

# 乗客傷害度と相関が高い車体減速度積分値を用いた 衝突安全性評価法

沖野 友洋\* 永田 恵輔\* 中井 一馬\*\* 小林 秀敏\*\*\*

Evaluation Method for Crashworthiness Using Integrated Value of the Deceleration of the Railway Vehicle  
Having a High Correlation with the Degree of Passenger Injury

Tomohiro OKINO Keisuke NAGATA Kazuma NAKAI Hidetoshi KOBAYASHI

The standards for crashworthiness of railway vehicles have been defined in Europe and the U.S., while there is no standard for crash safety in Japan. Therefore, it is important to establish an evaluation method for crashworthiness of railway vehicles in Japan. The authors carried out finite element analyses under various conditions based on the statistical analysis of serious level-crossing accidents in the past of 30 years in Japan. We evaluated the mean decelerations (conform to European standard), the maximum decelerations (American standard) and integrated values of the deceleration, which are obtained from impact deceleration waveforms in the passenger area. We also performed finite element analyses of dummy's behavior and injury values using these deceleration waveforms as input. We examined the correlation between these evaluation results and dummy's injury values. As a result, we confirmed that the integrated values of the deceleration of the passenger area had the highest correlation with the dummy's injury values.

キーワード：衝突安全性，乗客傷害，踏切事故，有限要素法，人間工学

## 1. はじめに

鉄道の安全対策として、万一の衝突事故時に乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造は重要である。しかしながら、我が国において、車体構造の設計基準は必ずしも衝突事故を想定しておらず、衝突条件や車両の衝突安全性を評価するための指標が明示されていない。一方、欧州や米国では、車両の衝突安全性に関する設計基準があるが、それぞれの国の鉄道システムや過去の事故事例などに基づいて設定されているため、それらの内容は異なる。例えば、設定された衝突条件で衝突させた際に、車内の安全性を評価する方法として、欧州では車体の衝撃減速度の平均値を指標<sup>1)</sup>としているのに対し、米国では車体の衝撃減速度の最大値を指標<sup>2)</sup>としており、それぞれの指標には限度値が設定されている。

我が国においては、車両の衝突安全性評価指標などは明示されていないが、一部の鉄道事業者では、過去の踏切事故事例などを考慮した独自の設計手法が検討されている<sup>3)</sup>。このように、各事業者の実情に合わせて、衝突事故時の安全性を高めることは重要であるが、一方で、世界的なシェアを持つ欧州の車両メーカーなどが中心となって、将来的に欧州規格が ISO などの国際規格化される可能性も考えられる<sup>4)</sup>。そのため、我が国における

車両の衝突安全性に関する設計基準を検討し、統一的な見解を準備することは極めて重要である。

本報告では、我が国で過去に発生した主要な踏切事故の統計的な調査結果を基に衝突条件を設定し、衝突速度や衝突対象物および相互の相対位置の各条件を変化させて、踏切事故を模擬した FEM 解析を実施し、各条件での車体の衝撃減速度波形を算出した<sup>5)</sup>。これらの減速度波形から、欧州基準の評価指標である平均減速度および米国基準の最大減速度並びに減速度の積分値を算出するとともに、同じ減速度波形を入力としたクロスシート着座乗客の傷害度解析により、人体ダミー人形の傷害値を算出し、これらの相関について検証した<sup>6)</sup>。その結果、既存の欧米の評価指標よりも減速度の積分値の方が、ダミー人形の傷害値との相関が高くなることを示すとともに、我が国での車両の衝突安全性に関する評価指標とその目安値を提示した。

## 2. 踏切事故の統計的調査

列車乗員（乗務員および乗客）の被害が大きくなる要因を検討するために、列車乗員の負傷者が 5 名以上または死者が 1 名以上の踏切事故を、「主要な踏切事故」と定義した。1987～2016 年度の 30 年間に発生した主要な踏切事故は 54 件であった。これらの事故について、推定衝突速度の分布および衝突対象物の内訳を図 1(a) および図 1(b) にそれぞれ示す。また、死傷者数と推定衝突速度の関係を、衝突対象物の質量で 2 区分化して図 1(c)

