

エネルギー伝達特性による多性能適正化の検討

神奈川大学 山崎徹

1. 緒 言

自動車開発において、他の製品開発と同様、衝突安全性、操安性、乗り心地、快適性など様々な性能を高次元でバランスさせること（多性能適正化）が重要である。その中で、快適性に影響を与えている振動は、アイドリング振動、エンジンシェイクおよびロードノイズなどがある。アイドリング振動は、エンジンローリング方向が起振力であり、車体曲げ一次と共振することで車体が振動する現象である。エンジンシェイクは、タイヤのアンバランスと不均一性などが起振力となって生じるタイヤ回転一次成分の振動現象である。ロードノイズは、入力が多岐にわたり、車体の固有モードも多く励起される広帯域の振動現象である。これらの車両振動現象は、振動源や対象振動数が異なるため、初期検討に用いられるモデルはそれぞれ異なる。そのため、初期設計段階で、個々の現象を押さえ、同次元で検討するためのモデルが必要である。

このような状況の中、近年では、開発期間短縮や開発費用削減のため、実験を行わず物理現象などを記述する数式などのモデルを基に、初期設計段階において設計開発を行う手法である“MBD (Model Based Development)”や、初期設計段階の概念設計や機能設計に用いる現象の本質を見通しの良い形式でシンプルに表現する“1D CAE”などが実用されている。著者のグループでも、振動問題の 1D CAE モデルとして、統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis ; SEA) を用いた取り組みを行っている。そこでは、SEA のパラメータである結合損失率 (Coupling Loss Factor ; CLF) が数式で表せることから、詳細が決定していない概念設計段階への活用を意図した取り組みを行い、車体のロードノイズ特性、エンジンシェイク特性、車両の運動性能に、CLF すなわちエネルギー伝達特性による現象の記述、設計への試みを示してきた。

そこで本報では、概念設計段階におけるエネルギー伝達特性による多性能適正化の初期検討を行う。はじめに、多性能として、アイドリング振動、エンジンシェイクおよびロードノイズを対象とし、個々の現象を表現した簡易モデルを構築する。本モデルでは、エンジンやばね下部材については集中定数系とし、車体についてははりの FEM による離散化した集中定数系で考える。次いで、エネルギー伝達特性を用いて、個々の現象をエネルギー伝達視点で分析し、両立させるための振動低減指針の獲得および検証を行う。

2. エネルギー伝達モデルの基礎理論

ここでは、二自由度振動系のエネルギー伝達モデル (SEA モデル) およびエネルギー伝達特性、はり要素間のエネルギー伝達特性を整理して示す。なお、エネルギー伝達特性は、SEA では CLF とも称される。

2・1 二自由度振動系のエネルギー伝達モデルおよびエネルギー伝達特性

図 1 (a) に示す二自由度振動系において、振動数平均した入力パワー P_i ($i = 1, 2$) と要素エネルギー E_i の関係を考えるため、図 1 (b) に示す各質点を要素とする二要素系のエネルギー伝達モデルを考える。

図 1 (b) のエネルギー伝達モデルは、要素 i が蓄えるエネルギー (要素エネルギー) を E_i として、散逸パワー $P_{di} = \omega \eta_i E_i$ と伝達パワー $P_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i$ を用いて以下のパワー平衡式となる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{d1} + P_{12} - P_{21} \\ P_{d2} + P_{21} - P_{12} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 ω は解析対象とする角振動数であり、 η_i は要素 i の内部損失率 (Internal Loss Factor ; ILF)、 η_{ij} は要素 i から要素 j への CLF (エネルギー伝達特性) である。また、CLF および ILF は、それぞれ以下で表される。

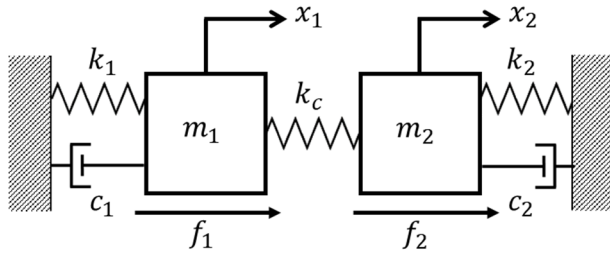
$$\eta_{12} = \eta_{21} = \frac{1}{\omega} \frac{\kappa_{12}^2 (\Delta_1 + \Delta_2)}{(\Omega_1^2 - \Omega_2^2)^2 + (\Delta_1 + \Delta_2)(\Omega_1^2 \Delta_2 + \Omega_2^2 \Delta_1)} \quad (2)$$

$$\eta_i = \frac{1}{\omega} \Delta_i \quad (3)$$

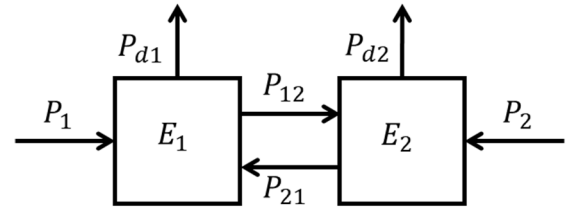
ここで、 Ω_i は各質点の非連成固有角振動数、 Δ_i は減衰特性、 κ_{12} は要素間の結合特性で、それぞれ以下である．

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{k_i + k_c}{m_i}}, \quad \Delta_i = \frac{c_i}{m_i}, \quad \kappa_{12} = \frac{k_c}{\sqrt{m_1 m_2}} \quad (4), \quad (5), \quad (6)$$

これらの式中の m_i , k_i , c_i , f_i , x_i は、図 1 (a) に示すように、各要素 i の質量、ばね定数、粘性減衰係数、外力および振動変位を表し、 k_c は質点 1 と 2 の連結ばねのばね定数である．また、解析する角振動数 ω は、対象の現象が起きる共振の振動数として考える．



