

エネルギー伝達特性による自動車車体の衝突性能の設計手法の開発

神奈川大学 山崎徹・栗原海・袁鑫

本助成事業の成果は、自動車技術会論文集に掲載されたため、これを引用し本報告書とする。
袁鑫, 栗原海, 山崎徹, 「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, 55巻3号, p.482-488, 2024, DOI <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.55.482>

1. まえがき

自動車の衝突安全性の確保は設計要件において重要な課題であり、より効率的な設計が求められ続けられている。昭和40年代までの車体の衝突性能設計は、主に集中定数系モデルを用いていた⁽¹⁾。現在は実験解析や有限要素法 (FEM) などの数値解析が進んでおり、さらにサロゲートモデルを活用した設計も進められている⁽²⁾。一方、車両開発においては、車両の電動化に即した開発や、より一層、衝突安全性だけでなく操縦安定性や乗り心地など多数の性能を高次元で適正化させる多性能適正化が求められている。

このような背景の下、初期開発段階で従来の設計空間にとらわれない多性能適正化技術の開発に取り組んでいる。このために、形で考えないモデルとして数式で各性能を表現し、多性能を繋ぐ中間特性として「エネルギー伝達特性」を用いている。特に、波動伝播に基づく統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis : 以下 SEA) の結合損失率 (エネルギー伝達特性)⁽³⁾と、二自由度振動系に基づくエネルギー伝達特性⁽⁴⁾を提案し、ロードノイズ⁽⁵⁾やエンジンシェイク⁽⁶⁾、アイドリング振動⁽⁷⁾などの振動現象の分析および性能設計におけるエネルギー伝達特性の有用性を論じている。また、振動現象だけでなく、車両の運動⁽⁸⁾や衝突現象⁽⁹⁾に関しても、「エネルギー伝達」の概念を拡張し、多性能の共通指標として適正化させることに取り組んでいる。これより、各現象 (性能) を「エネルギー伝達」で表現し、同じ次元で両立背反の検討が可能となる。また、その検討により各性能のエネルギー伝達特性を割り付け、各性能はその割り付けられた特性となるように従来技術を用いた設計を行うということを考えている。

衝突現象に関してはこれまでに、衝突現象をエネルギー伝達の観点から、衝突時に部材が持っている運動エネルギーは部材の変形によって内部エネルギーに伝達されると考え、自動車の車体の初期設計段階における衝突性能を検討できる衝突 SEA (Impact SEA : 以下 ISEA) を提案した⁽⁹⁾。また、一部材および二部材の衝突現象を対象に、ISEA の有効性検証を示した。また、従来の片ばねによるバネマス系モデルと同様に、エネルギー視点ではダンパマス系モデルも使用できることを明らかにした⁽¹⁰⁾。

そこで本研究では、多性能適正化を意図し、エネルギー伝達特性に基づく ISEA を用いた多部材系の衝突性能設計手順を提案する。はじめに、設計初期に想定すべき衝撃挙動について考察し、ISEA を用いた衝突性能設計手順を提示する。次いで、手順の各ステップで必要となる定式化を行い、最後に、本手順により正方形断面部材の衝突性能設計を行い、FEM モデルによる衝突解析を実施し、本手順の有効性を示す。本来は乗員保護の観点から FS 線図の検討が必要であるが、本研究では、FS 線図が与えられたものとして、FS 線図を ISEA で記述し、部材ごとに設計することを論じる。

2. ISEA を用いた多部材系の衝突性能設計手順

本章では、対象とする衝突性能について考察し、設計手順を提示する。

2.1. 設計前提

自動車の衝突部材の設計は、乗員の受ける衝撃加速度を担保することが重要であり、荷重—ストローク線図 (以降、FS 線図とも称す) を所望のものに設定することとなる。

衝突現象として軸方向の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おり、軸変形と曲げ変形に大別できる。本研究では、前報⁽⁹⁾と同様に、軸変形をモデリングした圧縮座屈のみを扱う。