\* 車両構造技術研究部 車両強度研究室

\*\* 人間科学研究部 人間工学研究室

\*\*\* 大阪大学

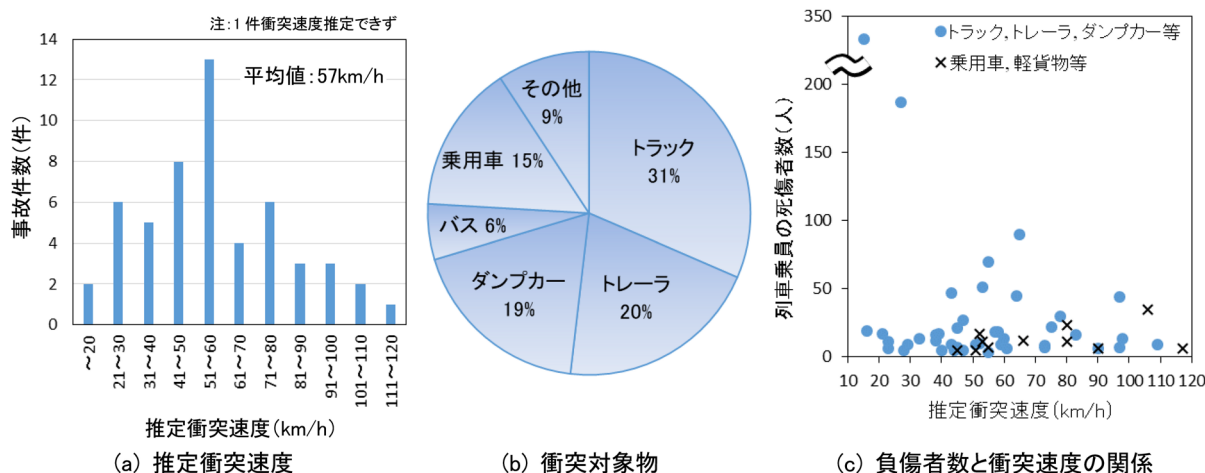


図1 主要な踏切事故の統計結果（1987年度～2016年度）

に示す。乗用車、軽貨物およびトラクタを比較的軽量な対象物として、トラック、トレーラ、ダンプカー、バスなどを比較的重い対象物として分類した。推定衝突速度は、乗務員の口述内容をもとに、列車のブレーキ開始地点から踏切までの距離およびブレーキ開始時の列車の速度を用いて、減速度が一定であると仮定して概算した。なお、各事故の概況調査に（公財）鉄道総合技術研究所鉄道技術推進センターの「鉄道安全データベース」を利用し、運輸安全委員会の鉄道事故調査報告書に推定衝突速度の記載があるものについては、その値を引用した。

主要な踏切事故においては、推定衝突速度は15～117km/hにかけて広く分布した。最も件数が多い階級は51～60km/hであり、推定衝突速度の平均値は57km/hであった。衝突対象物はトラックが最も多く、全体の31%を占めた一方で、トレーラおよびダンプカーの割合はそれぞれ20%および19%であり、これら貨物車両の占める割合は70%であった。また、衝突対象物に占める乗用車の割合は15%であった。図1(c)より、乗用車などの比較的軽量な衝突対象物の場合、推定衝突速度は比較的高めとなった。また、推定衝突速度と死傷者数に明瞭な相関は認められなかった。

列車乗員の被害が比較的大きかった主要な踏切事故は、衝突速度が高い速度領域に集中しておらず、57km/hを平均として広く分布する一方で、衝突対象物の70%が比較的質量の大きい貨物車両であった。しかしながら、衝突速度と死傷者数には明瞭な相関関係が認められなかったことから、列車乗員の被害が大きくなる要因としては、衝突速度や対象物質量以外にも要素があると考えられる。図1(c)において、推定衝突速度が30km/h未満にも関わらず、死傷者数が突出した2件の事故については、衝突対象物の質量が著しく大きかったことや乗客数が多かったことが特徴的であった。また、推定衝突速度が100km/h前後で比較的質量の大きな対象物だったにも関

わらず、死傷者が比較的少なかった2件の事故については、列車前面の一部が接触したオフセット衝突であったことが特徴的であった。このように、衝突速度や対象物質量以外にも、衝突時の列車と対象物の相対位置関係、あるいは乗車率や乗客姿勢（立位や座位など）などが列車乗員の被害度に影響すると推定されるが、全ての事故の詳細な情報が得られなかったことや、事故毎に多くの条件が異なるため、これらを定量的に評価することはできなかった。

