

エネルギー伝達特性による 自動車車体の衝突性能とロードノイズ性能の両立検討

神奈川大学 山崎 徹・栗原 海・袁 鑫

1. 緒 言

自動車開発においては、衝突安全性、快適性、操縦安定性など、複数の性能を高次元でバランスさせることが求められており、多性能の適正化は年々重要性を増している。特に、自動車設計における主要な性能の一つである衝突性能の設計については、昭和40年代までは集中定数系モデルによる解析が主流であった(1)。その後、現在に至るまでに、実験および有限要素法(Finite Element Method:FEM)による数値解析を基盤とした開発が一般化している(2)。

一方、快適性に影響を及ぼす振動現象の一つであるロードノイズは、車体の固有モードにより広帯域で励起される複雑な振動である。これらの性能は解析モデルがそれぞれ異なるため、実車ボディ設計においては両性能の調和を図るために試作が繰り返されることが多く、開発期間やコストの増加につながっている。このような状況を背景に、近年では実験に依存せず、物理現象を記述可能な数式モデルに基づく概念設計によって、多性能を効率的に適正化するアプローチが求められている。

本検討では、初期開発段階における多性能適正化技術の確立を目的とし、複数性能の関連性を統一的に捉えるための中間指標として「エネルギー伝達特性」に着目している。この特性を用い、従来の定式化されたモデルに依存しない形式で、複数性能の両立に向けた検討を行う。

振動現象に関しては、文献(3)において、波動伝播に基づく統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis:SEA)の結合損失率(Coupling Loss Factor:CLF)を用いたエネルギー伝達の分析により、性能設計への適用可能性が示されている。また、衝突現象については、文献(4)において、部材が保持する運動エネルギーが衝突により内部エネルギーへと変換されるという考えの下、衝突SEA(Impact SEA:ISEA)のエネルギー伝達係数(Energy Propagation Factor:EPPF)を用いた初期設計手法の有効性が報告されている。

エネルギー伝達に基づく両立検討は、設計初期の概念設計段階において実施されるものであり、FEMと比較して、複数の現象を同一の次元で統合的に解析可能であるという特長を有する。本手法では、性能を簡潔な数値指標として表現でき、各現象間のバランス設計を容易に進められる利点がある。

本検討では、各種現象をエネルギーの伝搬と捉え、対象となる機械構造物を適切なエネルギー伝達要素に仮想的に分割することで、エネルギー伝達モデルの構築を行う。そのうえで、エネルギーの伝搬経路に沿った要素間のエネルギーの伝達量を示す「エネルギー伝達特性」を用いて、各現象や性能の評価を行う。

続いて、構造設計に資するために、このエネルギー伝達特性の構成要因を明らかにする。すなわち、構造物を構成する物理的パラメーターに基づき、エネルギー伝達特性の導出過程を明示し、設計対象となる性能と構造寸法との関係を定量的に把握する。この導出過程は数式ベースで整理され、多性能適正化の基盤情報として位置付けられる。

本報告では、まず、エネルギー伝達特性に基づく多性能適正化のプロセス(検討手順)を提示する。次に、衝突現象に対する解析手法であるISEA(5)および、振動騒音に対する解析手法であるSEA(6)について、その概要を解説する。そのうえで、これらの検討手法を、自動車におけるロードノイズと衝突性能の両立に適用し、その有効性を示す。

2. エネルギー伝達特性に基づく両立検討

エネルギー伝達に基づく両立検討は、設計初期の概念設計段階において実施することが可能であり、有限要素法(FEM)に比べて複数の物理現象を同一の次元で統合的に解析できるという利点を有する。また、性能を数値的に簡潔に表現し、各現象間のバランス設計を容易に行える点も特長である。

本手法では、各現象をエネルギーの伝搬現象として捉え、対象となる機械構造物を適切なエネルギー伝達要素に仮想的に分割することにより、エネルギー伝達モデルを構築する。このモデルにおいて、構成要素間のエネルギーの伝達量を表す指標として「エネルギー伝達特性」を導入し、これを用いて各物理現象や性能を評価する。

また、構造設計への応用に向けて、エネルギー伝達特性の構成要因を明らかにする。具体的には、構造物の物理パラメーターに基づいてエネルギー伝達特性を導出する過程を定式化し、性能指標と構造部材の寸法・設計条件との関係を明確にする。この導出過程を数式ベースで整理することで、多性能適正化のための理論的基盤を構築する。

本章では、まずエネルギー伝達特性に基づく多性能適正化のプロセス(検討手順)を提示する。続いて、衝突現象の解析手法である ISEA(Impact Statistical Energy Analysis)(5)および、振動・騒音の解析手法である SEA(Statistical Energy Analysis)(6)の概要について説明する。

2.1 エネルギー伝達特性による両立の考え

両立検討のプロセスは、以下の通りである。

まず、各物理現象に対するエネルギー伝達特性を整理し、「現象」「エネルギー伝達特性」「中間特性」「パラメーター」の順に、同一レベルの視点でまとめた図1を作成する。ここで「中間特性」とは、固有振動数などのように、直接的な物性値ではないが、エネルギー伝達特性の導出に必要な特性であり、パラメーターから算出されるものである。図1により、各現象に対応するエネルギー伝達特性とその構成パラメーターの関係が明示されることで、複数の現象に共通するパラメーターを把握でき、両立設計において注目すべき項目を抽出することが可能となる。