また、軸方向の荷重をうける管部材の衝突現象は、圧縮座屈とオイラー座屈の二種に大別される。また圧縮座屈は、塑性座屈 (Dynamic Plastic Buckling) と進行座屈 (Dynamic Progressive Buckling) に大別される。塑性座屈は、衝撃速度が大きく、材料のひずみ速度や慣性の影響があり、エネルギーの吸収量が少ない。一方、進行座屈は、衝撃速度が小さく、慣性力は無視でき、座屈側の質量が小さい場合に、準静的に、衝突側から順に座屈し、エネルギーの吸収量が多い。そのため、大きな衝突エネルギーを吸収するクラッシュボックスなどは、進行座屈が主となる。さらに、乗員の衝撃緩和または荷重伝達経路の分散のため、フロントサイドメンバーなどの骨格系の曲げ変形も考慮される。

本研究では、進行座屈のみを対象とし、部材は衝突側から順番に潰れるものとして、FS線図に基づき部材ごとの変形をISEAで考慮する。FS線図は乗員保護を考慮して作成されるものであり、FS線図通りに部材の設計を行えば乗員保護が担保されるものとする。

2.2. ISEA

ISEAでは、構造物の衝突時の変形をエネルギー伝達に基づいて考える。構造物が衝突すると、衝突時に構造物が有する運動エネルギーを構造物に変形することで吸収し、運動エネルギーがすべて吸収され停止する。衝突特性を考慮する場合、変形する部材と変形させない部材、例えばクラッシュボックスと客室に分けて考える。これをエネルギー伝達の観点から表すと図1となる。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内部エネルギー $U_1(t)$ 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を吸収すると考える。これがISEAモデルである。よって、ISEAにおいては、要素を変形要素と微小変形要素とに分けている。

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、以下で表される⁹⁾。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} K(t) \\ U_1(t) \\ U_2(t) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \eta_{k1} & 0 & 0 \\ -\eta_{k1} & \eta_{12} & -\eta_{21} \\ 0 & -\eta_{12} & \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K(t) \\ U_1(t) \\ U_2(t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで、対象物の初期の衝突の運動エネルギー K_0 を初期値として上式を解くこととなる。以降、時間項 (t) は省略する。

2.3. 多部材系の衝突性能設計手順

ISEAを用いた部材ごとの設計手順は、はじめに目標とする衝突性能の「FS線図の設計」を行い、次にFS線図より「ISEAモデリング」でエネルギー伝達係数を算出する。そのエネルギー伝達係数より「等価ダンパモデルによる構造設計」を行い、部材の寸法を定めると考える。これらの具体的な設計を以下に示す。

① FS線図の設計

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」を設計し、図2のようなFS線図を設計する。なお、乗員保護のFS線図の設計は本研究では対象外である。

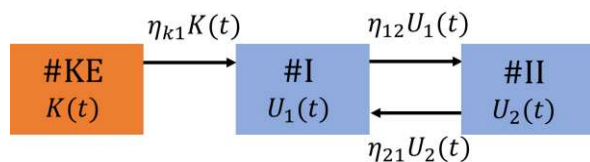


Fig.1 ISEA model with three subsystems

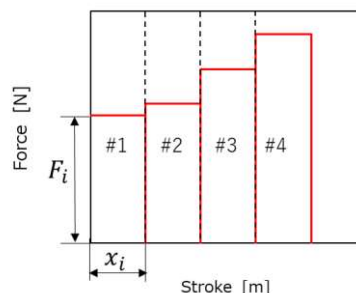


Fig.2 Force-Stroke diagram

② FS線図に基づくISEAモデリング

①で設計したFS線図から、部材ごとの荷重とストローク量よりエネルギー吸収量を求め、ISEAモデルを構築（EPFを算出）する。ここで、EPFにより多性能適正化の検討を行うことを想定している。