(a) 二自由度振動モデル



(b) エネルギー伝達モデル

Fig.1 二自由度振動系

式 (2) の $\eta_{12}(= \eta_{21})$ が二自由度振動系の CLF であり、二つの振動子が同一（つまり、 $\Omega_1 = \Omega_2$ ）のとき最大となり、結合特性（つまり、連結ばね定数 k_c ）が大きくなるほどに大きくなる．一方、減衰特性 Δ_i による CLF の変化は $\Omega_1 = \Omega_2$ と $\Omega_1 \neq \Omega_2$ のときでは傾向が異なる．これは、減衰特性 Δ_i が CLF だけでなく、式 (3) の ILF にも影響を与えるためである．したがって、対象系全体のエネルギーの収受を考慮する必要がある、式 (1) の二要素系のエネルギー伝達モデルで考える必要がある．

そこで、式 (1) において、質点 1 にのみ入力がある場合（すなわち、 $P_2 = 0$ の場合）について、要素エネルギーの比率（エネルギー比）を考えることとする．このエネルギー比は以下に求められる．

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{1}{\eta_2 / \eta_{12} + 1} \quad (7)$$

これより、CLF (η_{12}) の増大により、エネルギーは伝わりやすくなるため、エネルギー比は増大する．一方、ILF (η_2) の増大は、エネルギー比の減少となる．このように、減衰特性 Δ_i によるエネルギーの変化を非連成固有角振動数 (Ω_1 , Ω_2) によらずに評価することができる．

2・2 はり要素間の曲げ振動のエネルギー伝達特性

ここでは、はり要素間の曲げ振動の CLF（エネルギー伝達特性）を示すため、はじめに板要素間の曲げ振動の CLF を示し、それを基に導出する．

図 2 に示すように、結合長さ L で接続された二つの板要素を考え、要素 1 から要素 2 への伝達パワーを考えると、CLF は以下となる．

$$\eta_{12} = \frac{c_1}{\omega \pi S_1} L \tau_{12} \quad (8)$$

なお、 c_1 は要素1の波動の曲げ波伝搬速度、 ω は角振動数、 S_1 は要素1の表面積、 τ_{12} は要素1から要素2のエネルギー透過率である。

続いて、式(8)に基づきはり要素間のCLFを導出する。板とはりの波動伝搬の関係から、伝搬方位を平方角 π から1、結合長さ L を1、表面積 S_1 ははり長 L_1 とすることで、はり要素間のCLFは以下となる。

$$\eta_{12} = \frac{c_1}{\omega L_1} \tau_{12} \quad (9)$$

ここで、はりの曲げ波伝搬速度 c_1 は要素1の曲げ剛性 B と単位面積当たりの質量 m を用いて次式となる。

$$c_1 = \sqrt[4]{\frac{B\omega^2}{m}} \quad (10)$$

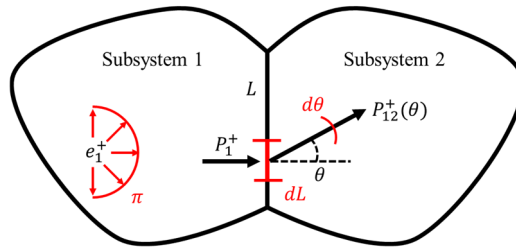


Fig.2 板要素間の振動エネルギーの伝達

3. 簡易モデルの構築および現象の記述

本報では、多性能として、アイドリング振動、エンジンシェイクおよびロードノイズを対象とし、個々の現象を表現した簡易モデルを構築する。

アイドリング振動は、エンジンローリング方向が起振力であり、FF車では、車体曲げ一次共振モードの方向と一致するため車体が振動する現象である。この対策としては、車体骨格、ハンドルコラムの剛性を高めることや車体曲げ一次共振モードの節の位置をエンジンマウントから離すことで共振振動数を大きくし、起振振動数と離す。また、ステアリングホイール内にダイナミックダンパを装備することや、ラジエータを弾性支持することでダイナミックダンパとして用いるなどもなされる。解析モデルとしては、車体以外のエンジンやばね下などは集中定数系モデル（すなわち、マスーばねーダンパモデル）が用いられ、車体ははりモデルなどが用いられる。

エンジンシェイクは、タイヤのアンバランスと不均一性などが起振力となって生じるタイヤ回転一次成分の振動現象である。この対策としては、エンジンのバウンス（上下振動）とピッチング（回転振動）などを連成させ、エンジンバウンスの影響を低下させることや、液体封入エンジンマウントの活用などがなされる。これらの文献におけるエンジンシェイクの解析モデルは、集中定数系である。

ロードノイズは、入力が多様であり、エネルギー伝達経路も多様であり、車体の固有モードも多く励起される広帯域の複雑な振動現象である。本報では、アイドリング振動を主体とした車体の簡易モデルを考え、それに基づいて考えることとする。

以上、本報で取り上げる現象は、振動源や対象振動数などが異なり、これらの従来の解析モデルも多様である。そこで本報では、これらの現象を多自由度の集中定数系モデル（簡易モデル）で構築する。車体については、はりのFEMモデルに基づき、離散化した集中定数系モデルとして考える。次いで、このモデルを用いて、エネルギー伝達特性による個々の現象を分析し、両立のための振動低減指針を獲得する。

3・1 簡易モデル

図3が構築した簡易モデルである．アイドリング振動とエンジンシェイクを対象とするために，エンジンは剛体とし，エンジンバウンス（ x_e ）の上下方向に加え，エンジンピッチング（ θ_{ep} ）およびエンジンローリング（ θ_{er} ）の二つの回転自由度を考慮した3自由度モデルである．ピッチングとローリングを考慮すべく，エンジンと車体は前後左右の四つのエンジンマウントで接続する．また，ばね下（サスペンションやタイヤなど）は左右で一体とし，前後のサスマウントと位置のバウンス（ x_{u1} , x_{u2} ）のみを考慮する．さらに，車体はアイドリング振動およびロードノイズを考慮し，車体の曲げを考え，はりとみなし，仮想的に12分割したFEMのはり要素（1節点2自由度）とし，バウンス（ $x_1 \sim x_{13}$ ）とローリング（ $\theta_1 \sim \theta_{13}$ ）の集中定数系として考える．