次に、概念設計段階における性能の優先順位や検討項目に基づき、構造物に対する多性能の適正化方策を検討する。共通パラメーターが存在しない場合には、設計自由度を活かしてパラメーターの最適化を図る。一方、共通パラメーターが存在する場合には、対象とする複数性能のバランスをとる設計方針を立案し、両立可能な構造の概念設計を行う。

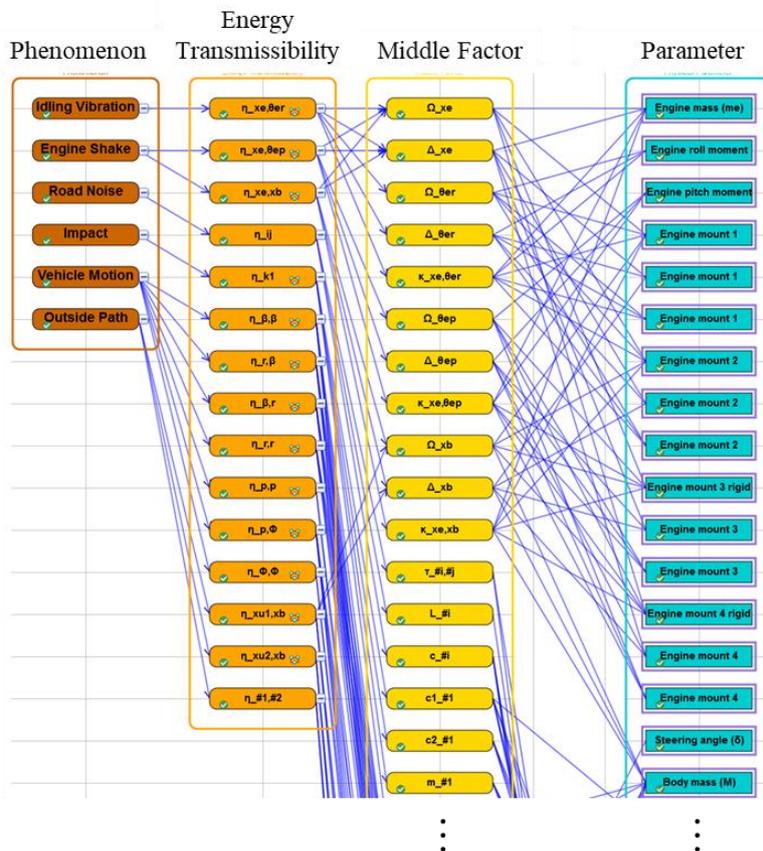


Fig.1 Conceptual design tree diagram for optimization multiple performance criteria

以上の手順により、多性能適正化を行う際には、複数の物理現象や性能指標について、数式モデルを用いてエネルギー伝達特性として数値的に目標性能を設定できる。さらに、エネルギー伝達特性の導出式を通じて、各現象に影響を与える物理パラメーターを明確に整理し、構造設計に反映させることが可能となる。

本検討では、この検討手法を、自動車におけるロードノイズと衝突性能の両立を対象として適用し、その有効性を示す。

2.2 エネルギー伝達特性の概説

前節に提示された図 1 の中、振動現象および衝突現象のエネルギー伝達モデル、エネルギー伝達特性の算出を説明する。

2.2.1 エネルギー伝達特性による振動現象

SEA は、要素間の振動エネルギー伝達に基づいて対象の振動エネルギーを捉える方法であり、2 要素系のモデルにおいて、周波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(6)。ロードノイズは、入力が多様で、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。ここで、概念設計において、振動応答の大きさを要素が蓄えるエネルギー(要素エネルギー)の蓄積量として捉える。2 要素系のエネルギーの流れは図 2 のように表される。

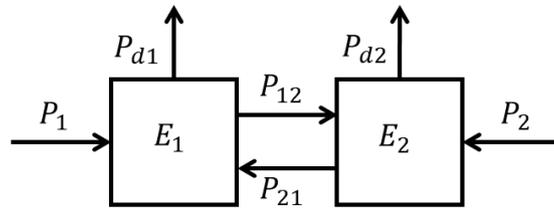


Fig.2 SEA model with two subsystems

ここで、要素 i の要素エネルギーを 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。

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

ただし、 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。ロードノイズを単純にタイヤからのインパルス入力による振動現象として扱い、図 2 に示すように、入力 P_1 がある場合、振動エネルギーが要素 2 にどのくらい伝達するのかを CLF で表すことができる。板要素に対して、CLF は式(2)のように解析的な導出が可能である。

$$\eta_{ij} = \frac{2}{\pi A_{s_i}} \sqrt{\frac{H_i}{\omega}} \sqrt{\frac{E_i}{12 \rho_i (1 - \nu_i^2)}} l \tau_{i,j} \quad (2)$$

