

FEM-SEA ハイブリッド法を用いた固体伝播音低減手法に関する研究

日大生産工(院) ○今井 敦士 日大生産工 高橋 亜佑美
日大生産工 見坐地 一人

1. はじめに

近年、ガソリンの価格高騰や環境保全への意識向上に伴い、自動車の低燃費化が重視されている。その為、自動車の車体重量を軽くする必要がある。車体重量を軽くするには防音材を少なくすることが一番容易な方法であるが、現在の車室内の騒音対策は、防音材を用いることが主流であり、今日では車室内騒音を小さくするには防音材を増やさなければならない。そこで、これらの両立を可能とする為、防音材に頼らず自動車の構造変更で車室内騒音を小さくする必要があると考えられる。

本研究では、自動車の Side Sill と Floor Panel を模し、Side Sill 部と Floor Panel 部それぞれ構造変更させたモデルを FEM-SEA ハイブリッド法¹⁾を用いて複数作成した。そして、各モデルから Floor Panel における面外波と面内波のエネルギーを算出し、最も固体伝播音が小さくなる構造を考察する。

2. 解析手法

2.1 統計的エネルギー解析手法

本研究で用いる統計的エネルギー解析手法(SEA法)の理論について説明する。

まず、図1に示す2要素間で考える。

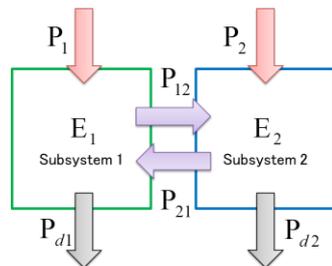


図1. 2要素間でのSEA法

図1からエネルギーの釣り合い式を立てると式(1)と式(2)となる。

$$P_1 - P_{12} + P_{21} - P_{d1} = 0 \quad (1)$$

$$P_2 - P_{21} + P_{12} - P_{d2} = 0 \quad (2)$$

各要素の内部損失パワーを $P_{d1(2)}$ 、各要素間の結合損失パワーを $P_{12(21)}$ とするとそれぞれ式(3)、(4)となる。

$$P_{d1(d2)} = \omega \eta_{1(2)} E_{1(2)} \quad (3)$$

$$P_{12(21)} = \omega \eta_{12(21)} E_{1(2)} \quad (4)$$

ここで、 $\eta_{1(2)}$ は各要素の内部損失率、 $\eta_{12(21)}$ は要素間の結合損失率、 $E_{1(2)}$ は各要素のエネルギーを表す。式(3)、(4)をそれぞれ式(1)、(2)に代入し、行列表現すると式(5)で表すことができる。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \eta_2 & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_1 + \eta_{21} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

式(5)を用いることにより各要素のエネルギーを求めることができる。

次に結合損失率(CLF)の求め方について説明する。各要素のモード数を $n_{1(2)}$ 、各要素間の透過率を $\tau_{12(21)}$ 、補正值を $\langle j^2(\omega) \rangle$ とすると結合損失率は式(6)となる。

$$\eta_{12(21)} \propto \frac{1}{\omega n_{1(2)}} \tau_{12(21)} \langle j^2(\omega) \rangle \quad (6)$$

$$\tau_{12(21)} = \frac{4 \operatorname{Re}(Z_1) \operatorname{Re}(Z_2)}{|Z_1 + Z_2|}$$

ここで、 $Z_{1(2)}$ は各要素のインピーダンスを表す。

2.2 FEM-SEA ハイブリッド法¹⁾

本研究で用いる FEM-SEA ハイブリッド法の理論について説明する。

まず、図2に示す FEM サブシステムと SEA サブシステムの2要素間で考える。

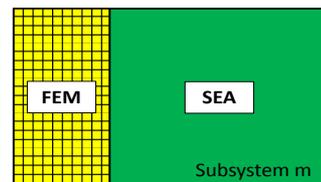


図2. 2要素間での FEM-SEA ハイブリッド法

Studies on the structure-borne noise reduction method using FEM-SEA hybrid method

Atsushi Imai, Ayumi TAKAHASHI and Kazuhito MISAJI

(1) FEM サブシステムの考え

最初に、FEM サブシステムに対する運動方程式を構築する。FEM サブシステムに対する動剛性マトリクスを \mathbf{D}_d 、SEA サブシステムに対する動剛性マトリクスを $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ 、FEM サブシステム側の応答変位を \mathbf{q} 、FEM サブシステム側への外力を \mathbf{f}_{ext} 、SEA サブシステムから FEM サブシステムへの力を \mathbf{f}_{rev} とすると運動方程式は式(7)となる。

$$\left[\mathbf{D}_d + \sum_m \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \right] \mathbf{q} = \mathbf{f}_{ext} + \sum_m \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \quad (7)$$