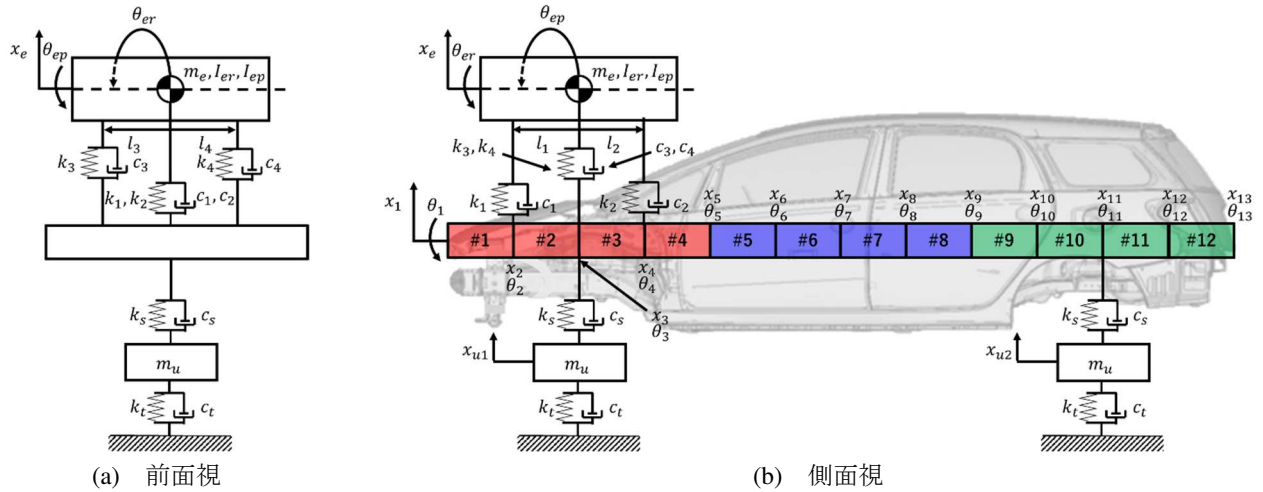


Fig.3 車両の簡易モデル

Table1 Basis parameters of the vehicle model.

m_e	Engine mass [kg]	247
I_{er}	Engine roll moment of inertia [kg・m ²]	7.29
I_{ep}	Engine pitch moment of inertia [kg・m ²]	21.3
m_u	Suspension and tire etc. mass [kg]	150
k_1	Engine roll mount stiffness (Front) [N/m]	15000
k_2	Engine roll mount stiffness (Rear) [N/m]	35000
k_3	Engine pitch mount stiffness (Left) [N/m]	190000
k_4	Engine pitch mount stiffness (Right) [N/m]	80000
k_s	Suspension stiffness [N/m]	100000
k_t	Tire stiffness [N/m]	2000000
c_1, c_2	Engine roll mount damping [N・s/m]	20
c_3, c_4	Engine pitch mount damping [N・s/m]	20
c_s	Suspension damping [N・s/m]	100
c_t	Tire damping [N・s/m]	2000
l_1, l_2	Mounting position of engine roll mount [m]	0.55, 0.75
l_3, l_4	Mounting position of engine pitch mount [m]	0.55, 0.75
b_B	Vehicle board thickness [m]	0.08
h_B	Vehicle board width [m]	0.15
l_B	Length per subsystem [m]	0.35
E_B	Young's modulus [Pa]	2.06×10^{11}

η_B	Structural damping [N・s/m]	3.0×10^3
ρ_B	Vehicle density [kg/m ³]	7834

以上より、図3の簡易モデルは、車体26自由度、エンジン3自由度、ばね下前後各1自由度の計31自由度のモデルである。本報では、車体の最前部のはり要素を#1とし、フロントからリアに向かい、車体の最後部のはり要素は#12とする。また、図中に赤で示した車体要素#1から#4を「フロント部」、青で示した#5から#8を「キャビン部」および緑で示した#9から#12を「リア部」とそれぞれ称する。表1には、図3に示した簡易モデルの各諸元を示す。表中の数値は、第6章の実車体のFEMモデルを参考に、アイドリング振動およびエンジンシェイクの共振振動数がFEMモデルと合致するように、エンジンマウントのばね剛性と取付け位置および車体の寸法を調整し決定した。なお、紙数の都合により、運動方程式は付録に付す。

3・2 簡易モデルによる各現象の記述

図3に示した簡易モデルが、本報で対象とするアイドリング振動、エンジンシェイクおよびロードノイズの現象を表現したモデルであることを確認し、簡易モデルの妥当性を示す。

3・2・1 アイドリング振動

はじめに、図3のモデルがアイドリング振動を表現できていることを確認する。

アイドリング振動は車体曲げ一次共振で起こる車体振動であり、車体曲げ一次共振モードの節の位置をエンジンマウントの後方にすることで対策が行える。そのため、車体要素#1から#12の質量密度を変更して、車体曲げ一次共振モードの節の位置をエンジンマウントの間にする場合および後方にする場合を考え、車体振動の変化を比較する。

節をエンジンマウントの間にする場合には、車体の全ての要素の質量密度を一定の 7834 kg/m^3 とする。これを基準とし、節をエンジンマウントの後方にする場合には、車体の総質量は変わらないように、質量密度を基準から、車体要素#1は0.5倍、#2と#3は0.3倍、#4は0.5倍、#5は1.5倍、#6と#7は1.7倍、#8は1.5倍、#9から#12は1.0倍とそれぞれ調整する。これら二つの場合の車体曲げ一次共振モード（最大振幅を1として正規化）を図4に比較して示す。エンジンマウントの間にする場合（凡例 Between）は、黒線で示すように、エンジンの前後マウントの間に節があることが確認でき、後方にする場合（凡例 Behind）は、赤線で示すように、節は後方のマウントよりも後方にあることが確認できる。したがって、図3のモデルは、車体要素の質量密度を変更することで、車体曲げ一次モードの節の位置を制御できるモデルとなっている。