なお、 A_s は表面積、 H は板厚、 ω は角周波数、 E はヤング率、 ρ は密度、 ν はポアソン比、 l は要素 i, j 間の結合長さである。 $\tau_{i,j}$ は要素 i, j 間のエネルギー透過率であり、要素 i, j の板厚によって変化する。次に、式(2)より板厚と CLF の関係を定性的に図 3 に示す。図 3 より、CLF は、#2 と #1 の板厚比により変化し、 $H_2 < H_1$ の場合は増加する一方、 $H_2 > H_1$ の場合は減少する。

したがって、式(1)より、入力 P_1 がある場合において、 H_2 を大きくすることで、 E_2 が減少するため、振動エネルギーの低減に有効である、といったことが把握できる。

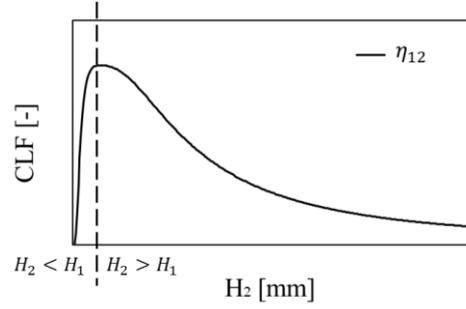


Fig.3 CLF change chart with increase in plate thickness

2・2・2 エネルギー伝達特性による衝突現象

ISEA は、構造物の衝突変形をエネルギー伝達に基づいて考える。構造物が衝突する際に有する運動エネルギーを構造物の変形によって吸収し、内部エネルギーとして保有される。衝突時に構造物には大別して軸方向の座屈および曲げ変形が生じ、軸方向座屈および曲げ変形によってエネルギーを吸収すると想定している。軸変形は衝突エネルギーの吸収に寄与し、クラッシュボックスなどがその役割を果たす。曲げ変形は乗員の衝撃緩和または荷重伝達経路の分散に寄与し、フロントサイドメンバーがその役割を果たす。これらの変形を経て運動エネルギーがすべて吸収され、構造物が停止すると考えられている。この時のエネルギー流れは図 4 のように表される。衝突時に運動エネルギー $K(t)$ を有する要素#KE を考え、そのエネルギーは要素#I(変形要素)の変形により吸収されて内部エネルギー $U_1(t)$ 、すなわち吸収・散逸エネルギーとなり、要素#II(微小変形要素)は弾性変形によるわずかなエネルギー $U_2(t)$ を吸収すると考える。

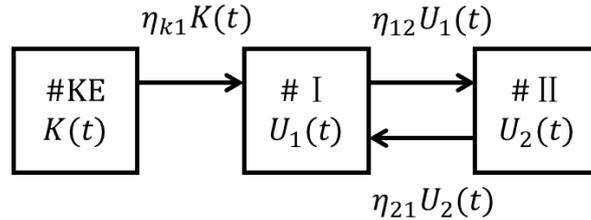


Fig.4 ISEA model with three subsystems

ISEA の基礎式は、要素# i から# j へのエネルギー伝達係数(Energy Propagation Factor:EPF)を η_{ij} として、以下式(3)で表される(5)。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} K(t) \\ U_1(t) \\ U_2(t) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \eta_{k1} & 0 & 0 \\ -\eta_{k1} & \eta_{12} & -\eta_{21} \\ 0 & -\eta_{12} & \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K(t) \\ U_1(t) \\ U_2(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

ここで、対象物の衝突直前の運動エネルギー K_0 を初期値として上式を解くこととなる。衝突性能は、エネルギーの吸収として扱い、図 4 に示すように衝突直前の運動エネルギーをどのくらい吸収するのかわを EPF(η_{k1})で表すことができる。EPF の導出は衝突現象によって、軸変形および曲げ変形の 2 種類となる。さらに、断面形状による影響が大きく、本論では断面が薄肉正方形断面の軸変形を例に示す。軸変形では、変形を進行座屈として捉え、進行座屈の平均衝撃荷重 P_m より EPF を算出できる(8)。薄肉正方形断面の場合は、以下式(4)~(9)で表される(5)。

$$P_m = 52.22 \left(\frac{\sigma_0 H^2}{4} \right) \left(\frac{c}{H} \right)^{1/3} \left\{ 1 + \left(0.33 \frac{v_0}{cD} \right)^{1/q} \right\} \quad (4)$$

$$c_1 = \frac{P_m}{\sigma_0} \left(\frac{2S\Gamma(n+1)}{v_0} \right) \quad (5)$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{m_2 E A_c}{L_2}} \quad (6)$$

$$\beta = m_2^2 c_1^2 + 2(m_2^2 - m_1 m_2) c_1 c_2 + (m_1 + m_2)^2 c_2^2 \quad (7)$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{\{m_1 c_2 + m_2 (c_1 + c_2) \mp \sqrt{\beta}\}}{2m_1 m_2} \quad (8)$$

$$\eta_{k1} = \frac{m_1}{\beta(m_1 + m_2)} [\{\lambda_1 [\beta + \{m_1 c_2 + m_2 (-c_1 + c_2)\} \sqrt{\beta}]\} + \{\lambda_2 [\beta - \{m_1 c_2 + m_2 (-c_1 + c_2)\} \sqrt{\beta}]\}]$$

$$+ \frac{m_2}{\beta(m_1 + m_2)} [\{\lambda_1 [\beta + \{m_1 c_2 + m_2 (c_1 + c_2)\} \sqrt{\beta}]\} + \{\lambda_2 [\beta - \{m_1 c_2 + m_2 (c_1 + c_2)\} \sqrt{\beta}]\}] \quad (9)$$

