

【工学】

研究論文

一枚平板を対象にした SEA パラメータの振幅依存性の影響に関する
一考察黒田 勝彦^{*1}, 堀田 龍^{*2}Study on the Influence of Amplitude Dependence of SEA parameters
for a Single Flat Plate

KURODA Katsuhiko, HORITA Ryu

Summary

In this paper, in order to assist in quantitative evaluation when constructing an experimental SEA model, we first conduct the FEM calculations in numerical experiments to determine the large and small damping characteristics of a single flat steel plate structure. Then, using FEM and real experiments, we show the degree of variation in the FRF results and the SEA parameter results at five levels of input force from 1 N to 5 N. As a result, in the case of structure with large damping, it cannot be seen the influence of amplitude dependence of the FRF results. However, the results of the subsystem vibration energy normalized by the input power, which is a SEA parameter, showed the influence of amplitude dependence at relatively small input force. In the case of structures with small damping, the influence of amplitude dependence can be seen in the FRF results. The results of the subsystem vibration energy normalized by the input power showed that the results were more likely to vary due to the spatial averaging process of the number of input and response.

Keywords : (Statistical Energy Analysis, FEM, FRF, Amplitude Dependence, 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、駆動にモータを用いる 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

音対策が不可欠となっている。可聴周波数域の振動・騒音問題を解決する手法の一つに、統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis; 以下 SEA) ⁽¹⁾がある。SEA は、対象系を要素の集合体とみなし、要素間のパワー平衡に注目する手法であり、空間と周波数平均を行う特徴がある。SEA モデルの構築方法に着目すると、設計の上流段階では半無限構造物の波動伝搬理論をベースに導出された解析 SEA⁽²⁾が有効であろう。また、形状の図面デ

^{*1} 工学部 工学科 機械工学コース 教授

^{*2} 住商エアバック株式会社

2024 年 4 月 1 日受付

2024 年 5 月 28 日受理

ータが存在するならば FEM を用いた SEA⁽³⁾ (FEM 上で実験 SEA モデルを構築すること) が有効であり, 実験 SEA⁽⁴⁾ が有効であると思われる。

これまで著者らは, 実験 SEA をベースとした固体音低減プロセスを提案し⁽⁵⁾, 各種機器に適用し有効性を検証してきた。このプロセスは, 対象全系から固体音を低減するために有効な箇所, すなわち変更すべき SEA パラメータ (内部損失率や結合損失率) の特定を目指したものである。実験ベースの手法であるため各要素への加振実験が必要であるが, 例えばハンマリング試験において系の線形性を保つために微小な入力力を一定の値に固定して複数回に渡って試験を実施することは困難であり, よって FFT で平均化処理が行われる。またその結果, 応答結果がばらつき, 入力パワーや要素エネルギーと言った SEA パラメータの評価が困難になることが見られる。一方, 従来の周波数応答関数 (以下 FRF) ベースの方法においても, がたを有する構造物や減衰の小さい構造物においては, 加振の入力と応答がばらつくことから, 実験モード解析において, 定量的な評価が困難となることもある。

以上の背景の下, 本報では実験により SEA モデルを構築する際の定量評価のための一助となるように, 鋼製の一枚平板構造物を対象に, 最初に数値実験の FEM 計算により大小の減衰特性をもつそれぞれの構造物に対する振動特性を示す。その後, 加振力の大きさを変更することによる振幅依存性の影響を検討するために, FEM とリアル実験により入力力を 1 N から 5 N までの 5 水準で, FRF による加振振動応答結果と SEA パラメータの結果のばらつき程度を示す。一般的に FRF での結果は離散周波数で示すが, SEA 結果に合わせて 1/3 オクターブ周波数帯域で示す。

2. 基礎理論

本章では, 3 章で FEM とリアル実験で比較するために SEA と従来法である FRF のパラメータの算出方法について整理する。

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⁾。

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

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

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 実験 SEA による入力パワーと振動要素エネルギー

— 実験 SEA には, FEM とリアル構造物の要素への加振を行うパワー注入法 (Power Injection Method)⁽⁶⁾ による方法がある。FEM では式(3), (4)より, リアル実験では式(5), (6)よりそれぞれ, SEA 要素における入力パワー P_i と要素エネルギー E_j を算出する。ここで, P_i は要素 i 加振時の入力パワー, E_j は要素 i 加振時の要素 j の要素エネルギー, である。構造要素 i で節点 p を加振したときの入力パワーと節点 q の要素エネルギーは, それぞれ式(3), (4)より算出される。

$$P_i = \frac{1}{2} \text{Re} \left[F_{ip} s_{vp}^* \right] \quad (3)$$

$$= \frac{1}{2} \omega F_{ip_mag} s_{vp_mag} \sin(F_{ip_phase} - s_{vp_phase})$$

$$E_i^j = \frac{1}{2} \text{Re} \left[m_i s_{vq} s_{vq}^* \right] = \frac{1}{2} m_i \omega^2 s_{vq_mag}^2 \quad (4)$$