### 3. 様々な条件下での踏切事故のFEM解析

#### 3.1 踏切事故解析モデルと解析条件

図2に踏切事故解析モデルを示す。列車モデルは標準的なステンレス鋼製車体構造の1車体モデルであり、内装品や床下機器類などの質量は台枠に等分布で付与し、台車はその重心相当位置に質点として質量と慣性モーメントを付与することで、車両総質量を30,700kgとした。台車質点は、進行方向の並進運動以外の自由度を拘束した。列車モデルは、材料特性にひずみ速度依存性を考慮することで、衝撃挙動の評価に対応している。

衝突対象物は2章の結果より、貨物車両のうち車体強度が高く、最も条件が厳しいと考えられるダンプカーとした。ダンプカーモデルは総質量22,000kg（最大積載量である積荷11,000kgを含む）を基準とし、主構造部を対象として、要素ピッチ50mmを基本とするシェル要素で構築した。タイヤと地面の接触面は、摩擦を考慮し、摩擦係数を0.4とした。積荷は土砂を想定し、衝撃時の慣性により荷台側面に押しつけられ、一部は荷台を越えて外側に飛び出す挙動が再現でき、かつ計算時間が実用範囲内に収まる様に、150mm角のソリッド要素で構築した。列車とダンプカーの上下方向の位置関係は、列車の台枠下面とダンプカーの荷台下面の距離が355mmとなる位

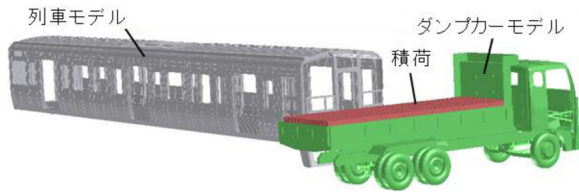
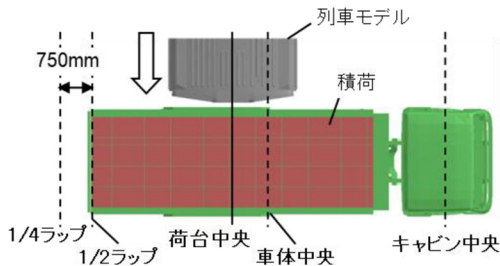


図2 踏切事故解析モデル

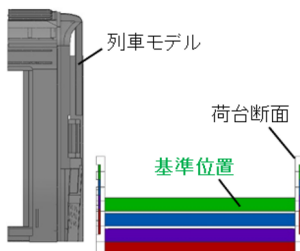
置を基準位置とした。列車速度は過去の統計結果<sup>7)</sup>より54km/hを基準速度とし、ダンパカーは静止状態とした。

2章の主要な踏切事故の統計結果では、衝突速度が高い速度領域に集中することなく、57km/hを平均として広く分布する一方で、衝突対象物の70%が比較的質量の大きい貨物車両であった。また、列車と衝突対象物の相対位置も乗客の被害度に影響を及ぼす重要な要素であると想定された。そこで、主要な踏切事故で見られた様々な衝突条件を模擬するために、衝突速度(20~120km/h)、衝突角度(なす角90度を基準に±5度、±10度の5条件)、水平方向衝突位置(列車の中央線が、図3に示す荷台中央、車体中央、キャビン中央、1/2ラップ、1/4ラップの位置と一致する5条件)、上下方向衝突位置(図4に示す緑:基準位置、青:基準位置から177mm低、紫:基準位置から354mm低、赤:基準位置から512mm低の4条件、緑と青は荷台床高さが台枠高さより上側となる乗り上がり条件)およびダンパ積荷質量(0~13.75トン)の各条件を変化させて、衝突開始時刻から300ms程度までの車体の減速度波形(車体中央および前後まくらばり直上の計3箇所)を算出した。これら踏切事故解析により得られた車体減速度波形の総数は222である。