ここで、 σ_0 は塑性流動応力、 H は板厚、 $C/2$ は断面の辺長、 v_0 は衝突速度、 q と D は流動応力とひずみ速度の関係を表す材料定数、 S は強度係数、 n はひずみ硬化係数であり、 $\Gamma(n+1)$ はガンマ関数、 m_2 は車体質量、 E はヤング率、 A_c は断面積、 L_2 は微小変形要素の長さ、 m_1 は部材質量である。図4に示すように、 $K(t)$ の運動エネルギーを有する場合、板厚とEPFの関係を定性的に図5に示すと、EPFは板厚の増加に応じて増加することがわかる。したがって、式(3)より、 H_2 を大きくすることで、 $U(t)$ が増加するため、エネルギー吸収に有効である、といったことが把握できる。

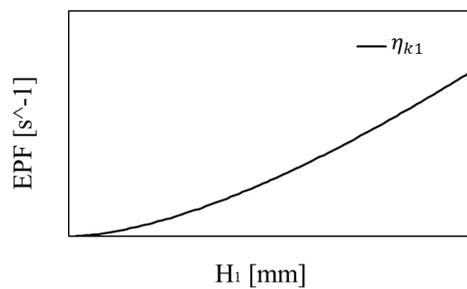


Fig.5 EPF change chart with increase in plate thickness

3. エネルギー伝達特性による両立の概念設計

本章では、2・1節で論じた検討プロセスをロードノイズと衝突性能に適用し、両立検討を行う。衝突現象においては、軸変形の進行座屈のみを示す。ここで、自動車のフレームと車体を図6のような正方形断面の薄肉角筒部材と質量として、両立構造の概念設計を行う。次に、板厚 H を設計パラメーターとして、エネルギー伝達特性による両立設計を行い、定性的に設計指針を示す。

3・1 ロードノイズと衝突性能との両立

本節では、2・1節の検討方法にしたがい、ロードノイズと衝突性能の両立検討を行う。

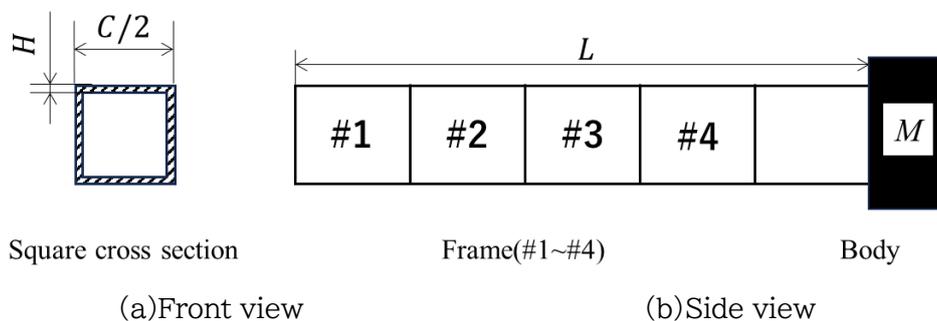


Fig.6 Design structure that modeling of vehicle

エネルギー伝達モデルの構築およびエネルギー伝達特性構成の解明を行う。前章に示した図2のエネルギー伝達特性(CLF)を図6の正方形断面薄肉角筒に適用してロードノイズを考える。要素#3に入力が加わる場合は、ロードノイズ低減において、振動をフレームの先端に伝えさせる一方、車体に伝えさせないことが有効であると考えられる。式(2)

より、各区分における CLF(η_{ij})から構造寸法を設計する。また、衝突性能は前章図 4 のように、正方形断面薄肉角筒の区分ごとにエネルギー伝達特性を適用し、FS 線図から設計される。「FS 線図」は自動車衝突時の車体フロント部からの部材の変形をイメージし、乗員にかかる加速度や制約条件などの安全性を考慮して、「変形の順番」「ストローク量」「荷重」を設計するものである。式(4)~(9)より、各区分における EPF(η_{k1i})から構造寸法を設計する。

以上より、両性能におけるエネルギー伝達モデルの構築と伝達特性構成の解明ができ、ロードノイズと衝突性能の両立検討のツリー図を図 7 のように作成する。現象、エネルギー伝達特性、中間特性およびパラメーター間の関連性を表す。また、構造変更案の検討を行う。図 7 より、現象とエネルギー伝達特性のつながりを見ると、ロードノイズは CLF、衝突性能は EPF で表すことができる。次に、エネルギー伝達特性と中間特性、パラメーターを見ると、CLF と EPF の両者に共通するパラメーターとして断面積、板厚、ヤング率があることがわかる。一方で、衝突速度、車重、材料係数などは共通していないとわかる。したがって、断面積、板厚、ヤング率を変更すれば、CLF と EPF の両者を変更することができ、ロードノイズと衝突性能を同時に改善することが可能である。以上より、多性能を適正化する具体策を見出すことができ、両立構造の概念設計をすることが可能である。