③ 等価ダンパモデルによる構造設計

②で算出したEPFから等価ダンパモデルの粘性減衰係数を求める。これにより、部材形状と粘性減衰係数の関係式より部材の寸法を定める⁹⁾。なお本研究では、衝突を一方通行のエネルギー吸収と捉えるため、ダンパの散逸と類似すると考え、ダンパモデルを用いる。一方、エネルギーの収束性より、衝突モデルに対して、従来から用いられている片バネのバネマスモデルを用いることも可能である¹⁰⁾。

本研究では、多区間のFS線図が与えられるものとして、前の部材から順番に進行座屈すると考え、それぞれの区間でISEAモデルを作成して部材の設計を行う。FS線図の各区間から手順②のEPFの算出、③の構造設計を行っていく手順を提案し、②と③の詳細を以降で論じる。

3. FS線図に基づくISEAモデリング

FS線図区間ごとの設計のため、図1に示すように、変形する当該要素（変形要素）とそれより後方の残りの要素（微小変形要素）に分けて考える。本章では、区間ごとのEPFをFS線図から算出することを示す。

3.1. 区間ごとのFS線図

図2に示すように、FS線図は横軸をストローク、縦軸を荷重として表される。区間*i*の変形要素で吸収するエネルギー U_{0i} は、該区間の荷重 F_i とストローク量 x_i の積で次式に求められる。

$$U_{0i} = F_i x_i \quad (3)$$

また、区間*i*における初期運動エネルギー K_{0i} は、対象物の初期の衝突の運動エネルギー K_0 を用いて以下で求められる。

$$K_{0i} = K_0 - \sum_{j=1}^{i-1} U_{0j} \quad (4)$$

3.2. FS線図からEPFの算出

区間*i*における初期運動エネルギー K_{0i} 、吸収エネルギー U_{0i} を用いてEPFを式(1)から算出する。

FS線図では変形要素で吸収されるエネルギーのみが与えられていることから、算出するEPFは η_{k1} のみとなる。 η_{12} および η_{21} は変形要素と微小変形要素の内部エネルギー授受を表し、部材設計に影響しないため、考慮する必要がない。ただし、等価ダンパモデルより算出でき、次章に説明する。

以下に、区間ごとの η_{k1} を算出する。運動エネルギーの時刻歴応答は式(1)の1行目より次式のように算出できる。

$$K = K_0 e^{-\eta_{k1} t} \quad (5)$$

また、変形要素と車体の質量をそれぞれ m と M 、衝突速度を v とすると、運動エネルギーは以下に表される。

$$K = \frac{1}{2}(m + M)v^2 \quad (6)$$

ここで、変形要素の質量 m は車体全体の質量 M より十分に小さいことから無視し、式(5)と連立して速度 v で整理すると次式となる。

$$v = \sqrt{2K/M} = \sqrt{2K_0/M} e^{-\frac{\eta_{k1} t}{2}} \quad (7)$$

ストローク量 x は速度 v の時間積分により求められるため、式(7)を t について積分することで算出できる。

$$x = \int v dt = -\frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2K_0/M} e^{-\frac{\eta_{k1} t}{2}} + C \quad (8)$$

ここで、 $t = 0$ のときは変形が生じていないことからストローク量は $x = 0$ となるため、積分定数 C は次式となる。

$$C = \frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2K_0/M} \quad (9)$$

したがって、ストローク量 x は次式で表される。

$$x = -\frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2K_0/M} e^{-\frac{\eta_{k1} t}{2}} + \frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2K_0/M} \quad (10)$$

また、エネルギーの保存則より、変形要素が吸収するエネルギー U_0 は初期運動エネルギー K_0 からの減少量に等しい。したがって、 U_0 は次式で表される。

$$U_0 = \Delta K = K_0 - K_0 e^{-\eta_{k1} t} \quad (11)$$

以上の式(10)と式(11)を連立して整理すると、初期運動エネルギー K_0 、吸収エネルギー U_0 、ストローク量 x およびEPF η_{k1} の関係式が導かれ、次式で表される。

$$x = -\frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2(K_0 - U_0)/M} + \frac{2}{\eta_{k1}} \sqrt{2K_0/M} \quad (12)$$

