鉄道車両の衝撃吸収性を考慮した構造最適化

Structural optimization for energy absorption in a train collision

○学 小松崎誠人（早大院） 正 宮下 朋之（早大）

Makoto KOMATSUZAKI, Graduate School of Waseda University, Okubo3-4-1, Shinjuku-ku, Tokyo
Tomoyuki MIYASHITA, Waseda University

As compared with automobile, few train design methods for crashworthiness have been proposed. To establish it, we paid attention to double structure composed of train exterior and cabin, and designed train finite element model. We changed the position and thickness of steel plates joining these two constituents, and simulated train collision to a rigid body wall at the speed of 60 kilometer per hour. As a result of the optimization, it was shown that distortional energy in the cabin and maximum deceleration were reduced. We discussed relation of between absorbed energy and maximum deceleration, and introduced new train structure.

Key Words: Train Collision, Finite Element Method, Optimum Design

1. 緒言

現代において日本は鉄道の運行システムの正確性・事故防止技術の高さから世界有数の鉄道先進国といわれている。戦後国鉄が発足してから、当時木造であった客車の鋼体化に始まり、自動列車停止装置（ATS）の開発、自動列車制御装置（ATC）の改良が進み、動力車乗務員の人為的ミスにも対応できるようになったのである⁽¹⁾。以来、これらの技術により鉄道事故件数は逐年減少の一途をたどっていた⁽²⁾。近年における鉄道事故発生件数と死傷者数を図1に示す。

しかし、近年においても多数の死傷者を出すような重大事故が発生している。現代のように車体の高速化・軽量化が重視される中では、衝突事故の被害はさらに大きくなる可能性がある。したがって今後は事故防止に努めるだけでなく、事故が発生してしまった場合に被害を軽減し、乗員の安全を守れるような車体構造を開発していく必要がある。

鉄道車両の衝突安全構造の設計に求められることは、衝突時に乗員にかかる衝撃を減少させることと、客室部に生存空間を確保することであると考えられる。乗員への衝撃を減少させるために客室部の剛性を低下させると、衝突時に客室部が大きく変形してしまい、十分な生存空間を確保できない。一方、生存空間を確保するために客室部の剛性を高めると、乗員への衝撃が増加してしまう。そこで本研究では、車両の外装と客室部から成る二重構造に着目した。これらの要素を接合する板部材の位置・厚さを設計変数として車両のモデル化を行い、衝突シミュレーションによって、乗員への衝撃と客室部の生存空間が向上するように車両の構造最適化を行った。

Fig.1 The number of railway accidents and casualties (2)

2. 解析条件

2-1 解析モデル

従来の車両構造は衝突事故の被害の軽減として、車体の前面を強化し自らの変形・損傷を軽減することに重点が置かれていた。車両構造を剛性が高くなることにより、乗員の生存スペースを確保しやすい反面、2次衝撃による被害が出やすかった。さらに、この方法では衝突被害の軽減に十分に対応できなくなり、故意に変形を誘発させて衝突のエネルギーを吸収するクラッシュブルゾーンと、変形を抑えて乗員の生存空間を確保するサバイバルゾーンとを明確に区分した、衝撃吸収構造を取り入れた車両が現れるようになった⁽³⁾。

しかし鉄道車両には線路付近の建築物・信号機との衝突を避けるため、車両限界という車両寸法の制限が存在し、クラッシュブルゾーンの確保には限界があった。またこの構造では衝突時に車両前部が大きく変形を起こす一方、車両後部はほとんど変形が起らず、車両全体で効率的にエネルギーを吸収しているとは言い難かった。

そこで本研究では車両外装（以降、車両外殻と呼ぶ）と車両客室部（以降、車両内殻と呼ぶ）で構成される車両の二重構造に着目し、衝突の際に車両外殻全体にひずみエネルギーを吸収させ、車両内殻での衝撃を減少させることのできる安全性の高い構造の設計を目指した。

車両モデルの構成要素は車両外殻・車両内殻・接合部材・車両内装を対象としてモデル化を行った。寸法は実車両の寸法を目安とした。車両モデル断面図を図2に、寸法を表1に示す。

車両の材料は実車両でも用いられている、オーステナイト系ステンレス鋼の SUS301L を用いた。SUS301L の特長としては、引張強さが高く伸びも大きいので、衝突のエネルギーをひずみエネルギーとして吸収でき、衝撃吸収に適した材料である⁽⁴⁾。SUS301L の材料特性としては、耐力 343MPa、引張強さ 739MPa、質量密度 8030 kg/m³、ヤング率 19.3×10¹⁰ N/m²、ポアソン比 0.3 である。