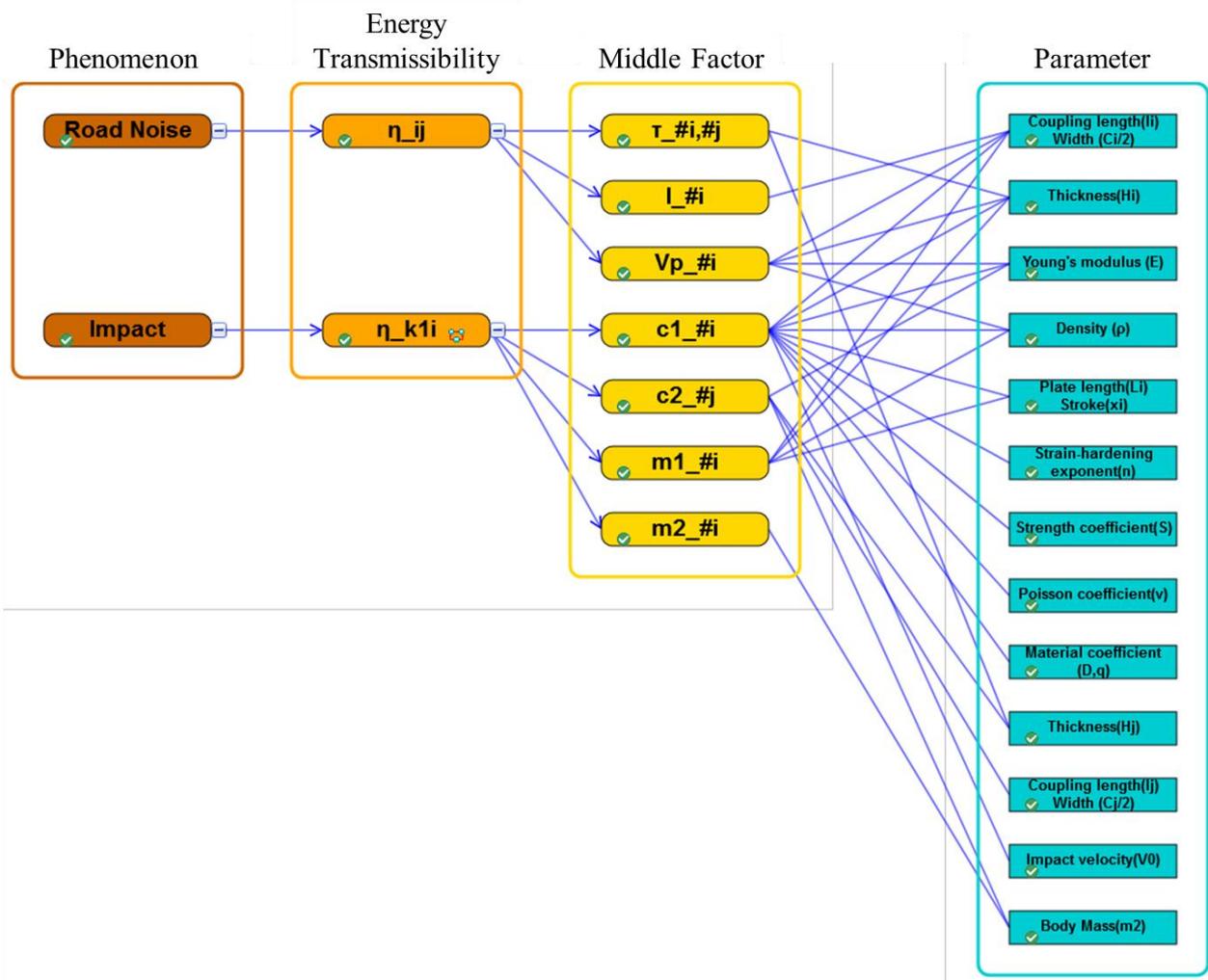


Fig.7 Tree diagram for studying compatibility between road noise and crash performance by energy transmissibility

3.2 両立検討例

前節に論じたロードノイズおよび衝突性能の両立概念設計に対して、共通パラメーターである板厚を例に、自動車をモデル化した図 6 のような正方形断面の薄肉角筒部材の両立設計をエネルギー伝達特性から設計する。

3.2.1 ロードノイズ

ロードノイズは振動をフレームの先端に伝えさせる一方、車体に伝えさせないことを目標とし、入力されたエネルギーはフロント部に伝え、ボディ側に伝えないと考える。振動低減の対策として、振動エネルギーが厚板に伝えにくい(9)ため、CLFを小さくすることで、振動伝達を抑制することが考えられる。よって、図8(a)に示すように、矢印の太さでCLFの大きさを表し、フレームの先端からCLFを徐々に小さくすることがロードノイズの低減に有効である。図3のように、板厚を増加することでCLFが減少するため、図6の構造に対して、ロードノイズ低減の対策は図8(b)のように板厚を増加することとなる。したがって、 P_3 の入力が入るときに、フレームの板厚を徐々に厚くすることで、CLFが徐々に小さくなり、車体後方へ振動が伝わりにくくなる。

