SEA基礎式 $P=\omega LE$ から実稼動時の各要素の入力パワーが同定できる。一般的にモデル構築では加振実験、実稼動状態でモータやエンジンによる実働試験が実施される。周波数応答関数の結果をベースとした伝達経路解析やモード解析も同様な手順であり、両手法にも存在する加振実験の必要がない実稼動SEAモデルを提案した¹⁵⁾。その特徴は、設定したILFを用いることで実稼動状態から各要素の振動入力パワーを予測し、その予測した入力パワーを用いて、CLFは式(9)のAPIMから予測することで、加振によるモデル構築を省略できる。市販の直列3要素に結合したハンディタイプ掃除機に適用した結果(40Hz-1.6kHz)の一例を図-6に示す。要素2にメインモータ(440-460Hz)、要素3に吸い込みモータ(45-55Hz)があり、加振は要素辺り2点、応答は4点とした。図-6



(a) 対象構造と要素分割図



(b) 従来法との CLF12 比較



(c) 実稼動振動入力パワー-要素1の結果比較

図-6 実稼動SEAモデル結果の一例

(a)は従来のSEAモデル構築に使用する加振位置と従来のSEAモデルと提案する実稼動SEAモデルに使用する応答位置で、図-6(b)はCLF比較結果の一例、図-6(c)は実稼動振動入力パワーの結果の一例である。現在のところ、定量的な比較は困

難であるが、定性的な比較であれば十分に対応しており、設計の上流段階やモデルチェンジ等の構造変更段階での利用が望ましい。

参考文献

- 1) R.H. Lyon: Statistical energy analysis of dynamical system theory and application (MIT Press, 1975).
- 2) F. Fahy, J. Walker: Advanced applications in acoustics (Spon Press, 2004), pp. 510-511.
- 3) 林巖, 岩附信行, 牧泰希: 歯車騒音の放射パワーの推定に関する研究, 日本機械学会論文集C編, vol. 56, no. 531, pp. 208-214 (1990).
- 4) L. Cremer, M. Heckl, B.A.T. Petersson: Structure-borne sound (Springer, 2005), pp. 301-303.
- 5) F.G. Leppington, E.G. Broadbent, F.R.S. K.H. Heron: The acoustic radiation efficiency of rectangular panels, Proc. R. Soc. Lond. A, vol. 382, pp. 245-271 (1982).
- 6) D.A. Bies, S. Hamid: In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, J. Sound Vib., vol. 70, pp. 187-204 (1980).
- 7) N. Lalor: Practical considerations for the measurement of internal and coupling loss factors on complex structures, ISVR Technical Report, no. 182 (1990).
- 8) P. Shorter, V. Cotoni: Hybrid FE-SEA in engineering vibroacoustic analysis (WILEY, 2016), pp. 385-405.
- 9) C. Aran, M. Dhanesh: Efficient optimum design in statistical energy analysis framework, Proceedings of Eleventh International Congress on Sound and Vibration (2004), pp. 3249-3256.
- 10) 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. 800, pp. 1012-1023 (2013).
- 11) K. Kuroda, F. Kuratani, T. Yamazaki: The method of application of SEA in structural design process for reducing structure-borne noise in machinery, Part 2 Structural optimization of subsystems, MECHANICS, vol. 28, no. 3, pp. 76-82 (2009).
- 12) 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, vol. 1, no. 60 (2020), 投稿中.
- 13) B.R. Mace, P. Shorter: Energy flow models from finite element analysis, J. Sound Vib., vol. 233, pp. 369-389 (2000).
- 14) 黒田勝彦, 並川修平: 基礎動振による構造SEAモデル構築に関する研究, 日本機械学会論文集C編, vol. 85, no. 879, pp. 1-15 (2019).
- 15) 黒田勝彦: 実稼動エネルギーモデル構築に関する研究, 日本機械学会年次大会, J12118.pdf (2019).