ここで, $\text{Re}[\]$ は実数部, F_{ip} は要素 i の加振点 p の入力力, s_{vp} は加振点 p における速度応答スペクトルであり, $*$ は複素共役である。 m_i は要素 i の質量, $s_{vq}(q=1 \sim n)$ は要素 i の応答点 q における速度応答スペクトルである。FEM では応答が変位 x で表され, 大きさ mag と位相 phase で表すために変換されている。

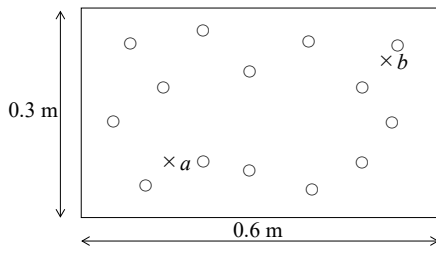
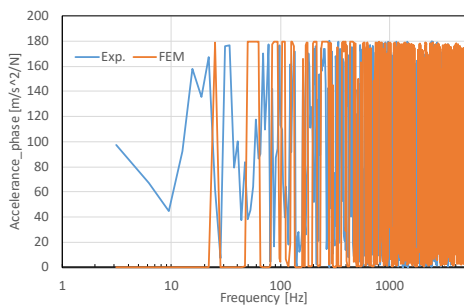
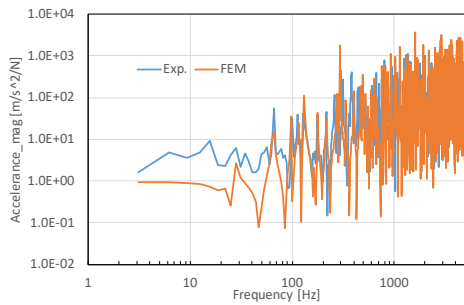
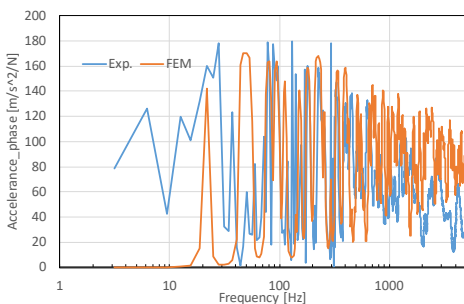
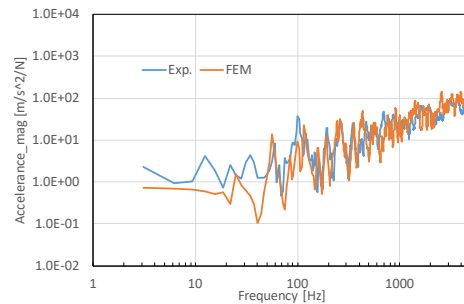


Fig.1 Test-plate structure: points marked “×” are excitation points, and “○” are response points.



(a) Original plate



(b) Damped plate

Fig.2 FRF results of the magnitude and phase when the position a is excited.

2.3 周波数応答関数ベースの評価式 FRF による系の評価には、例えば振動加速度や入力で正規化した振動加速度である次式で示す H1 推定によるアクセラランスがある。

$$\frac{a}{F} = \frac{a(f) \times F^*(f)}{F(f) \times F^*(f)} \quad (5)$$

ここで、 $a(f)$ は応答のフーリエスペクトル、 $F(f)$ は入力のフーリエスペクトルである。よって分母の値は、入力のパワースペクトルになる。

3. 一枚の薄板鋼板での検討

3.1 対象構造物 図 1 に示す幅 0.6 m、高さ 0.3 m、厚さ 0.0016 m の薄板鋼板の平板構造物を対象とし、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。

図 1 で示す×が加振点で a, b の 2 か所、○が応答点で、14 か所ある。制振材を貼っていないオリジナル板と制振材を全面に貼付した FRF の 1N 入力時の実験結果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 ILF0.1 % と 5 % 及び等価密度 7542 kg/m^3 と 9651 kg/m^3 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、オリジナル板と制振材貼付で FEM と実験結果との比較より同値とした。FEM モデルの作成には、汎用有限要素解析ソフトウェア ANSYS Ver.2021 (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 を使用する。要素サイズは、5 kHz の曲げ波長に 6 節点が含まれるように $0.01 \text{ m} \times 0.01 \text{ m}$ とすると、節点数は 1891、要素数は 1800 となる。振動エネルギーと入力パワーは、応答変位を 3.125 Hz から 5 kHz まで 3.125 Hz 刻みの離散周波数で算出し計算を行