車両外殻・内殻の厚さでは、厚さを大きくすると車両の剛性を高めることができる。しかし近年ではコスト面・環境面から車両の軽量化が進んでおり、厚さを極端に大きくすることは現実性に乏しい。そこで本研究では、車両の厚さは実車両と同様に、外殻 1mm、内殻 0.6mm とした。

衝突解析では車両の重量が変形に影響してくるため、車両

の外殻・内殻のモデル化だけでは十分な変形が起こらず、解析の信用性に乏しかった。そこで車両に座席のモデルを設け、乗員が座っていることを想定して重量を設定した。その重量は座席重量 1000kg と乗員 1 名の重量を 75kg とし、45 名分の 3375kg である⁽⁵⁾。

Fig.2 The cross section of train model

Table.1 Size of train structure

	Outer Shell	Inner Shell	Steel Plate
Length [mm]	20000	18000	
Width [mm]	2800	2600	2600
Height [mm]	2600	2400	100

2-2 解析条件

車両の衝突解析は有限要素法を用いた。モデルの作成・要素分割・解析条件の設定は解析ソフト Msc.Patran で行い、解析計算は Dytran で行った。衝突解析の様子を図 3 に示す。

車両の衝突速度としては、車両の最高速度ではなく制限速度を考慮し時速 60km とした。これは鉄道ではどの路線においても車両性能・区間・天候によって最高速度が制限されており、衝突事故が起こりうる環境で時速 100km を超える高速度で衝突することは考えにくいためである。

従来の衝突事故では、踏切での自動車への衝突や脱線後の建築物への衝突が多かった。衝突対象物によって車両の被害の大きさが異なってくるため、本研究では最も被害が大きくなる場合を想定して、剛体壁を用いることとした。また衝突後に剛体壁が動かないように座標に固定させる条件を設定した。

車両モデルのメッシュタイプは二次元四角形要素を用いた。その理由は三角形要素に比べ四角形要素の方が演算数は多いものの、解析精度が高いためである。

Fig.3 Train collision simulation

3. 最適化

3-1 設計変数と目的関数

本研究では接合部材が 2 本と 3 本の場合の 2 種類の車両モデルについて構造最適化を行った。

各接合部材の位置と厚さを設計変数とし、接合部材の位置は内殻の先端から後端の全ての範囲に配置されるように座標を調整した。また設計変数の離散幅は部材位置が 0.2m、厚さが 0.1 とした。接合部材が 2 本のモデルでは、接合部材が内殻前面に近い順に接合部材 1, 2 とし、同様に接合部材が 3 本のモデルでは内殻前面に近い順に接合部材 1, 2, 3 とする。設計変数の様子を図 4 に、設計変数値を表 2 に示す。

目的関数は車両内殻に生じるひずみエネルギーと、車両内殻の前部・中心部・後部での最大減速度の平均値とし、共に最小化を行った。

Fig.4 Design variable of steel plate

Table.2 Design variable

	Position	Thickness
Minimum [mm]	0	2
Maximum [mm]	18000	6

3-2 最適化システムの構築・システム構成

構造の最適化には、多目的最適設計支援ツール modeFRONTIER を用いた。modeFRONTIER 上でコマンドプロンプトの操作とマウスの自動化ソフト RocketMouse を使用することにより、他のソフトウェアとの連成を可能にした。

modeFRONTIER との連成では、modeFRONTIER での設計変数の検討、Msc.Patran でのモデルの作成、Dytran での解析計算、Excel での解析値の編集、modeFRONTIER での解析値の評価を繰り返した。最適化システムを図 5 に示す。

Fig.5 The optimization system

3-3 最適化アルゴリズム

目的関数が複数存在するため、最適化アルゴリズムとして

は多目的関数の扱える MOGA-II (Multi Objective Genetic Algorithm) を使用した。MOGA-II の設定では、交差確率を 0.5、選択確率を 0.05、突然変異確率を 0.1、突然変異の反転率を 0.05、エリート戦略を有効とした。

第一世代の作成には実験計画法で、一様乱数法を用いた。設計変数が多くなるほど一世代あたりの個体数を増やす必要があるため、接合部材が 2 本のモデルでは個体数 16、進化させる世代数 15 とし、接合部材が 3 本のモデルでは個体数 24、進化させる世代数 15 とした。