したがって、 η_{k1} の算出式は次式となる。

$$\eta_{k1} = -\frac{2}{x} \sqrt{2(K_0 - U_0)/M} + \frac{2}{x} \sqrt{2K_0/M} \quad (13)$$

図2のように、FS線図は複数の区間で構成され、それぞれの区間でEPF η_{k1} を算出する。そのため、区間*i*のEPFの算出式を、添え字*i*を付けて次式で表す。

$$\eta_{k1i} = -\frac{2}{x_i} \sqrt{2(K_{0i} - U_{0i})/M} + \frac{2}{x_i} \sqrt{2K_{0i}/M} \quad (14)$$

以上より、FS線図の区間ごとにEPFを算出できる。

4. 等価ダンパマスモデルによる構造設計

本章では、区間*i*における ISEA モデルの EPF (η_{k1i}) と等価なダンパモデル (図3) の粘性減衰係数 c_{1i} と c_{2i} を算出する。ダンパマス系の運動方程式より、両モデルの運動エネルギーの理論解を連立し、整理すると、以下が得られる⁽⁹⁾。

$$\eta_{k1i} = \frac{m_{1i}}{\beta_i(m_{1i}+m_{2i})} [\{\lambda_{1i}[\beta_i + \{m_{1i}c_{2i} + m_{2i}(-c_{1i} + c_{2i})\}\sqrt{\beta_i}]\} + \{\lambda_{2i}[\beta_i - \{m_{1i}c_{2i} + m_{2i}(-c_{1i} + c_{2i})\}\sqrt{\beta_i}]\}] + \frac{m_{2i}}{\beta_i(m_{1i}+m_{2i})} [\{\lambda_{1i}[\beta_i + \{m_{1i}c_{2i} + m_{2i}(c_{1i} + c_{2i})\}\sqrt{\beta_i}]\} + \{\lambda_{2i}[\beta_i - \{m_{1i}c_{2i} + m_{2i}(c_{1i} + c_{2i})\}\sqrt{\beta_i}]\}] \quad (15)$$

$$\lambda_{1i,2i} = \frac{\{m_{1i}c_{2i} + m_{2i}(c_{1i} + c_{2i})\mp\sqrt{\beta_i}\}}{2m_{1i}m_{2i}} \quad (16)$$

$$\beta_i = m_{2i}^2c_{1i}^2 + 2(m_{2i}^2 - m_{1i}m_{2i})c_{1i}c_{2i} + (m_{1i} + m_{2i})^2c_{2i}^2 \quad (17)$$

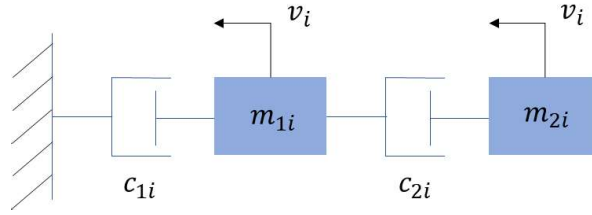


Fig.3 Two degree-of-freedom damper-mass model

式(15)から(17)に EPF (η_{k1i}) を代入し、 c_{1i} 、 c_{2i} 、 m_{1i} 、 m_{2i} の関係式が定められる。続いて、四つのパラメータを板厚などの構造寸法で表し、方程式を解くことで設計する。