次に、SEA サブシステムのエネルギーから FEM サブシステムの応答を求める。まず、プレートの応答変位 \mathbf{q} からパワースペクトル \mathbf{S}_{qq} のアンサンブル平均を求める。複素共役転置を \mathbf{H} 、アンサンブル平均を $\mathbf{E}[\]$ 、力 \mathbf{f} のクロススペクトル行列を \mathbf{S}_{ff} とするとパワースペクトル \mathbf{S}_{qq} のアンサンブル平均は式(8)となる。

$$\mathbf{E}[\mathbf{S}_{qq}] = \mathbf{E}[\mathbf{q}\mathbf{q}^H] = \mathbf{D}_{tot}^{-1} (\mathbf{E}[\mathbf{S}_{ff}]) \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (8)$$

(2) SEA サブシステムの考え

次に SEA サブシステムに対するパワーのつり合い式を考える。FEM サブシステムに外力 \mathbf{S}_{ff}^{ext} が作用した時の要素 m のパワーつり合い式は式(9)となる。

$$\mathbf{P}_{in,dir}^{(m)} = \mathbf{P}_{out,rev}^{(m)} + \mathbf{P}_{diss}^{(m)} \quad (9)$$

ここで、 $\mathbf{P}_{in,dir}^{(m)}$ は FEM サブシステムから要素 m へ流れる入力パワー、 $\mathbf{P}_{out,rev}^{(m)}$ は要素 m から FEM サブシステムへ流れる出力パワー、 $\mathbf{P}_{diss}^{(m)}$ は要素 m で消失する散逸パワーを表す。

まず、入力パワー $\mathbf{P}_{in,dir}^{(m)}$ は応答変位 \mathbf{q} のクロススペクトル応答のアンサンブル平均 $\langle \mathbf{S}_{qq} \rangle$ 、直接場の動剛性マトリクス $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ を用いると、式(10)で定義される。

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{in,dir}^{(m)} &= \frac{\omega}{2} \sum_j \text{Im} \{ \mathbf{D}_{dir,j}^{(m)} \} \langle \mathbf{S}_{qq,j} \rangle \\ \langle \mathbf{S}_{qq} \rangle &= \mathbf{D}_{tot}^{-1} \langle \mathbf{S}_{ff}^{ext} \rangle \mathbf{D}_{tot}^{-H} \\ \mathbf{D}_{tot} &= \mathbf{D}_d + \sum_m \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、 \mathbf{D}_d は FEM サブシステムの動剛性マトリクス、また j は接点を表す。

次に、出力パワー $\mathbf{P}_{out,rev}^{(m)}$ は式(11)で定義される。

$$\mathbf{P}_{out,rev}^{(m)} = \frac{E_m}{n_m} h_m^\alpha \quad (11)$$

ここで、 E_m は要素 m のエネルギー、 n_m は要素 m のモード数を表す。

次に、散逸パワー $\mathbf{P}_{diss}^{(m)}$ は式(12)で定義される。

$$\mathbf{P}_{diss}^{(m)} = \omega \eta_m E_m \quad (12)$$

ここで、 η_m は要素 m の内部損失率を表す。これらを用いて SEA つり合い式を作成すると式(13)となる。

$$\begin{pmatrix} \mathbf{P}_{in,0}^{(1)} \\ \vdots \\ \mathbf{P}_{in,0}^{(m)} \end{pmatrix} = \omega \begin{pmatrix} \mathbf{M}_1 + h_1^\alpha + \sum_{n \neq 1} h_{n1} & \cdots & -h_{m1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -h_{1m} & \cdots & \mathbf{M}_m + h_m^\alpha + \sum_{n \neq 1} h_{1n} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ n_1 \\ \vdots \\ E_m \\ n_m \end{pmatrix} \quad (13)$$

式(13)を用いることにより各要素のエネルギーを求めることができる。

3. 振動の種類

ここでは、振動の種類について説明する。振動には大きく分けて 2 つの種類がある。1 つは板に対し垂直な波である面外波(Flexure Wave)、もう 1 つは板に対し平行な波である面内波である。また、面内波はせん断波(Shear Wave)と伸縮波(Extension Wave)2 つの波がある。実際に音になる波は面外波となる為、この面外波を低減することが本研究では重要になる。



図 3. 面外波

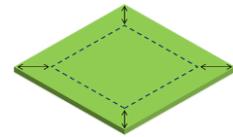


図 4. 面内波

4. Side Sill の構造変更

Side Sill の構造がどれだけ Floor Panel のエネルギーに影響するか考察する為、Side Sill の溶接箇所が一般的である 3 種類のモデルを作成し、Floor Panel における各モデルのエネルギー比較を行った。

4.1 モデル説明

本章で比較を行う各モデルの構造を図 5, 図 6, 図 7 に示す.