4. 解析結果と考察

4-1 接合部材 2 本のモデル

最適化の結果、全設計案 195 個中 9 個のパレート最適解を得た。パレート解と進化の過程で見られた設計変数の傾向、目的関数の推移を以下に示す。

(i) パレート最適解について

全設計案の内殻ひずみエネルギー、最大減速度分布を図 6 に示す。この分布の内、赤枠で囲まれている設計案がパレート最適である。得られたパレート最適解 9 個の中で接合部材の厚さによる影響はほとんどなかったが、位置に関しては目的関数に対してある傾向がみられたため、傾向ごとにパレート最適解を 3 つのグループに体系化した。それぞれのグループの設計変数と目的関数を表 3～5 に示す。

表 3～5 より、グループ 1 では最大減速度は全設計案中、最も小さくなっている。接合部材 1 の位置は 0～3.4 [m] と多少の差があるものの、接合部材 2 の位置は 4.2～5.0 [m] の範囲となっている。グループ 2 では最大減速度はグループ 1 に比べると多少増加するものの、最大減速度、ひずみエネルギーともに全設計案の中では小さい部類に分類されている。接合部材 1 の位置は 3.4～3.8 [m]、接合部材 2 の位置は全て 17.8 [m] となっている。グループ 3 ではひずみエネルギーが全設計案の中でもかなり小さな部類に分類されている。接合部材 1 の位置は 1.2～2.8 [m]、接合部材 2 の位置は 11.4～12.4 [m] の範囲となっている。

Table.3 Design variable and objective function (Group1)

Model number	Position (plate 1) [m]	Position (plate 2) [m]	Maximum Deceleration [m/s ²]	Distortional energy [J]
148	3.4	5.0	30.543	2.16×10^{11}
182	0	4.2	30.064	2.44×10^{11}

Table.4 Design variable and objective function (Group2)

Model number	Position (plate 1) [m]	Position (plate 2) [m]	Maximum Deceleration [m/s ²]	Distortional energy [J]
78	3.4	17.8	33.913	1.97×10^{11}
173	3.8	17.8	30.836	2.07×10^{11}
190	3.4	17.8	36.695	1.79×10^{11}

Table.5 Design variable and objective function (Group3)

Model number	Position (plate 1) [m]	Position (plate 2) [m]	Maximum Deceleration [m/s ²]	Distortional energy [J]
67	2.4	12.4	94.073	1.56×10^{11}
95	1.2	11.4	87.628	1.70×10^{11}
98	2.8	12.4	88.644	1.63×10^{11}
132	2.4	12.8	111.586	1.46×10^{11}

Fig.6 Pareto optimal solution

(ii) ひずみエネルギーについて

各設計案の内殻と外殻でのひずみエネルギー分布図を図 7 に示す。ひずみエネルギーの傾向としては、外殻でのひずみエネルギーの吸収量が大きければ、内殻に生じるひずみエネルギーが小さくなることがわかった。つまり内殻のひずみエネルギーを小さくするには、できるだけ多くのエネルギーを外殻に吸収させる必要がある。

Fig.7 Distortional energy of inner and outer shell

次に接合部材 2 の位置と外殻ひずみエネルギーの関係を図 8 に、またパレート最適解のモデル番号 182 と 98 の衝突後 0.25 秒後のひずみエネルギー分布図を図 9、10 に示す。

Fig.8 The relation between position of plate 2 and Distortional energy of outer shell

Fig.9 Distribution map of distortional energy (model number 182)

Fig.10 Distribution map of distortional energy (model number 98)

図8から外殻のひずみエネルギーは接合部材2の位置が車両中心部から後部に配置されるとき大きくなることがわかる。これは衝突時に車両外殻が急激に減速し、速度の低下していない内殻が外殻を引っ張ることにより、外殻にひずみエネルギーが生じるためだと考えられる。図10を見てみると、モデル番号98では接合部材2が車両後部に配置されているため、後部にひずみエネルギーが生じ、内殻には大きな変形が生じていないことが確認できる。

また図8から接合部材2が車両前部に配置されるとき、すなわち接合部材が2本共に車両前部に配置されているとき、外殻でのひずみエネルギーは小さい。これは外殻の前部は剛体壁に衝突することで大きくひずみエネルギーを吸収するため、接合部材を前部に配置してもこれ以上エネルギーを吸収することは望めないためと考えられる。図9を見てみると、モデル番号182では接合部材が2本共に車両前部に配置されているため、車両後部にエネルギーが生じず、内殻に大きく変形が生じていることが確認できる。