まず、 m_{1i} と m_{2i} は区間*i*における変形要素の質量と微小変形要素の質量である。これを部材と対応させると、 m_{1i} は区間*i*における変形する部材の質量である。一方、 m_{2i} は残りの質量であり、車体の質量 M と近似する。したがって、区間*i*での粘性減衰係数 c_{1i} と c_{2i} および質量 m_{1i} において、各区間の EPF (η_{k1i}) はそれらの関数となる。

$$\eta_{k1i} = f(c_{1i}, c_{2i}, m_{1i}) \quad (18)$$

また、正方形断面であれば、粘性減衰係数 c_{1i} は部材の断面形状に依存する進行座屈時の衝撃荷重の時間平均値 P_{mi} から算出することができる⁽¹⁰⁾。文献(11)によれば正方形断面の一部材の進行座屈時の衝撃荷重の時間平均値 P_{mi} は次式で表され、それを基に c_{1i} を求められる。

$$P_{mi} = 52.22 \left(\frac{\sigma_0 H_i^2}{4} \right) \left(\frac{c_i}{H_i} \right)^{1/3} \left\{ 1 + \left(0.33 \frac{v_i}{c_i D} \right)^{1/q} \right\} \quad (19)$$

ここで、 H_i は板厚、 $C_i/2$ は断面の辺長、 v_i 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である。また、変形開始時の速度 v_i での力 $c_{1i}v_i$ と変形終了時の速度 v_{i+1} での力 $c_{1i}v_{i+1}$ の平均値と平均荷重 P_{mi} が等しいものとする、各区間の等価粘性減衰係数 c_{1i} は次式で求められる。

$$c_{1i} = \frac{P_{mi}}{\sigma_0} \left(\frac{2S\Gamma(n+1)}{v_i + v_{i+1}} \right) \quad (20)$$

σ_0 は塑性流動応力、 S は強度係数、 n はひずみ硬化指数であり、 $\Gamma(n+1)$ はガンマ関数である。

さらに、 c_{2i} は軸方向の線系等価ばねの弾性エネルギーと等価な散逸エネルギーとして次式より定める⁽¹²⁾。

$$c_{2i} = \sqrt{ME A_i / L_i} \quad (21)$$

ここで、 E 、 M 、 A_i 、 L_i は区間*i*における微小変形要素#IIのヤング率、質量（設計上常に車体の質量）、断面積、長さである。設計する部材は連続的であるので、区間*i+1*における変形要素の断面寸法と同一と見なすことができ、断面積 A_i は区間*i+1*の板厚 H_{i+1} に依存する。また、 η_{12} および η_{21} は図3のダンパマスモデルの散逸エネルギーと図1の ISEA モデルの内部エネルギーの理論解と連立することで、式(18)と同様に対応づけられる。ただし、本研究での部材設計には用いないため、算出しない。

以上より、部材が正方形断面の場合、各区間において、 c_{1i} 、 c_{2i} はそれぞれ辺長 $C_i/2$ および板厚 H_i 、 H_{i+1} の関数となる。 m_{1i} は変形要素の質量であり、密度に断面積と変形要素の長さをかけることで求められる。よって、式(18)はさらに次式のように、構造寸法で表せる。

$$\eta_{k1i} = f(C_i, H_i, H_{i+1}) \quad (22)$$

したがって、微小変形要素の板厚 H_{i+1} を変更せず、部材の断面辺長を決定すれば、各区間における $EPF\eta_{k1i}$ から板厚を一意的に算出することができ、設計が可能となる。

5. ISEA による衝突部材の設計例

本章では、提案した設計手順に基づき、図 4 の FS 線図の赤字 (Target) を目標値として、正方形断面の薄肉角筒衝突部材を設計する。はじめに、FS 線図と ISEA における EPF の等価性を検証し、また設計した部材の衝突を FEM でシミュレーションし、構造物の内部エネルギーの時刻歴応答より本設計手法の有効性を検証する。

5.1. 数値解析による等価性検証

FS 線図と EPF の関係を検証するため、数値的に検証を行う。図 4 の FS 線図はストローク量の最大値を 0.4m、全体での吸収エネルギーを 28000J とする。4 区間に分割し、ストローク量は各区間で同じ 0.1m とする。式(3), (4), (14)より、各区間における運動エネルギー、吸収エネルギー、 $EPF\eta_{k1i}$ を算出し、その値を表 1 に示す。質量は $M = 250 \text{ kg}$ とする。