列車中央位置を水平方向に5条件移動

図3 水平方向衝突位置条件



緑と青: 荷台床が台枠高さより上側  
 紫: 荷台床と台枠高さ一致  
 赤: 荷台床が台枠高さより下側

図4 上下方向衝突位置条件

### 3.2 クロスシート着座乗客傷害度解析モデル

図5にクロスシート着座乗客の傷害度解析モデルを示す。本モデルに衝撃減速度波形を入力すると、ダミーモデルが前席と衝突することによる、ダミーモデルの頭部、胸部、大腿部など各部位の傷害値が算出可能である。ここでは以前の研究結果<sup>8) 9)</sup>から、重傷となる可能性が最も高くなった1人着座条件での大腿部荷重を評価対象とした。なお、大腿部荷重は、値が大きいかほど重傷になる可能性が高くなる大腿部の傷害指標である。

前節で算出した総数222の車体の減速度波形を入力として、クロスシート着座乗客傷害度解析モデルにより、ダミーモデルの大腿部荷重(以後、ダミー傷害値)を算出した。

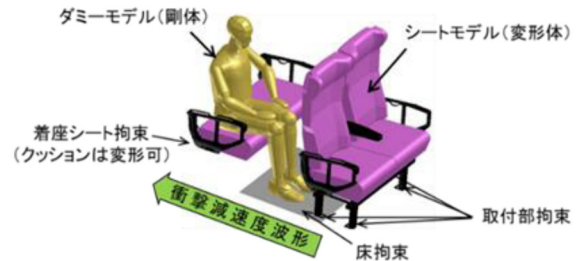


図5 クロスシート着座乗客傷害度解析モデル

### 3.3 踏切事故解析結果例

衝突挙動の例として基準条件(衝突速度:54km/h、積荷質量:11トン、衝突角度:なす角90度、水平方向衝突位置:図3の荷台中央、上下方向衝突位置:図4の緑)での踏切事故解析結果について、図6に列車車体中央位置およびダンパカーの荷台中央位置の列車進行方向速度-時間関係を、図7に列車とダンパカーの接触荷重、列車車体中央位置の衝撃減速度-時間関係を示す。また、図8に水平方向衝突位置の違いによる衝突挙動の比較を示す。なお、接触荷重は自動車業界で広く使用されるCFC60フィルタによる処理を、衝撃減速度は米国基準に基づき50Hzのローパスフィルタ処理を実施し、列車とダンパカーが接触した時刻を時刻0とした。

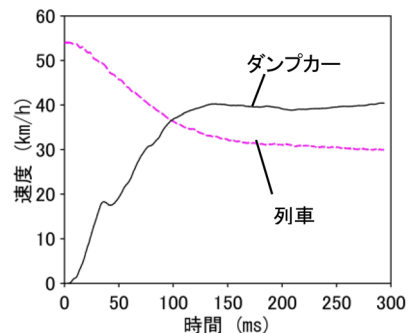


図6 基準条件での速度-時間関係

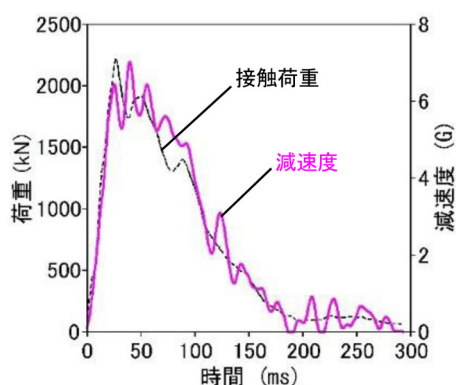
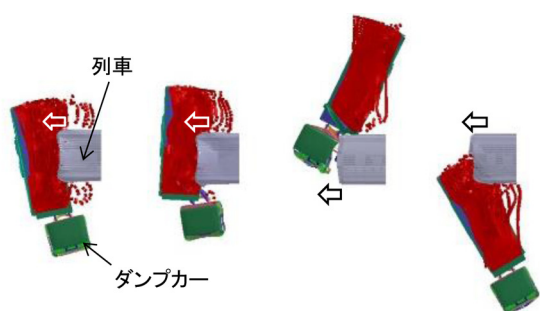


図7 基準条件での荷重，減速度—時間関係



(a) 荷台中央 (b) 車体中央 (c) キャビン中央 (d) 1/2 ラップ

図8 水平方向衝突位置による挙動比較  
(衝突速度 54km/h)