(iii) 最大減速度について

全設計案の中で車両前部の最大減速度は $20 \sim 300 \text{ m/s}^2$ 、車両中心部は $15 \sim 150 \text{ m/s}^2$ 、車両後部は $40 \sim 350 \text{ m/s}^2$ の範囲で測定された。よって最大減速度の平均値では車両前部と後部の最大減速度の影響が大きかった。図11に接合部材2の位置と後部の最大減速度の関係を示す。

Fig.11 The relation between position of plate 2 and maximum deceleration in the rear of train

図11を見てみると接合部材2の位置が $12 \sim 17 \text{ m}$ の範囲で車両後部の最大減速度が大きくなっていることがわかる。これは後部の最大減速度の測定域の近傍に接合部材が配置されると、衝突時にその位置で内殻が外殻を強く引っ張る際に急激に減速するため、減速度が大きくなったと考えられる。よって接合部材の位置が 12 m より手前の位置と、車両最後に配置されたときは、後部の最大減速度は小さくなっている。

車両中心部では、どちらかの接合部材が中心部に配置されると最大減速度が大きくなった。これは車両後部と同様に、衝突時に内殻が外殻に引っ張る際に、急激に速度が低下するためだと考えられる。

車両前部においては、車両中心部、後部とは異なる傾向が見られた。図12に接合部材1の位置と前部の最大減速度の関係を示す。

Fig.12 The relation between position of plate 2 and maximum deceleration in the front of train

図12を見てみると、接合部材1の位置が $0 \sim 2 \text{ m}$ の範囲では接合部材2の位置に関わらず、最大減速度は小さくなっていることがわかる。これは外殻が剛体壁衝突後に、内殻が外殻に衝突することで急激に速度が低下するが、接合部材を最前部に配置することにより、外殻衝突直後に接合部材から外殻の衝撃が伝わることで速度が低下し、内殻が外殻に衝突する速度が低下するため、急激な速度の低下を防ぐことができたためだと考えられる。

接合部材1の位置が $3 \sim 4 \text{ m}$ の範囲では、接合部材2が車両後部に配置されるときのみ最大減速度は低下してい

る。この範囲は車両前部の減速度の測定域のため、接合部材が2本共にこの近傍に配置されると、外殻の衝撃が強く伝わり最大減速度は大きくなってしまふ。しかし接合部材2が後部に配置されることにより、外殻から伝わる衝撃の経路が2分されたためだと考えられる。

Fig.12 The relation between position of plate 2 and maximum deceleration in the front of train

4-2 接合部材3本のモデル

最適化の結果、全設計案391個中6個のパレート最適解を得た。パレート解と進化の過程で見られた設計変数の傾向、目的関数の推移を以下に示す。

(i) パレート最適解について

全設計案の内殻ひずみエネルギー、最大減速度分布を図13に示す。この分布の内、赤枠で囲まれている設計案がパレート最適解である。

Fig.13 Pareto optimal solution

(ii) ひずみエネルギーについて

接合部材1の位置と内殻ひずみエネルギーの関係を図14に示す。接合部材1の位置が3[m]以上の範囲では、接合部材2,3の位置に関わらず内殻のひずみエネルギーは大きくなっていることがわかる。内殻のひずみエネルギーが小さくるときは、接合部材1の位置が1~3[m]、接合部材2が7~10[m]、接合部材3が15[m]以上の範囲にあるときであった。図15に接合部材1位置が8[m]、接合部材2位置が10.8[m]、接合部材3位置が17.2[m]のモデルのひずみエネルギー分布図を示す。

図15では接合部材が全て車両中心部に降に配置されているため、外殻が多くひずみエネルギーを吸収していること

がわかる。しかしその反面、接合部材から伝わる衝撃による内殻の速度の低下が小さいため、高速で内殻が外殻に衝突してしまい、内殻にもひずみエネルギーが生じてしまっている。内殻のひずみエネルギーを小さくするには、接合部材1を内殻前面に配置することによって、内殻の外殻への衝突速度の低下が必要となると考えられる。

Fig.14 The relation between position of plate 1 and distortional energy of inner shell

Fig.15 Distribution map of distortional energy

(iii) 最大減速度について

全設計案の中で車両前部の最大減速度は25~200 m/s²、車両中心部は10~150 m/s²、車両後部は30~400 m/s²の範囲で測定された。図16に車両後部の最大減速度と最大減速度の平均値との関係を、図17に接合部材2と車両後部の最大減速度との関係を示す。