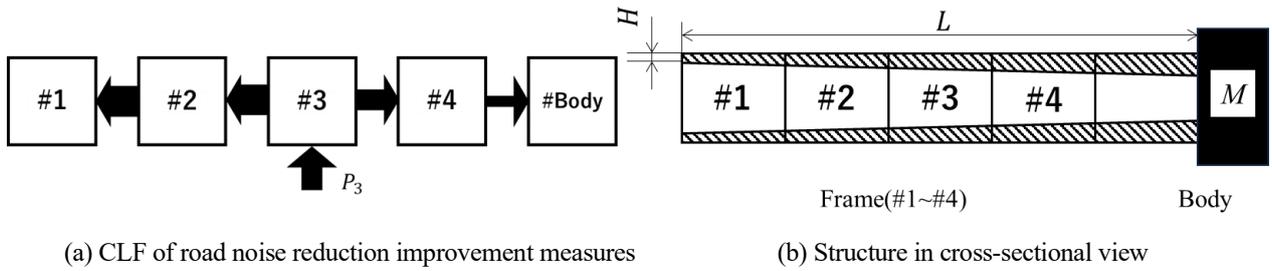


Fig.8 Design of structures by CLF

3.2.2 衝突性能

衝突性能は、エネルギーの吸収として考え、FS線図により設計される。参考文献(10)によれば、一般的に、荷重がストローク量に応じて増加し、かつ人間の頸に耐えられる限界以下であれば、よい衝突性能のFS線図となり、運動エネルギーを効率よく吸収することができる。よって、図9(a)に示すようにフレームの先端からEPFを徐々に大きくすることで衝突性能の向上に有効である。図5のように、板厚を増加することでEPFが増加するため、図6の構造に対して、衝突性能の向上策は図9(b)のように変化させることになる。したがって、衝突する時に、運動エネルギーがフレームにより吸収され、衝撃が車体に伝わりにくくなる。

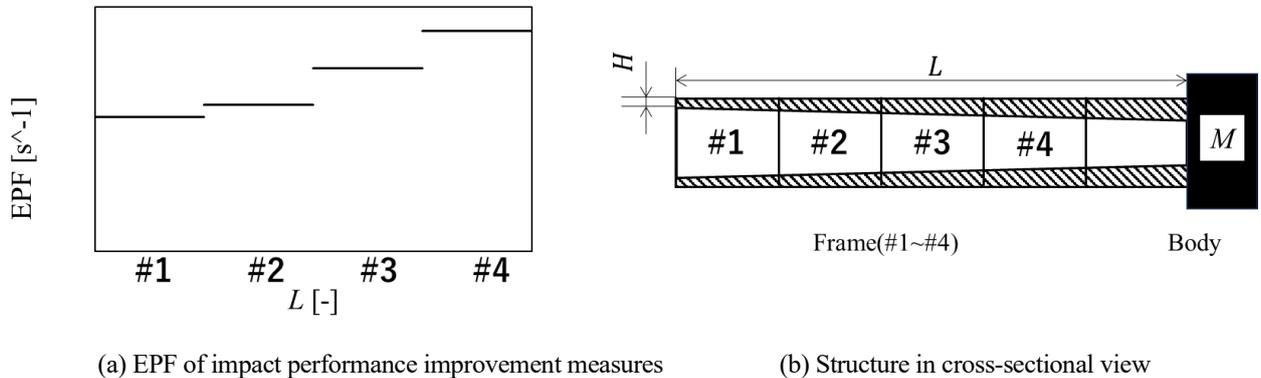


Fig.9 Design of structures by EPF

以上のことから、板厚の増加による対策では、ロードノイズの低減および衝突性能の向上は背反しないことがわかる。よって、衝突性能を確保しながら、ロードノイズの低減が可能であることがわかる。ここで、車体フロント部から車体後方まで、定性的に板厚を徐々に厚くすることを両立設計指針として、次章で検証し、エネルギー伝達特性による両立設計の有効性を示す。

4 FEMによる両立検証

本章では、前章から得られた設計指針をFEMで検証する。ANSYS Workbenchを用いて、衝突性能は陽解法解析による衝撃応答解析、ロードノイズは周波数応答解析で行う。

設計指針を適用するモデルは、図 10 のように正方形断面で 5 要素からなる板厚が異なる薄肉角筒(Same thickness)と、衝突側から徐々に厚くした場合(Gradually thicker)の 2 種類である。Same thickness の場合、各区間の板厚は 3.1 mm で、Gradually thicker の場合、板厚は衝突側から 2.7 mm, 2.9 mm, 3.1 mm, 3.3 mm, 3.3 mm とする。なお、同じ区間内の板厚は同一としている。初期速度は 15m/s、全長は 500 mm で各要素の長さが 100 mm とし、断面の幅は 60 mm とする。部材の FEM モデルは、シェル要素を用い、メッシュサイズは 2 mm とする。