次に、算出した EPF を基に FS 線図を作成し、目標値と比較する。 $EPF\eta_{k1i}$ より各区間での荷重 F_i の算出式は式(7)より、次式となる。

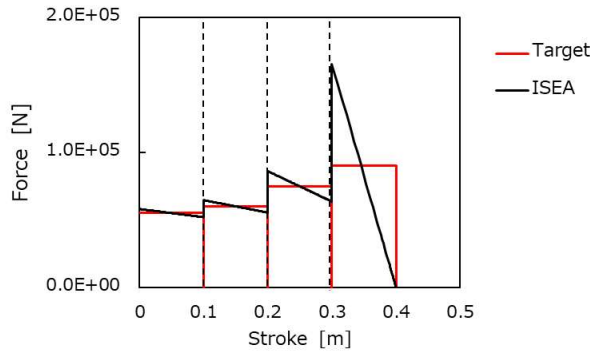
$$F_i = M\dot{v} = -M\frac{\eta_{k1i}}{2}\sqrt{\frac{2K_{0i}}{M}}e^{-\frac{\eta_{k1i}}{2}t} \quad (23)$$

式(10)と連立することで、荷重 F_i とストローク量 x の関係式は次式のように求まる。

$$F_i = M\left(\frac{\eta_{k1i}^2}{4}x - \frac{\eta_{k1i}}{2}\sqrt{\frac{2K_{0i}}{M}}\right) \quad (24)$$

表 1 中 $EPF\eta_{k1i}$ の値より、各区間の荷重を求め、その結果を図 4 に示す。赤線は目標値であり、黒線は $EPF\eta_{k1i}$ より作成した結果である。目標値は区間ごとの荷重の平均値を表しているため各区間では一定値であるが、EPF より作成した FS 線図では荷重がストローク量で変化するものとしているため一定値ではない。各区間の両者の面積、すなわち吸収エネルギーがいずれも一致していることから、ISEA と FS 線図の対応が示された。

ただし、最後の区間において、運動エネルギーは 0 まで減少するため、ISEA では荷重も最終的に 0 まで収束する。一方で面積は両者で等しいため、ISEA では傾きが大きくなり、区間の最初の荷重は比較的に大きくなる。



	K_{0i} [J]	U_{0i} [J]	$EPF\eta_{k1i}$ [s^{-1}]
#1	28000	5500	31.0
#2	22500	6000	38.5
#3	16500	7500	60.1
#4	9000	9000	169

Fig.4 Comparison of FS diagram between ISEA and Target

5.2. FEM による有効性検証

設計法において、設計者が設定すべきパラメータは表 2 にまとめられる。これらを与えれば、構造物の寸法が決定できる。本研究の設計では、各区間の長さはストローク量に等しいものとみなして設計している。しかし、実際の変形では塑性変形した部分が消滅するわけではないため、塑性変形後に残存した部材の長さ分だけ実際のストローク量は各区間の長さよりも短くなることが予想される。一方で、その差分は設計前には不明であるため、本研究では両者が等しいものとしている。本研究では、文献(11)で示された事例を用いて、材料はアルミニウム合金とし、物性値を表 3 に示す。

複数区間で構成される部材の変形は、図 1 で示した 3 要素系 ISEA モデルの重ね合わせとみなして区間ごとに設計する。例として、区間#1 が変形する際は、区間#1 の部材を「変形要素」として扱い、残りの部分は全て「微小変形要素」として扱う。さらに、式(18)より、 $EPF\eta_{k1i}$ を算出するには c_{2i} が必要であり、 c_{2i} の算出には「微小変形要素」の寸法が必要である。したがって、微小変形要素の寸法を先に確定させるために、車体側から、すなわち図 4 の FS 線図では区間#4 から、順番に設計する。表 1 にある EPF から算出されたパラメータと設計された構造物の板厚を表 4 に示す。区間#4 を設計する際の微小変形要素の板