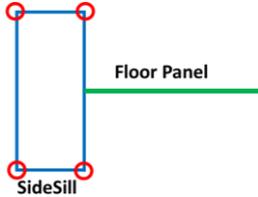


図5. パターン1モデル

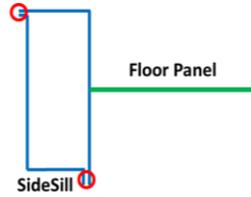


図6. パターン2モデル

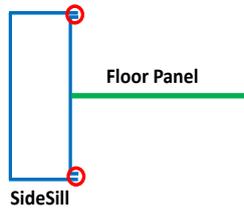


図7. パターン3モデル

各モデルの Sill Side 部は有限要素法(Finite Element Method:FEM)で厚さ 1.4mm, Floor Panel 部は統計的エネルギー解析手法(Statistical Energy Analysis:SEA)で厚さ 0.6mm で定義している. 次に, モデルの寸法と加振位置及び拘束箇所について説明する. モデルの寸法は図 8, 加振位置は図 9, 拘束箇所は図 10 に示す.



図8. モデルの寸法

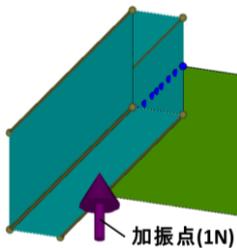


図9. 加振位置

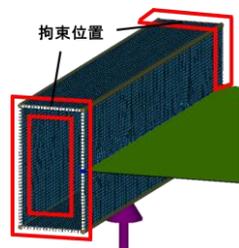


図10. 拘束箇所

尚, 拘束条件においては, 赤枠の部位をピン支持で拘束している.

4.2 解析結果

4.1 で説明した 3 つのモデルを用いて, 各モデルにおける Floor Panel のエネルギーを比較した. 面外波の比較結果を図 11, せん断波の比較結果を図 12, 伸縮波の比較結果を図 13 に示す.

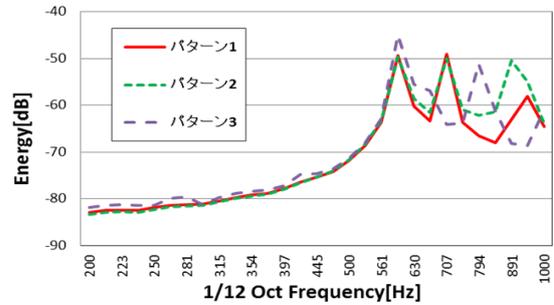


図11. 各モデルにおける Floor Panel の面外波比較

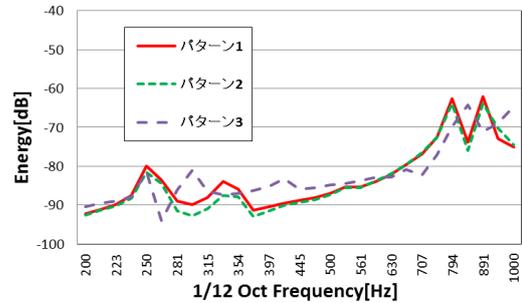


図12. 各モデルにおける Floor Panel の Shear 比較

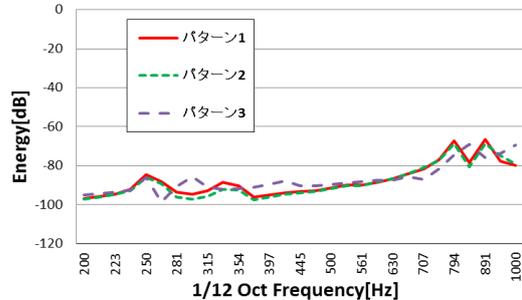


図13. 各モデルにおける Floor Panel の Extension 比較

図 11 より, パターン 1 が他のモデルに比べ面外波が小さくなることが確認できた. これは, パターン 1 がその他のモデルより結合部が多いため結合損失が大きくなり, 結果として面外波が小さくなったと考えられる.

5. Floor Panel の角度変更

Floor Panel の取り付け角度がどれだけ Floor Panel のエネルギーに影響するか考察する為, 図に示す様なモデルを作成し, 各モデルのエネルギー比較を行った.