Table1 Comparison between the original and damped plate of the natural frequencies except for the rigid mode by FEM calculations. Unit Hz

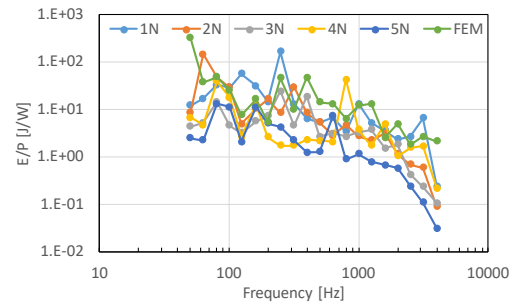
order	original	damped
1	24.3	21.5
2	30.1	26.6
3	66.2	58.5
4	67.6	59.7
5	99.8	88.2
6	115.0	101.7
7	117.9	104.2
8	134.8	119.2
9	163.4	144.5
10	181.8	160.7

った後、50 Hz から 4 kHz までの 20 の 1/3 オクターブ帯域周波数特性を MATLAB で算出した。オリジナル板と制振材貼付における剛体モードを除く、最初の 10 次までの固有振動数の比較結果を表 1 に示し、図 2 にオリジナル板と制振材を全面に貼付した FRF の結果を示す。表 1 より、制振材の有無に関わらず 20 Hz 程度から固有振動数が存在することがわかる。図 2 で示すように制振材の有無に関わらず大きさの結果においては、100 Hz 程度までの周波数を除いて概ね定量的な一致が見られる。図 2(b) より、制振材を貼付した位相結果は、1 kHz 程度からずれが見られる。

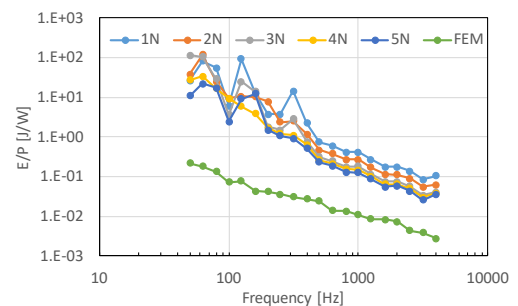
3.2 実験内容 リアル実験における加振方法はインパクトハンマーによる点加振であり、鋼板の 4 隅をゴムにより吊り下げた自由支持の状態、FFT アナライザー（小野測器, DS3200）にハンマー（DYTRAN, 5800SL）、加速度計（加振点近傍の応答は PCB の 353B15, 要素の応答は PCB の 352A24）を接続し、5 回のパワースペクトル加算平均を矩形窓関数で 0 Hz から 5 kHz までの 3.125 Hz 刻みの離散周波数で測定した。ゴムの吊り下げによる対象構造への減衰の影響は考えられるが、計測困難のため本報ではその影響は無視する。加振力の大きさを変更することによる振幅依存性の影響を検討するために、入力力は、1 N から 5 N までの誤差±10%を目安とした 5 水準とする。

3.3 1/3 オクターブ周波数で整理した入力パワーで正規化した要素エネルギー結果と FRF 結果 振幅依存性の影響を検討するにあたり、振幅依存がなければ FEM 結果で得られるように系の線形性が保たれ、FRF 結果や入力パワーで正規化した振動エネルギー結果に入力の大きさによる違いは表れない。一般的に FRF 結果は離散周波数で表されるが、ここでは SEA 結果と比較するために、1/3 オクターブ周波数で整理する。SEA 結果は周波数平均に加えて、空間平均を行うために、加振が a, b の 2 点、応答点数は 14 個あり、その平均化された入力パワーで正規化された要素エネルギー $((E_a^a/P_a + E_b^b/P_b)/2)$ の入力の大きさの違いによるオリジナル板と制振材を貼付した実験結果と FEM 結果を図 3 に示し、その標準偏差の結果を図 4 に示す。また参考までに応答のばらつきを示すために一例として、 a 加振時の各入力における 315 Hz 周波数帯域の振動応答エネルギー結果を図 5 に示す。図 3 で示した加

振実験時の、加振点 a における入力の大きさ違いによる



(a) Original plate



(b) Damped plate

Fig.3 Comparison of normalized energy of subsystem by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force and FEM results.