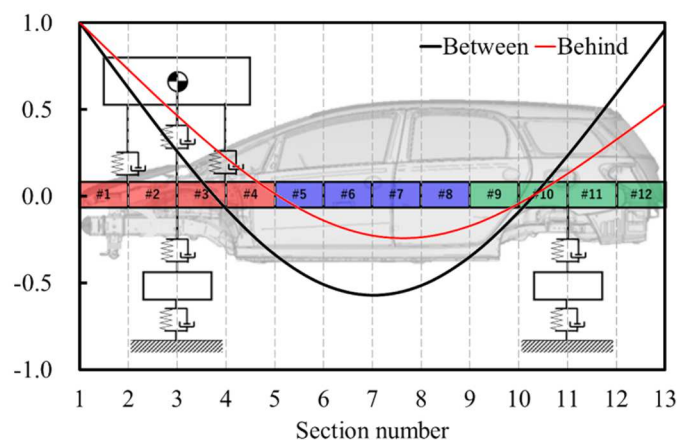


Fig.4 車体の曲げ1次モードの比較

また、アイドリング振動の検討では、入力として図3のエンジンローリング (θ_{er}) に $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ の曲げモーメント加振、応答点として運転席シート取付け点を想定した車体節点#7 (x_7) を考え、周波数応答解析を行う。この結果を図5に示す。約 2 Hz に上下並進方向および 3 Hz に回転方向の車体の剛体モード共振、

約 8 Hz にエンジンバウニング共振, 約 10 Hz にエンジンローリング共振, 約 12 Hz にエンジンピッチング共振および約 25 Hz に車体曲げ一次共振が観察できる. これらの振動数は参考とした車両の特性の共振振動数と合致するように, エンジンマウントのばね剛性などを調整した結果であり, 本モデルが相場観のある車両の一般的な簡易モデルとなっていると判断できる.

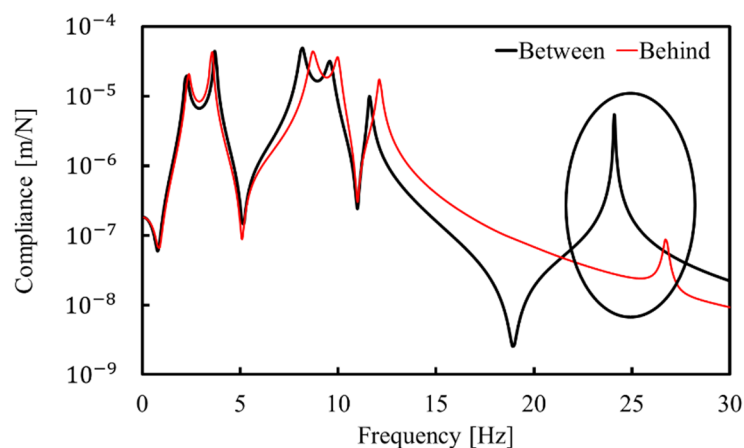


Fig.5 コンプライアンスの比較 (node x_7)

さらに, 図 5 中に黒丸枠で囲んだアイドリング域の約 25 Hz のピークに注目すると, 赤線の車体曲げ一次共振モードの節がエンジンマウントの後方にある場合 (Behind) には, マウントの間にある場合 (Between) よりも応答が小さくなっている. これは, 図 4 より, モードの節がエンジンマウントの後方にあることで, エンジンローリングの入力モーメントが前後のマウントにより相殺され, 車体節点#7 (x_7) への振動伝達が抑制されるからである.

3・2・2 エンジンシェイク

次いで, 図 3 のモデルがエンジンシェイクを表現できていることを確認する.

エンジンシェイクはエンジンバウニング共振で起こる車体振動であり, エンジンのバウニングとピッチングを連成させることで対策が行える. そのため, エンジンピッチングマウント (k_3, k_4) の取付け位置を変更して, ピッチングが小さい場合と大きい場合を考え, 車体振動の変化を比較する. ピッチングが小さい場合は, マウントの位置 (l_3, l_4) を 0.75 m, 0.75 m とし, ピッチングが大きい場合は 0.55 m, 0.75 m とする.

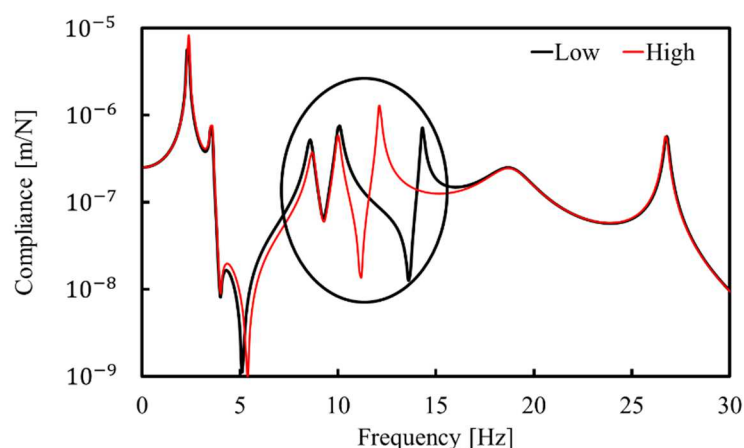


Fig.6 ピッチングの大小によるコンプライアンスの比較 (node x_7)

また, エンジンシェイクの検討では, 入力として図 3 のばね下バウニング (x_{u1}) に 1 N の上下加振, 応答点は前項と同様に車体節点#7 (x_7) を考え, 周波数応答解析を行う. この結果を図 6 に示す.

図 6 より、ピッチングが大きい場合（凡例 High）の結果を赤線で示すように、黒線のピッチングが小さい場合（凡例 Low）に比べ、約 8 Hz のエンジンバウンス共振と約 10 Hz のエンジンローリング共振のピークはわずかに減少し、約 12 Hz のエンジンピッチング共振のピークは増加していることがわかる。これは、エンジンのバウンスからピッチングに振動が伝わりやすくなり、エンジンバウンスが小さくなり、車体節点#7 (x_7) に振動が伝わりにくくなったため、約 8 Hz のエンジンバウンス共振のピークが減少している。

3・2・3 ロードノイズ

次いで、図 3 のモデルによるロードノイズの応答を確認する。

ロードノイズとして、入力路面からのものと考え、図 3 のばね下バウンス (x_{u1}) に 1 N の上下加振、応答点は前項と同様に車体節点#7 (x_7) を考え、周波数応答解析を行う。この結果を図 7 に示す。本モデルの車体モデルは 26 自由度を有するため、25 Hz 付近の車体曲げ一次から 500 Hz まで複数の共振ピークを確認できる。本報では、このような応答特性をロードノイズによる応答として考えて進めていく。