これらの図より，衝突により相互に接触荷重が発生して列車が減速し，ダンブカーが加速され，列車の衝撃減速度は衝突後 40ms 程度で最大となり 7G 程度となった。列車とダンブカーは 100ms 程度で同一速度 36km/h となり，この時，列車とダンブカーの変形量が最大となった。その後，スプリングバックにより，列車は減速，ダンブカーは加速された。図 8(a) は基準条件での衝突挙動であるが，衝突位置がダンブカー全体の重心位置よりダンブカー後方寄り(図 8 上側の方向)であるため，ダンブカーは反時計回りに回転した。そのため，衝突後 300ms の範囲では接触荷重は 0 とならず，列車は減速を続けた。

図 7 の減速度波形より，欧州基準に準拠した平均減速度は 3.8G (算出方法は 4 章を参照)，米国基準に準拠した最大減速度は 7.0G と算出され，この減速度波形を入力として図 5 の乗客傷害度解析モデルにより大腿部荷重を算出した結果は 4.3kN であった。

## 4. 衝突安全性評価法の検討

### 4.1 検討方法

3.1 節で示した踏切事故解析により得られた，222 の車体減速度波形から以下の 3 つの評価指標①～③と，3.2 節で示した乗客傷害度解析モデルによりダミー傷害値④

を求めた。その際，衝突時刻から 300ms 程度までの挙動をサンプリング周波数 10kHz で検証した。

- ① 減速度の平均値 (欧州基準に準拠)
- ② 減速度の最大値 (米国基準に準拠)
- ③ 減速度の積分値 (提案指標)
- ④ ダミー傷害値 (大腿部荷重)

なお，欧州基準によると，平均減速度は列車とダンブカーの接触荷重が 0 を越えた時刻から再び 0 に戻るまでの時間での平均値と定義されるが，荷重が低下しない場合は最大荷重の 10% に低下した時刻までとされており，本研究ではすべての条件で後者を採用した。また，③の減速度積分値を算出するにあたり，いずれも列車とダンブカーの接触開始時刻を時刻 0 とし，以下に示す 3 つの積分時間を用いた。

TP\_1：列車とダンブカーの接触荷重が最大荷重の 10% に低下した時刻 ( $t_{EN}$ ) まで

TP\_2：ダミーモデルが前席に衝突して，大腿部荷重値が最大となった時刻 ( $t_{imp}$ ) まで

TP\_3：車体の減速度の 2 回積分値が 440mm となる時刻 ( $t_{440}$ ) まで

TP\_1 は欧州基準と同等の評価時間である。TP\_2 は，時刻  $t_{imp}$  までの車体減速度の履歴によって，ダミーモデルとシートが衝突した結果，ダミーモデルの大腿部荷重が最大となったと考えたものであり，最もダミー傷害値と相関が高くなることが想定される。しかしながら， $t_{imp}$  を求めるためには，列車と障害物との衝突解析だけでなく，乗客傷害度解析が必要となるため，車体構造の衝突安全性評価指標とはなり難い。TP\_3 は，乗客は列車が衝突した後も等速運動を行うと仮定し，乗客の床面に対する移動量と車体の減速度の 2 回積分値とがほぼ等価であると考え，その移動量が図 4 の乗客傷害度解析モデルにおいて，ダミーモデルが座っているクッションの先端から前席のシートバック後面までの距離 440mm と一致する時刻  $t_{440}$ ，すなわちダミーモデルが前席に衝突する時刻を推定するものである。

### 4.2 衝突安全性評価法の提案

前節における④のダミー傷害値を縦軸にとり，①の平均減速度 (欧州基準) および②の最大減速度 (米国基準) を横軸に取って，それぞれ図 9(a) および図 9(b) に示す。また，③の TP\_1，TP\_2 および TP\_3 での減速度積分値を横軸にとり，それぞれ，図 10(a)，図 10(b) および図 10(c) に示す。各図中には，線形近似 (青線)，指数近似曲線 (赤線) および各決定係数 ( $R^2$  値) を示すとともに，ダミー傷害値 (大腿部荷重) の基準値である 10kN を破線で示した。