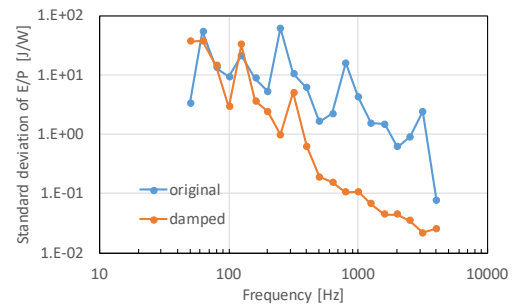


Fig.4 Comparison of standard deviation of normalized energy of subsystem by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force.

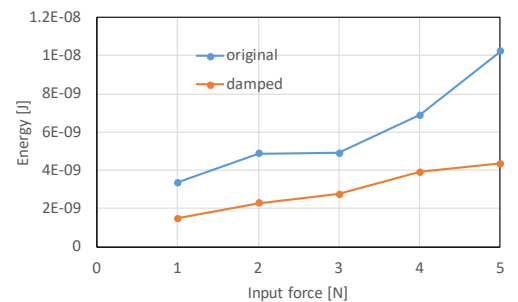
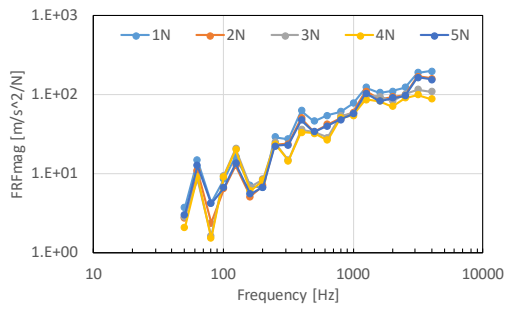
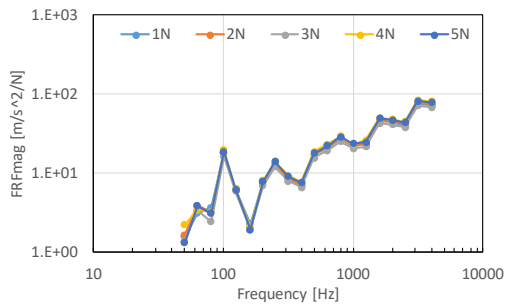


Fig.5 Comparison of energy of subsystem on the a location of excitation point response at 315 Hz band by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force.



(a) Original plate



(b) Damped plate

Fig.6 Comparison of acceleration on the a location of excitation point response by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force.

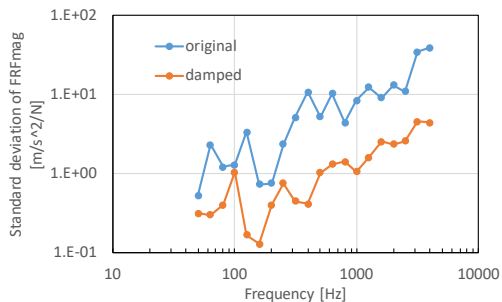
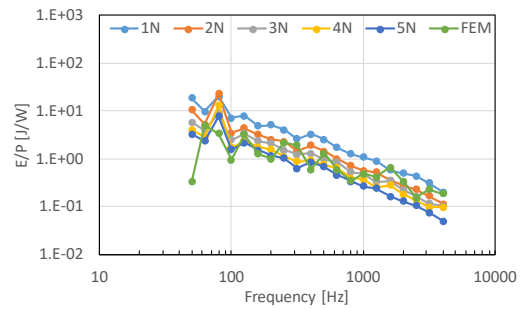
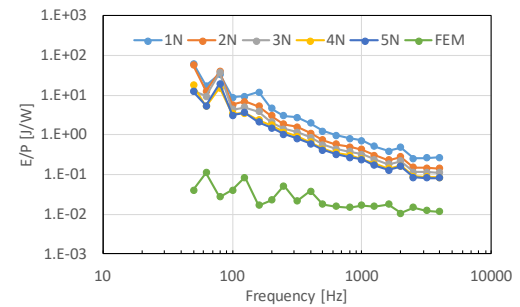


Fig.7 Comparison of standard deviation of acceleration on the a location of excitation point response by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force.