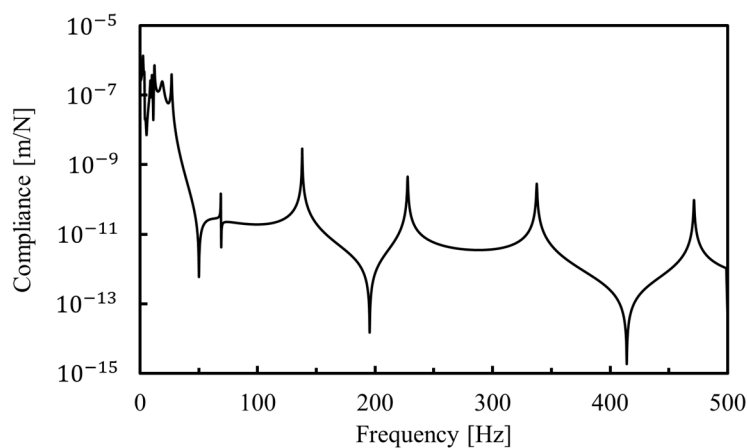


Fig.7 ロードノイズ入力下のコンプライアンス (node x_7)

4. エネルギー伝達特性による各現象の分析

3・2 節より、本報で対象とするアイドリング振動、エンジンシェイクを表現した簡易モデルが構築できた。本章では、そのモデルを用いて、各現象をエネルギー伝達特性の観点から分析する。

また、本報で用いるエネルギー伝達特性は、式 (2) と式 (9) の二種類である。車体要素間のエネルギー伝達特性はより要素間の CLF の式 (9) で表し、エンジン、ばね下および車体との間のエネルギー伝達特性は式 (2) で表す。ただし、式 (2) の二自由度系のエネルギー伝達特性は、構築した簡易モデルが多自由度系であるため、着目する二自由度間のエネルギー伝達特性ではその他の自由度の影響があるが、当該自由度に着目した取り組みは多くなされており、本報でもその考えを踏襲し、式 (2) を用いる。

4・1 アイドリング振動

ここでは、3・2・1 項で行ったアイドリング振動の対策についてエネルギー伝達特性に基づいた分析を行う。

3・2・1 項と同様に、車体要素の質量密度を変更して、車体曲げ一次共振モードの節の位置をエンジンマウントの間にする場合と後方にする場合を考える。このとき、アイドリング振動のエネルギー伝達特性はキャビン部へ振動を伝えない設計になっていると考えられる。そのため、図 3 の車体要素#1 から#12 のそれぞれの要素間のエネルギー伝達特性をより要素間の CLF の式 (9) から算出し、後方のエンジンマウントを取付けた要素#4 から運転席シート取付け点を想定した要素#7 までを着目する。エネルギー伝達特性はそれぞれ単値であり、 ω は車体曲げ一次共振が起こる 25 Hz とし、その算出結果を図 8 に棒グラフで、図 4 のモードと共に示す。凡例は図 4 と同様である。

モードの節がエンジンマウントの間にある場合 (Between) の黒棒に対し、後方にある場合 (Behind) は赤棒で示すように、車体要素#4 から#5 間のエネルギー伝達特性 ($\eta_{4,5}$) は大きく、車体要素#5 から#6 と#6 から#7 間の

エネルギー伝達特性 ($\eta_{5,6}$, $\eta_{6,7}$) は, $\eta_{4,5}$ の増加量と同じくらい低減していることがわかる. これは, エネルギー伝達特性の式 (9) および曲げ波伝搬速度の式 (10) より, 質量密度が大きいとエネルギー伝達特性は小さくなることから, キャビン部の質量密度を大きくすると, エンジンから入力されたエネルギーは, 応答要素#7 に伝わりにくくなると説明できる. このときの周波数応答解析の結果は図 5 であり, 約 25Hz の車体曲げ一次共振の応答が小さくなっていることと対応している.

以上より, エネルギー伝達特性を用いてアイドリング振動の対策が分析できることを示した.

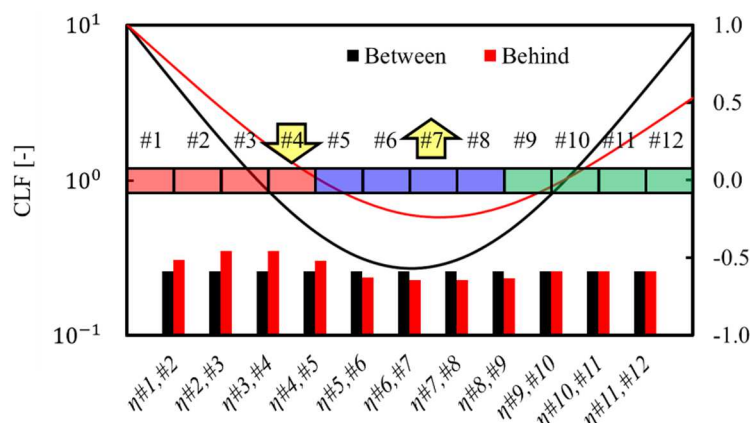


Fig.8 エンジンマウントと曲げ 1 次モードの節の位置による車体のエネルギー伝達特性の違い.

4・2 エンジンシェイク

次いで, 3・2・2 項で行ったエンジンシェイクの対策についてエネルギー伝達特性に基づいた分析を行う.

3・2・2 項と同様に, エンジンピッチングマウントの取付け位置を変更して, エンジンピッチングが小さい場合と大きい場合を考える. この検討では, エンジンバウンスとピッチングのエネルギーの関係であることから, エネルギー伝達特性は式 (2) を用いて, エンジンバウンスからピッチングである $\eta_{x_e, \theta_{ep}}$ ($x_e \rightarrow \theta_{ep}$) を考える. ω はエンジンバウンス共振が起こる 8 Hz とし, この算出結果を図 9 に示す. また, 横軸は図 6 と同様の凡例である.