まず、ロードノイズにおける結果を比較する。図 10 に示すように、要素#3 にインパルス入力で加振し、微小変形要素(緑色部分)における等価放射パワーによって振動エネルギーを検討する。部材のみの振動エネルギーを検討するため、後方にある車体質量を剛体として扱う。また、図 11 に ANSYS Workbench の解析結果による構造物の周波数応答を示す。図 11(a)は周波数ごとの振動エネルギーであり、図 11(b)は 0 から 2000Hz までの振動エネルギーの周波数平均である。黒線が板厚一様な場合、赤線が徐々に厚くした場合である。図 11(b)より、徐々に厚くする場合の方が振動エネルギーは平均的に小さいと分かる。したがって、要素#3 を加振し、微小変形要素の振動応答を低減することを目的とする場合、衝突側から板厚を徐々に厚くする場合に低振動化が期待できることがわかる。

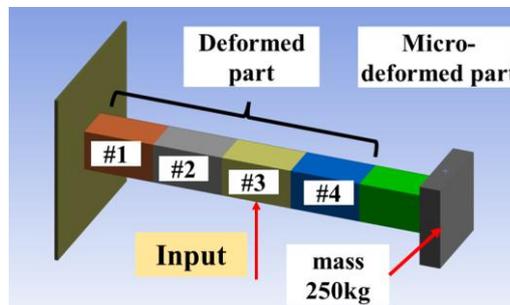


Fig.10 Column structure of road noise

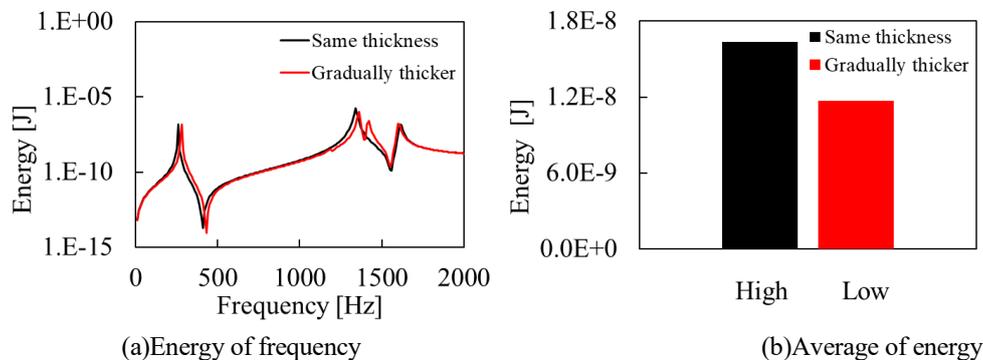


Fig.11 Vibration energy analysis results by FEM

次に、衝突性能における結果を比較する。図 12 に示すように、壁に衝突させ、解析時間を 0.04 s として算出した構造物のエネルギーの時刻歴変化を図 13 に示す。それぞれ Same thickness および Gradually thicker の場合の変形要素(Deformed part)部材の内部エネルギー(Ud)、微小変形要素(Micro-deformed part)部材の内部エネルギー(Um)、系全体の運動エネルギー(K)の結果である。図 13 より、部材の変形をエネルギーの変化により示しており、運動エネルギーが 0 に収束し、かつ微小変形要素の内部エネルギーが微小であることから、変形要素で運動エネルギーを吸収できていることがわかる。また、図 14 に一様な板厚となる微小変形要素の内部エネルギーと板厚が徐々に厚くなる微小変形要素の内部エネルギーを図 13 から抽出して比較する。図 14 より、両方とも微小変形要素の内部エネルギー変化が小さく、アルミニウム合金の弾性限度内となる。ただし、徐々に厚くした場合には、内部エネルギーの変化がさらに小さく、より安定していると分かる。よって、衝突性能は、部材を徐々に厚くする場合に優れていると考えられる。