厚は区間#4の寸法と同一である。

Table 2 Parameters that need to be set by designer

Force-Stroke diagram	Kinetic energy	K_{0i}
	Absorbed energy	U_{0i}
	Stroke	x_i
Determination of designer	Mass of vehicle body	M
	Cross-sectional edge length	$C_i/2$

Table 3 Physical property of aluminum alloy

Density	ρ [kg/m ³]	2770
Material constant	D [s ⁻¹]	6500
Material constant	q [-]	4
Strength coefficient	S [MPa]	180
Strain – hardening exponent	n [-]	0.2
Young’s modulus	E [MPa]	71000

Table 4 Parameters of the structure determined from EPF

	c_{1i} [N · s/m]	c_{2i} [N · s/m]	$C_i/2$ [mm]	H_i [mm]
#1	3.85E+03	3.07E+05	60	2.3
#2	5.02E+03	3.19E+05	60	2.5
#3	7.94E+03	3.43E+05	60	2.9
#4	2.28E+04	3.64E+05	60	3.3

表4の寸法を用いて、図6に示す正方形筒部材のFEMモデルを作成し、ANSYS Workbenchの陽解法による衝撃応答解析を実施する。部材のFEMモデルは、シェル要素を用い、メッシュサイズは2mmとする。解析時間を0.045sとして算出した部材変形要素(Deformed part)の内部エネルギー(Ud)、部材微小変形要素(Micro-deformed part)の内部エネルギー(Um)、系全体の運動エネルギー(K)の結果を図7に示す。図7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、衝突後の構造物の変形の様子を図8に示す。図8より、変形要素#4(青部分)まで変形しており、微小変形要素(緑部分)は変形していないことがわかる。