エンジンピッチングが大きい場合 (High) に, 小さい場合 (Low) よりエネルギー伝達特性が大きいことがわかる. エネルギー伝達特性の式 (2) より, エンジンピッチングが大きい場合 (High) に分母にある $(\Omega_1^2 - \Omega_2^2)^2$ が小さくなることから, エネルギー伝達特性が大きくなる. これは, エンジンバウンスのエネルギーがエンジンピッチングに伝わりやすくなったことを意味している. これによりバウンスから車体へのエネルギー伝達は小さくなると説明できる. このときの周波数応答解析の結果は図 6 であり, 約 8Hz のエンジンバウンス共振の応答が小さくなっていることと対応している.

以上より, エネルギー伝達特性を用いてエンジンシェイクの対策が分析できることを示した.

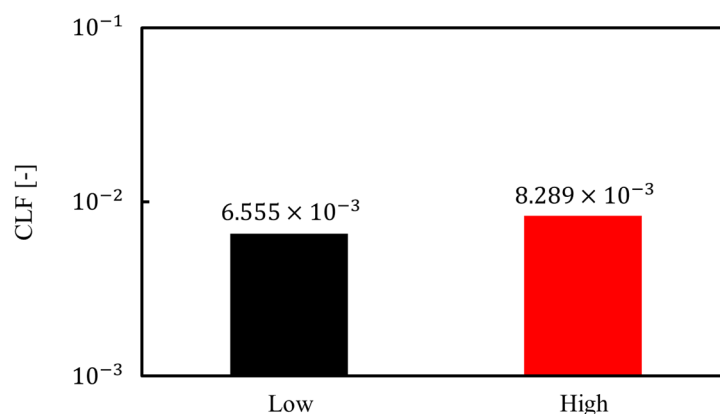


Fig.9 エンジンバウンスからピッチングのエネルギー伝達特性の比較.

5. エネルギー伝達特性による各現象の両立検討

前章では、エネルギー伝達特性による対策の分析ができることを示した。そこで本章では、アイドリング振動とエンジンシェイクのエネルギー伝達特性を用いて、これらの現象の両立検討を意図した基礎検討を行う。また、ここで得られた設計指針を第3章で構築した簡易モデルで検証する。

5・1 エンジンマウントの減衰によるアイドリング振動とエンジンシェイクの両立検討

はじめに、アイドリング振動とエンジンシェイクの両立検討を考える。

エンジンシェイクはエンジンからマウントへの振動エネルギーを抑制するために減衰も用いられる。また、アイドリング振動はエンジン振動をできるだけ車体に伝えない設計が望まれ、エンジンマウントのばね定数を低くすることがある。そのため本節では、エンジンマウントの減衰 (c_1, c_2, c_3, c_4) を十倍の $200 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ に増大させ、エネルギー伝達特性による両立を検討する。このとき、車体の全要素の質量密度は一定の 7834 kg/m^3 とする。

この検討では、減衰の特性変更であるため、式 (2) のエネルギー伝達特性だけでなく、式 (3) の減衰特性も考慮したエネルギー伝達モデルに基づく式 (7) のエネルギー比を用いて検討することとなる。

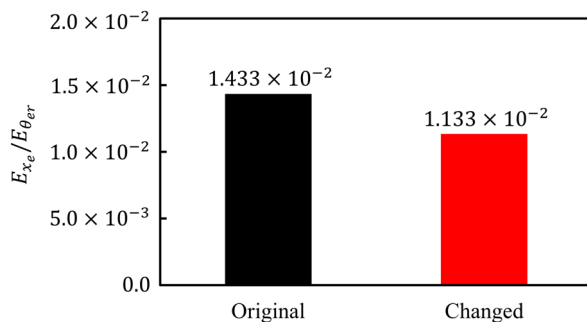
5・1・1 エネルギー伝達特性（エネルギー比）による予想

アイドリング振動は、エンジンと車体の曲げの連成現象であるため、エネルギー伝達視点でのアイドリング振動の抑制は、入力エンジンのローリングからバウンスングを介した車体の曲げ振動への伝達を抑制すればよい。本報のエネルギー伝達特性は、質点間とはり要素間それぞれのものであり、質点とはり要素間のエネルギー伝達特性は言及できておらず、今後明らかにしたいことのひとつである。そのため本報では、アイドリング振動の抑制は、エンジンのローリングからバウンスングへの質点間のエネルギー伝達の抑制を考える。一方、エンジンシェイクは、エンジンと車体の剛体モードとの連成現象であるため、エンジンバウンスングから車体のバウンスング（面外振動）のみの自由度の質点間のエネルギー伝達の抑制で考えることとなる。したがって、アイドリング振動で着目するエネルギー比は、エンジンのローリングからバウンスングである $E_{x_e}/E_{\theta_{er}}$ ($\theta_{er} \rightarrow x_e$)、エンジンシェイクでは、エンジンバウンスングから車体である E_{x_b}/E_{x_e} ($x_e \rightarrow x_b$) である。 ω はアイドリング振動の場合、4・1 節と同様に 25 Hz とし、エンジンシェイクの場合、4・2 節と同様に 8 Hz とする。これらのエネルギー比の算出結果を図 10 に示す。また、横軸は変更前 (Original)、減衰の増大後 (Changed) を示している。

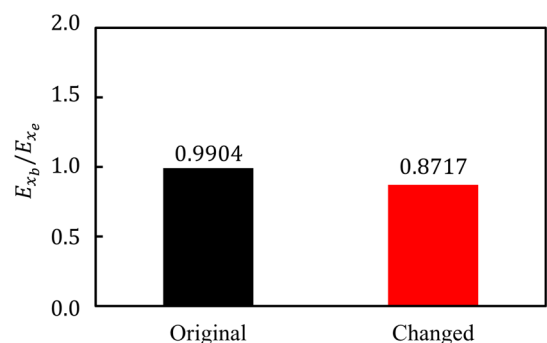
図 10 (a) より、この変更により、エンジンローリングからエンジンバウンスングへのエネルギーは伝わりにくくなると予想される。また、図 10 (b) より、エンジンバウンスングから車体へのエネルギーも伝わりにくくなると予測される。

そこではじめに、アイドリング振動について考える。エンジンローリングの影響で起きるアイドリング振動は、エンジンのローリングからバウンスングへのエネルギーが伝わりにくくなることから、バウンスングのエネルギーは抑制され、それにより車体のエネルギーも抑制され、車体振動が低減すると予想できる。次いで、エンジンシェイクについて考える。エンジンバウンスングの影響で起きるエンジンシェイクは、エンジンバウンスングから車体にエネルギーが伝わりにくくなることから、車体振動が低減すると予想できる。