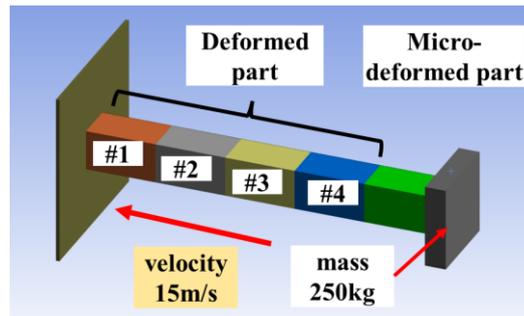


Fig.12 Column structure of impact

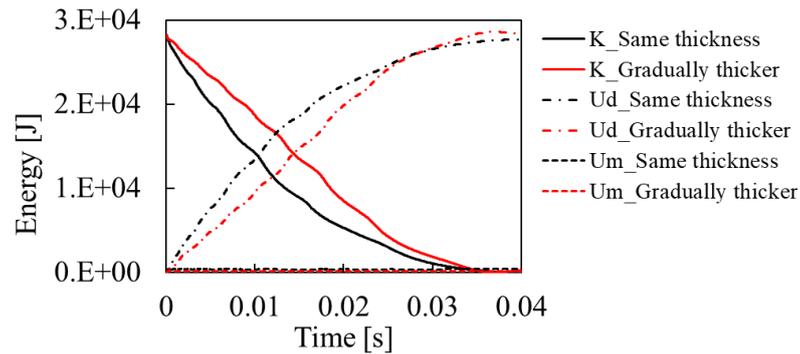


Fig.13 Energy analysis results by FEM

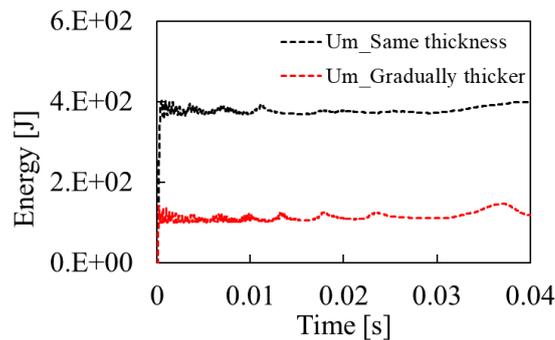


Fig.14 Energy analysis results of micro-deformed part by FEM

以上より、エネルギー伝達特性に基づいて得られた「徐々に厚く」する設計指針は、衝突性能の向上およびロードノイズの低減の両者に効果がある。つまり、エネルギー伝達による両立概念設計は有効であると示された。

5 結 語

本検討では、概念設計段階における多性能適正化を目的として、エネルギー伝達特性を用いた両立検討プロセスの構築を行った。振動現象(ロードノイズ)に対しては統計的エネルギー解析法(Statistical Energy Analysis:SEA)、衝突性能に対しては衝突 SEA(Impact SEA:ISEA)を適用し、自動車の概念設計段階における両立検討事例を通じて手法の有効性を検討した。得られた成果は以下のとおりである。

(1) 概念設計において、複数の物理現象をエネルギー伝達特性として整理し、両立設計のための検討プロセスを構築した。本プロセスでは、異なる現象間の関連性を中間特性および構成パラメーターを通じて明確化した。

(2) 上記プロセスに基づき、ロードノイズと衝突性能を対象とした両立検討を行い、共通パラメーターおよび非共通パラメーターを抽出した。特に板厚に着目した検討により、衝突性能を維持しつつ、ロードノイズの低減が可能であるこ

とを確認した。このとき、FS 線図においてエネルギー伝達係数 EPF が増加する一方で、CLF が減少する傾向を示し、板厚を段階的に増加させることが両立設計の有効な指針となることを明らかにした。

(3) 有限要素法(FEM)による検証を通じて、板厚を増加させることでロードノイズの低減と衝突性能の向上を同時に実現可能であることを示した。この結果により、エネルギー伝達特性に基づく両立設計プロセスの妥当性が確認された。

参 考 文 献

- (1) 三浦登, 川村紘一郎, “「自動車の衝突安全性に関して」変形機構の解析”, 日産技報, Vol.3, p.3-10(1968)
- (2) 赤坂啓, 陳放歌, 寺口剛仁, “機械学習を用いた自動車空力性能を予測するためのサロゲートモデル開発”, 自動車技術会論文集, Vol.52, No.3, p.621-626(2021)
- (3) 山崎徹, 三山壮, 中村弘毅, 宮崎敦子, “モードと波動の両視点による機械構造物の振動低減設計”, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.6, p.1373-1379(2016)
- (4) 袁鑫, 山崎徹, 栗原海, “多性能適正化を意図したエネルギー伝達に基づく衝突性能設計手順の提案－進行座屈の場合－”, 自動車技術会論文集, Vol.55, No.3, pp. 482-488(2024)
- (5) 袁鑫, 山崎徹, 栗原海, 木俣葵, 中村幸宣, “エネルギー伝達に基づく衝突性能の基礎検討”, 自動車技術会論文集, Vol.54, No.5, p.1067-1073(2023)
- (6) 山崎徹, 岩本凌, 栗原海, 岩田和朗, “二自由度振動系の振動エネルギー伝達特性を用いた振動制御”, 日本機械学会論文集, Vol.89, No.924, p. 22-00315 (2023)
- (7) 梯涼太, 山崎徹, 栗原海, 河合英樹, “アイドリング振動とエンジンシェイクを考慮した簡易モデルを用いたエネルギー伝達特性による分析”, 日本機械学会論文集, Vol.89, No.924, p. 23-00025 (2023)
- (8) N. JONES, “Structural Impact”, CAMBTIDGE UNIVERSITY PRESS, 2012, p.377-424
- (9) 山崎徹, 中西康介, 諏訪部溪太, 塩崎弘隆, 柳瀬純一, “ホワイトボディの振動エネルギー伝搬モデルによる概念設計”, 自動車技術会 2019 年秋季大会学術講演会講演予稿集(2019), 20196158
- (10) 水野幸治, “自動車の衝突安全基礎論”, 名古屋大学出版会, 2018, pp.117-143.