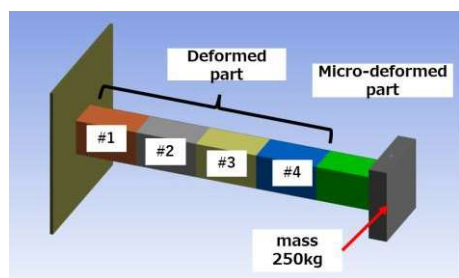


Fig.6 Column impact structure

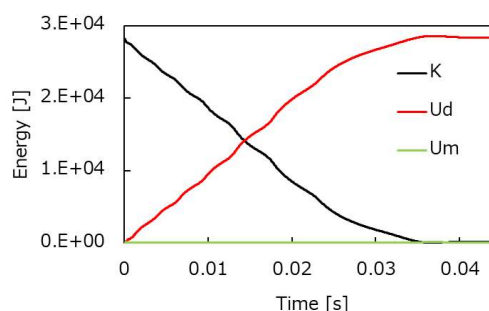


Fig.7 Energy obtained by FEM

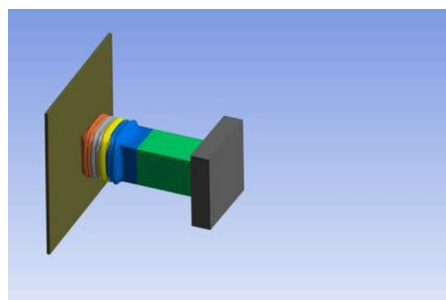


Fig.8 Deformation by FEM

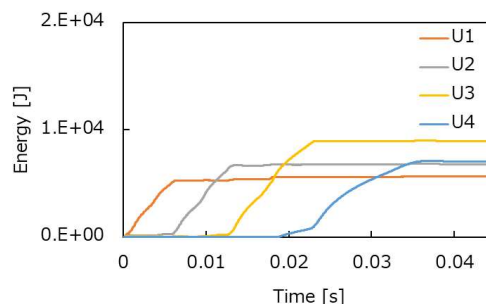


Fig.9 Energy of FEM analysis for each section

また、部材変形要素の各区間における内部エネルギーを図9に示す。変形要素の内部エネルギーの発生時間から、設計通りに前から順番に潰れている。さらに、区間ごとのエネルギーの収束値と実際のストローク量を表5にまとめ、これより平均的な衝撃荷重を算出し、図4の目標値と比較したものを図10に示す。図中赤線および灰線はそれぞれ目標値およびFEMによる結果を表している。先述の通り、実際のストローク量は各区間の長さより短いため、荷重が高くなり、誤差が生じる。また、区間ごとに設計より高い荷重がかかるため、区間#4の変形が開始する際の運動エネルギーが少なくなり、吸収エネルギーの目標値まで吸収していない。しかし、合計の面積、すなわち全区間で合計した吸収エネルギーは一致しているため、設計通りのエネルギー吸収を示しており、設計法の有効性が示された。

Table 5 Comparison of energy and stroke

	Absorbed energy U_{oi} [J]		Stroke x_i [m]	
	Target	FEM	Target	FEM
#1	5500	5633	0.10	0.084
#2	6000	6700	0.10	0.086
#3	7500	8933	0.10	0.086
#4	9000	7050	0.10	0.059

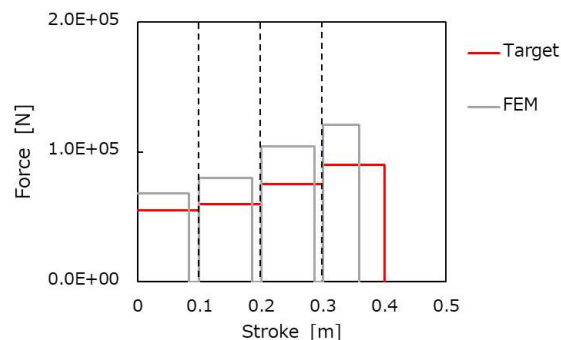


Fig.10 Comparison of FS diagram between FEM and Target

6. まとめ

本研究では、自動車車体の設計初期段階に衝突性能を検討できる手法として、ISEAを用いて衝突側から順番に潰れる前提において、進行座屈のみを生じる複数区間のFS線図からの衝突部材設計法を構築した。得られた成果は以下の通りである。

- (1) 与えられた複数区間のFS線図を基に、区間ごとにISEAモデルを作成してEPFを求め、一区間ずつ部材の設計をする手順を示した。
- (2) FS線図からEPFの算出方法を示した。EPFからFS線図を作成し、線図の面積が一致していることから、ISEAモデルとFS線図の対応を示した。
- (3) 提案したISEAを用いた設計法で直列部材を設計して、FEM解析の結果をFS線図と比較し、提案した手法の有効性を示した。

今後は衝突現象の曲げ変形にも適用できるISEAの開発、振動性能などとの多性能適正化設計を行う予定である。

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) 赤坂啓ら: 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) 山崎徹ら: 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) 山崎徹ら: 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.922 (2023)
- (5) 山崎徹ら: ホワイトボディの振動伝搬モデルによる概念設計, 2019年度自動車技術会秋季大会講演論文, No.125-19 (2019)
- (6) 山崎徹ら: エネルギー伝達特性の制御に基づくエンジンシェイクの低減, 自動車技術会論文集, vol.54, No.1, p.144-149 (2023)
- (7) 梯涼太ら: 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, 機械学会論文集, vol.89, No.924, p.23-25 (2023)
- (8) 黒川明仁ら: 操舵応答の振動現象のエネルギー伝達特性による記述, 自動車技術会論文集, vol.54, No.1, p.56-62 (2023)
- (9) 袁鑫ら: 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)
- (10) 栗原海ら: 車両の衝突性能設計におけるダンパマス系モデルとバネマス系モデルの比較, 自動車技術会論文集, vol.54, No.6, p.1170-1176 (2023)
- (11) N. JONES: Structural Impact, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, 2012, p.377-424
- (12) 石川信隆ら: 基礎からの衝撃工学, 森北出版, 2002, 241p.