FRF の大きさの結果を図 6 に示し、その標準偏差の結果を図 7 に示す。図 3 と図 6 より、制振材が貼付された応答結果は、オリジナルの結果に比べてばらつき程度が小さいことがわかる。図 3(a)のオリジナル板の実験による SEA 結果では、大きくばらついており変動幅も大きい。この結果から本報では省略するが式(1)の SEA 基礎式より ILF を同定した場合、構造の減衰特性に振幅依存性の影響があることがわかる。FEM 結果との比較では、実験の 1N の結果と比較的一致している。図 3(b)の制振材を貼付した SEA 結果では、400 Hz 程度からの 3N から 5N の結果においては概ね定量的な一致が見られる。しかし、1N と 2N では振幅依存性の影響が表れている。FEM 結果と



(a) Original plate



(b) Damped plate

Fig.8 Comparison of normalized energy of subsystem on the a location of excitation point response by experimental test due to the difference in the magnitude of the input force and FEM results.

の比較では、実験の結果とオーダーが異なっている。これは、図 2(b)より特に低周波数では大きさも位相も一致しておらず、1 kHz 程度からも位相の大きさが大きく異なっており制振材の FEM モデルの作成と精度については、今後の検討課題とする。図 4 の標準偏差の結果からは、オリジナル板では高周波数において、制振材を貼付した板においては低周波数で上下の変動幅が大きいことからばらつき程度が大きいことがわかる。図 5 より図の直線の傾き程度は、オリジナル板が制振材を貼付した結果に比べて、一定ではない。一方、図 6(a)のオリジナル板の FRF 結果では、3N と 4N の結果と 2N と 5N の結果に定量的な一致が見られる。図 6(b)の制振材を貼付した FRF 結果では、100 Hz 程度から入力の高さに関わらずほぼ変動は見られず振幅依存性の影響はないと言える。図 7 の標準偏差の結果からは、低周波数を除いて、オリジナル板と制振材を貼付した板において似た傾向が得られている。

SEA 結果は、一般的に加振点や応答点が複数あることで、ばらつき程度は小さいと考えられているが、今回の結果から、特に低減衰の構造要素への加振入力がある程度一定に保てない場合は、SEA 結果にばらつきが生じや

すいことがわかる。一方、加振点と応答点と同じ位置の FRF 評価では、低減衰の構造においても、SEA 結果に比べて良好であると言える。参考までに、FRF 結果と同様に要素あたり 1 点、加振点 a における応答結果を使った場合の SEA 結果を図 8 に示す。図 8(a)のオリジナル板の SEA 結果では、図 3(a)の結果に比べてばらつき程度は抑えられてはいるが、振幅依存性の影響は残っている。一方、図 8(b)の制振材を貼付した SEA 結果では、応答が平均化された影響は小さいが、振幅依存性の影響は残っている。

4. おわりに

本報は、実験により SEA モデルを構築する際の定量評価のための一助となるように、鋼製の一枚平板構造物を対象に、最初に数値実験の FEM 計算により減衰特性の大小のそれぞれの構造物に対する振動特性を示した。その後、加振力の大きさを変更することによる振幅依存性の影響を検討するために、FEM とリアル実験により入力力を 1 N から 5 N までの 5 水準で、FRF による加振振動応答結果と SEA パラメータの結果のばらつき程度を示した。その結果、減衰の大きな構造であれば、FRF 結果に振幅依存性の影響は見られないが、SEA パラメータである入力パワーで正規化した要素振動エネルギーの結果は、比較的小さな入力において振幅依存性の影響が見られた。減衰の小さな構造の場合は、FRF 結果に振幅依存性の影響が見られ、SEA パラメータである入力パワーで正規化した要素振動エネルギーの結果は、入力と応答の空間平均により、より結果がばらつくことがわかった。

今後は、①平均化によるばらつき程度の定量評価、②複数要素における結合損失率の検討、③FEM による制振材を貼付した精度良いモデルの作成、が必要であると考えている。

謝辞

本研究の一部は、長崎総合科学大学ニアスプロジェクトからの助成を受けたものです。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) A. C. Nilsson, Reduction of structure-borne sound in

simple ship structures: Results of model tests, Journal of Sound and Vibration, 61(1), (1978), pp. 45-60.

- (3) F. J. Fahy and A. D. Mohammed, A study of uncertainty in applications of SEA to coupled beam and plate systems, Part 1: Computational experiments, Journal of Sound and Vibration, 158(1), (1992), pp. 45-67.
- (4) B. L. Clarkson and M. F. Ranky, On the measurement of the coupling loss factor of structural connections, Journal of Sound and Vibration, 94(2), (1984), pp. 249-261.
- (5) 山崎徹, 黒田勝彦, 森厚夫, SEAによる機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集C編, Vol. 73, No.726 (2007), pp.446-452.
- (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.