5.1 モデル説明

本章で比較を行うモデルを図 14, 図 15, 図 16 に示す。

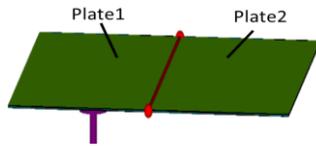


図 14. 0 度モデル

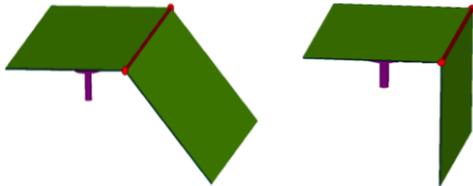


図 15. 45 度モデル

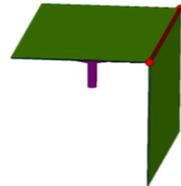


図 16. 90 度モデル

Plate1, Plate2 どちらも SEA で定義し, 図中し示す通り Plate1 を 1N で加振した。

5.2 解析結果

5.1 で説明した 3 つのモデルを用いて, 各モデルにおける Plate2 のエネルギーを比較した。面外波の比較結果を図 17, せん断波の比較結果を図 18, 伸縮波の比較結果を図 19 に示す。

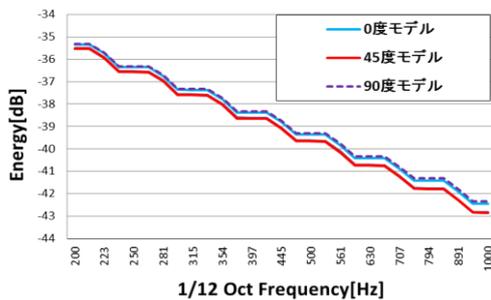


図 17. 各モデルにおける Plate2 の面外波比較

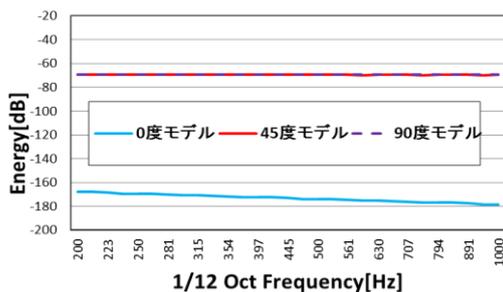


図 18. 各モデルにおける Plate2 の Shear 比較

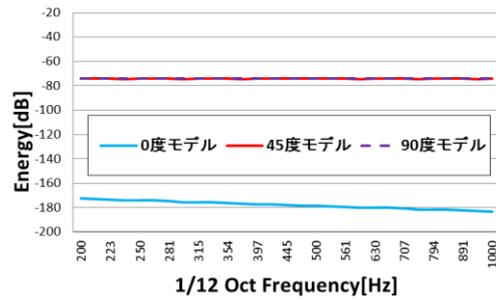


図 19. 各モデルにおける Plate2 の Extension 比較

図 17 より, 45 度モデルが他のモデルに比べ面外波が小さくなることが確認できた。この結果について考察する。図 20 に面外波からせん断波への CLF を示す。

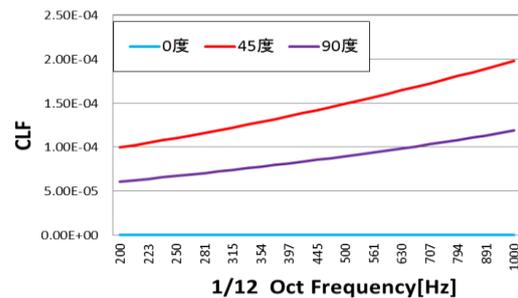


図 20. 各モデルにおける Plate1 の Flexure から Plate2 の Shear への CLF 比較

図 20 より Plate1 の面外波から Plate2 のせん断波への CLF は 45 度モデルが一番大きくなることがわかった。これにより, 45 度モデルが他のモデルより面外波から面内波への変換が容易になり, 面外波が小さくなったと考えられる。

6. 結論

以上の結果から以下のことがわかった。

1. Side Sill の構造がパターン 1 だと他の構造より面外波が小さくなることが確認できた。
2. Floor Panel の取り付け角度は 45 度が一番面外波を小さくなることが確認できた。

今後は実験を行い, 今回の解析結果と比較し, 本研究の実機検証を行ってきたい。

参考文献

- 1) 高橋亜佑美, 鈴木雄介, 井出忠彦, 見坐地一人: FE・SEA Hybrid 法を用いた自動車のルーフとフロアの振動解析
- 2) 制振工学ハンドブック編集委員会: 制振工学ハンドブック, コロナ社