図16より後部の最大減速度と最大減速度の平均値は比例関係にあることがわかる。したがって最大減速度の平均値を小さくするには、車両後部の最大減速度を低下させる必要がある。

図17より接合部材2の位置が7~10[m]の範囲では、接合部材1,3の位置に関わらず後部の最大減速度は低下していることがわかる。また接合部材2の位置が10~11[m]の範囲でも後部の最大減速度が低下している設計案が存在する。これは接合部材3の位置が14[m]以降のときである。これは接合部材が後部に集中せずに配置されるとき、外殻の衝突の衝撃が後部に強く伝わらなくなるためだと考えられる。

Fig.16 The relation between maximum deceleration in the rear and average of maximum deceleration

Fig.17 The relation between maximum deceleration in the rear and position of plate 2

4-3 両モデルの比較

図 18 に接合部材が 2 本のモデルと 3 本のモデルのパレート最適解を示す。黒枠で囲まれた解は両モデルにより構成させるパレート最適解である。

Fig.18 Comparison of pareto optimal solution of two plate model and three one

このパレート最適解を見てみると、最大減速度の平均値に関しては接合部材が 2 本のモデルが、内殻のひずみエネルギーに関しては接合部材が 3 本のモデルが小さい値を取っていることがわかる。接合部材には車両衝突時に外殻を引っ張ることによりひずみを生じさせ、内殻の速度を低下させる役割

がある。接合部材が 2 本のモデルでは、接合部材数が少ないために、外殻に多くのひずみを生じさせることはできないが、その分内外殻間の剛性は弱いために外殻衝突時に内殻に伝わる衝撃を弱めることができ、内殻の速度を緩やかに低下させることができると考えられる。

一方、接合部材が 3 本のモデルでは、接合部材数が多い分、より大きなひずみを外殻に生じさせることができるが、その反面、内外殻間の剛性が強くなるために、外殻衝突時の衝撃が内殻に伝わりやすくなり、内殻の速度が急激に低下すると考えられる。

4-4 衝撃吸収構造の設計指針の検討

以上の解析結果より車両の衝撃吸収構造の設計指針について検討する。

車両客室部の乗員の生存空間の確保に関しては、衝突時のひずみエネルギーを車両外殻に吸収させることが重要であり、接合部材を車両後部に配置することが有効的である。また接合部材を車両前部に配置することで、外殻の衝撃を内殻に伝え、内殻の外殻への衝突速度を低下させることも重要である。

衝突時の乗員への衝撃の低減に関しては、接合部材による内外殻間の剛性を弱め、内殻の速度を緩やかに低下させることが重要である。

部材の本数を変えたところ、各モデルのパレート最適解により、仮想のパレート最適解を得た。更なる衝撃吸収構造の設計には外殻に切り欠きなどを入れ、より多くのひずみエネルギーを吸収させる、もしくは内殻先端部に衝撃吸収材を入れるなどして、内殻の衝突速度を落とすなどの対策が考えられる。

5. 結言

本研究では、鉄道車両の車両客室部、外装からなる車両の二重構造に着目し、FEM 衝突シミュレーションを用いることにより、衝突安全性の高い車両構造の最適設計を行った。結果、以下のことを確認することができた。

- (1) 車両客室部の乗員の生存空間を確保するためには、車両外殻にひずみエネルギーを吸収させることと、車両内殻の外殻への衝突速度を低下させることが必要であるとわかった。
- (2) 衝突時の乗員への衝撃の低減させるためには、内外殻間の剛性を弱め、内殻の速度を緩やかに低下させることが必要であるとわかった。
- (3) 内外殻間の接合部材の本数が多いと内殻のひずみエネルギーが減少するが、その反面、最大減速度が大きくなり、また接合部材の本数が少ないと最大減速度が低下するが、内殻のひずみエネルギーは大きくなることわかった。

6. 参考文献

- (1) 池田光雅, 鉄道総年表 1972-93, 中央書院, 1993
- (2) 国土交通省, 鉄起動輸送の安全に関わる情報, 2008
- (3) 畑弘敏, 大野潔, 衝突シミュレーションを活用した車両の安全確保対策に関する研究, JR EAST Technical Review No.03-Spring 2003, 2003
- (4) 田中良平, ステンレス鋼の選び方・使い方, 日本規格協会, 1990
- (5) 久保田博, 鉄道工学ハンドブック, グランプリ出版, 1987
- (6) 島田真行, 鉄道車両衝突時の安全性に関する研究, 平成 19 年度早稲田大学卒業論文, 2008