以上より、エネルギー比を用いることで、エンジンマウントの減衰の増大は、アイドリング振動およびエンジンシェイクの両方の低減に有効と予想される。



(a) アイドル振動



(b) エンジンシェイク

Fig.10 エンジンマウントの減衰によるエネルギー比の変化予想

5・1・2 簡易モデルによる数値検証

ここでは、前項で予想されたエンジンマウントの減衰の増大によるアイドリング振動およびエンジンシェイクの低減を、第3章で構築した簡易モデルを用いて検証する。

アイドリング振動は、入力として図3のエンジンローリング (θ_{er}) に $1\text{ N}\cdot\text{m}$ の曲げモーメント加振、エンジンシェイクは、ばね下バウンス (x_{u1}) に 1 N の加振、応答点として共に運転席シート取付け点を想定した車体節点#7 (x_7) を考え、周波数応答解析を行った。この結果を図11に示す。凡例は図10の横軸と同様である。

図11 (a) の約 25 Hz の車体曲げ一次共振および図11 (b) の約 8 Hz のエンジンバウンス共振より、エンジンマウントの減衰を大きくした場合 (Changed) にいずれのピークも低減していることがわかる。

以上より、エネルギー伝達特性を含めたエネルギー比の結果と周波数応答解析の結果が一致したことから、エネルギー比 (エネルギー伝達特性) を用いて、それぞれの振動現象の両立を実現するための同一の設計指針を獲得することが期待できる。本報ではその指針として、エンジンマウントの減衰の増大を例に論じた。

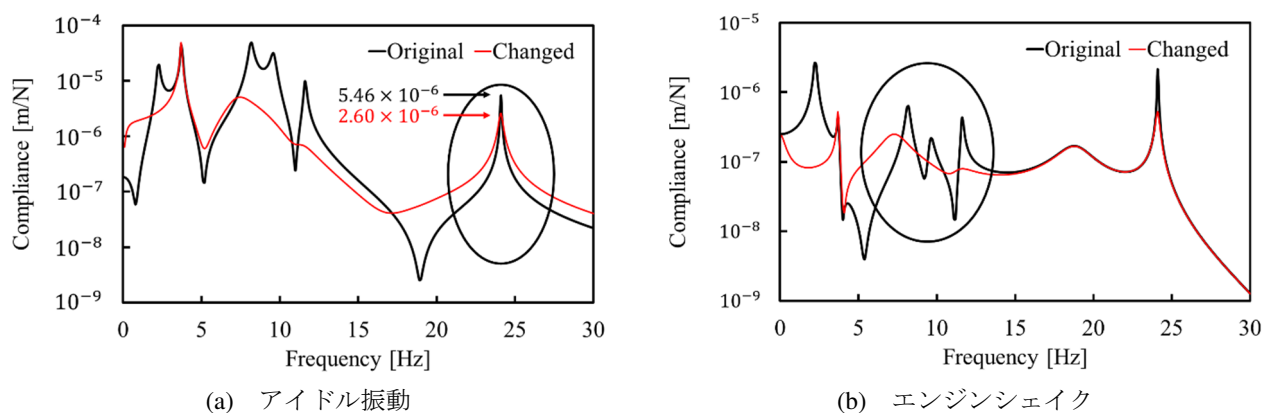


Fig.11 簡易モデルによるエンジンマウントの減衰によるエネルギー比の変化結果

5・2 車体要素の密度分布によるアイドリング振動とロードノイズの両立検討

次に、アイドリング振動とロードノイズの両立検討を行う。

ここでは、車体各部の質量密度分布を変更して、エネルギー伝達特性による両立を検討する。このとき、質量密度はフロント部、キャビン部およびリア部の質量密度をそれぞれ個別に二倍とする。なお、車体総質量は一定とするため、質量密度を二倍にした部分以外の質量密度は減少することとなる。この車体曲げ一次共振モード (最大振幅を1として正規化) を図12で示す。一定質量密度の場合 (Original) には、モードの節はエンジンマウント間のリア側にある。フロント部を重くした場合 (Front) には、マウント間のフロント側に移動し、リア部を重くした場合 (Rear) には、後方のエンジンマウントより後方に移動し、キャビン部を重くした場合 (Cabin) はより後方に移動する。

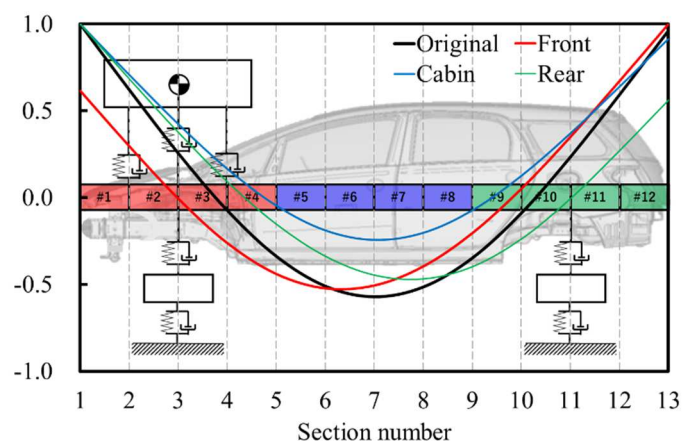


Fig.12 車体要素の密度分布による車体曲げ一次モードの変化

5・2・1 エネルギー伝達特性による予想

アイドリング振動およびロードノイズは、4・1節、図8と同様に、車体要素間のエネルギー伝達特性をはりのCLFの式(9)により算出し、後方のエンジンマウントを取付けた要素#4から運転席シート取付け点を想定した要素#7に着目する。 ω は4・1節と同様に25 Hzとする。このエネルギー伝達特性の算出結果を図13に示す。また、凡例は図12と同様である。

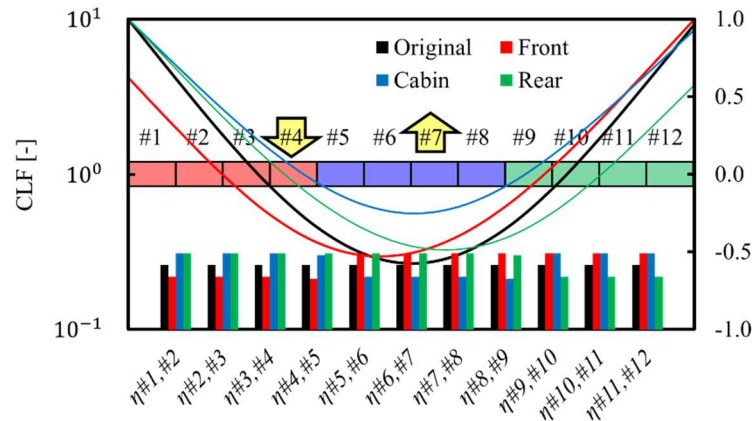


Fig.13 車体要素の密度分布による車体のエネルギー伝達特性の変化

図13より、車体要素#4から#5間のエネルギー伝達特性($\eta_{4,5}$)は、一定質量密度の場合(黒, Original)より、キャビン部を重くした場合(青, Cabin)に増加している。一方で、車体要素#5から#6と#6から#7間のエネルギー伝達特性($\eta_{5,6}$, $\eta_{6,7}$)は、 $\eta_{4,5}$ の増加量と同じくらい低減していることがわかる。これは、4・1節と同様に式(9)および式(10)より、質量密度を増大させるとエネルギー伝達特性が減少することから、車体振動が低減すると予測できる。

以上より、エネルギー伝達特性を用いることで、キャビン部の質量密度の増大は、アイドリング振動およびロードノイズの両方の低減に有効と予想される。

5・2・2 車体モデルによる数値検証

ここでは、前項で予想されたキャビン部の質量密度の増大によるアイドリング振動およびロードノイズの低減を、第3章で構築した簡易モデルを用いて検証する。

アイドリング振動は、前節と同様に入力としてエンジンローリング(θ_{er})に1 N・mの曲げモーメント加振、ロードノイズは、ばね下バウンシング(x_{u1})に1 Nの加振、応答点として共に運転席シート取付け点を想定した車体節点#7(x_7)を考え、周波数応答解析を行う。この結果を図14に示す。凡例は図12と同様である。

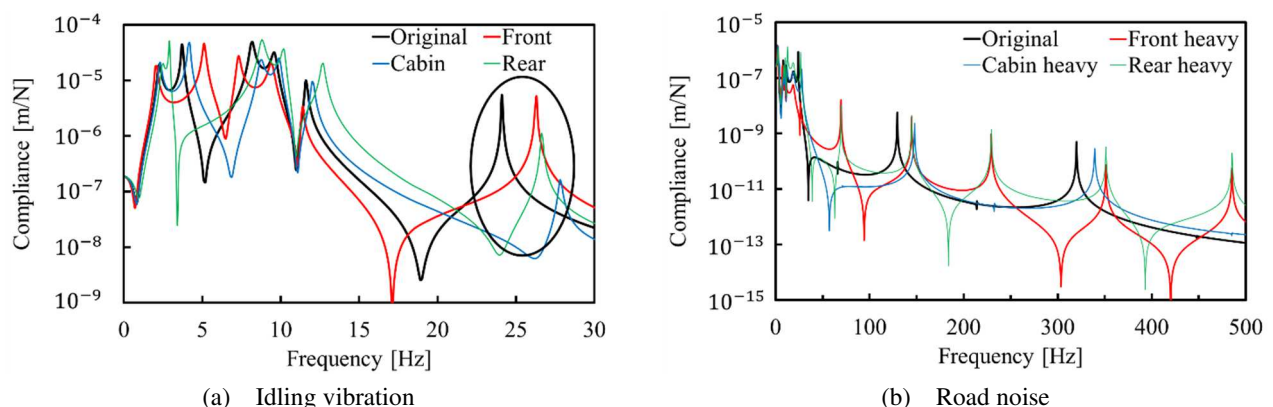


Fig.14 簡易モデルによる車体要素の密度分布による車体のコンプライアンスの変化結果

図 14 (a) の約 25 Hz の車体曲げ一次共振より、車体のキャビン部の質量密度分布を大きくした場合 (Cabin) に、ピークが低減していることがわかる。これは図 12 より、車体曲げ一次共振モードの節の位置がキャビン部の質量密度が大きい場合にエンジンマウントから一番離れているためであり、エンジンローリングの影響が減少し、アイドリング振動が低減したと考えられる。また、図 14 (b) の 50 から 500 Hz の車体曲げ一次以降の共振より、約 350 Hz の共振以外の共振では、車体のキャビン部の質量密度分布を大きくした場合 (Cabin) に、ピークが低減していることがわかる。

以上より、エネルギー伝達特性の結果と周波数応答解析の結果が一致したことから、エネルギー伝達特性を用いて、それぞれの振動現象の両立を実現するための同一の設計指針を獲得することが期待できる。本報ではその指針として、キャビン部の質量密度の増大を例に論じた。

6. 結 言

本報では、初期設計段階で多性能の低減指針の獲得を目指し、個々の現象をエネルギー伝達特性で検討するための簡易モデルを構築するとともに、エネルギー伝達特性による現象分析、設計検討を行った。その結果以下の知見を得た。

- (1) アイドリング振動、エンジンシェイクの現象を表現した簡易モデルを構築した。構築したモデルは、エンジンやばね下は集中定数系モデル、車体ははりの FEM に基づき離散化した集中定数系モデルで、車体 26 自由度、エンジン 3 自由度、ばね下前後各 1 自由度の計 31 自由度モデルである。
- (2) (1) で構築した車体モデルを用いて、個々の現象をエネルギー伝達特性の観点からも説明できることを示すと共に、対策の分析を行い、エネルギー伝達特性を用いた設計の可能性を示した。
- (3) また、エネルギー伝達特性を用いて各現象の両立のための低振動設計指針を獲得する例を示した。本報では、エンジンマウントの減衰によるアイドリング振動とエンジンシェイクの両立、車体各部の質量密度分布によるアイドリング振動とロードノイズの両立を示した。

以上