図 9 より，欧州基準である平均減速度は，線形近似の決定係数の方が大きく 0.82 となり，ダミー傷害値と

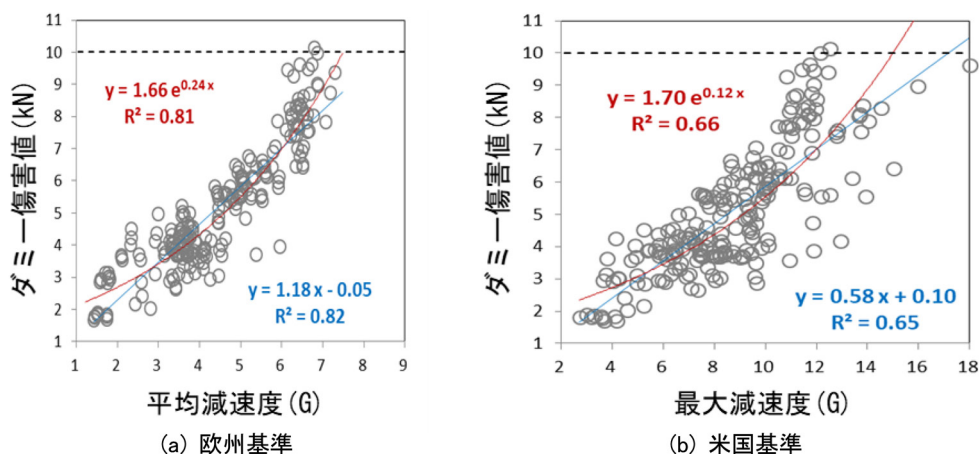


図9 ダミー傷害値と欧米の評価指標との関係

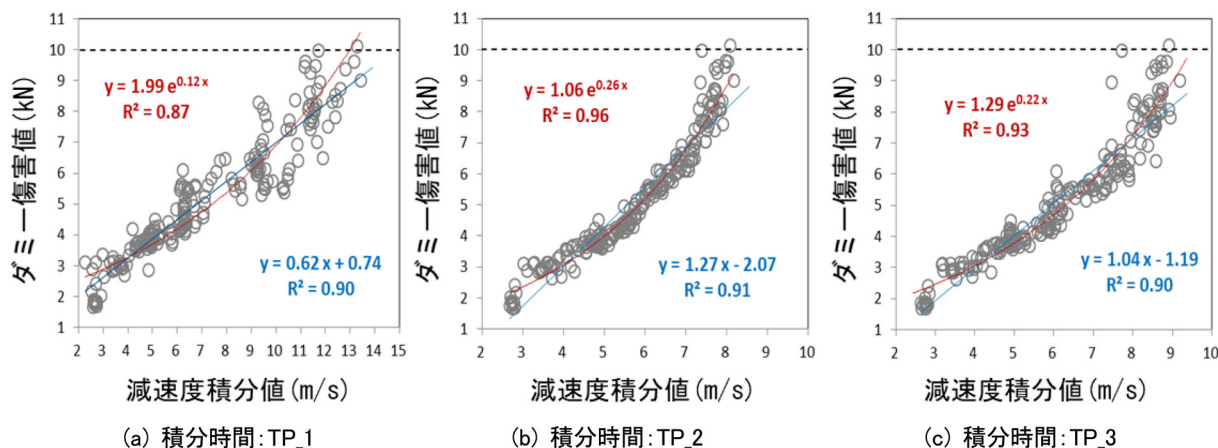


図10 ダミー傷害値と減速度積分値との関係（積分時間による影響比較）

良い相関が認められた。一方、米国基準である最大減速度は指数近似の決定係数の方が大きく、ある程度の相関(0.66)は認められるが、平均減速度には及ばないことが明確となった。

次に、図10(a)より、TP\_1での減速度の積分値は、線形近似の決定係数の方が大きく0.90となり、ダミー傷害値と良い相関が認められた。図10(b)より、TP\_2での減速度の積分値は、ダミー傷害値と非常に強い相関が認められ、指数近似の決定係数の方が大きく0.96となった。また、TP\_3での減速度の積分値は、TP\_2での結果と同様に指数近似の決定係数の方が大きくなり、0.93となった(図10(c))。この結果、積分時間がTP\_2 > TP\_3 > TP\_1の順でダミー傷害値と相関が高い結果となった。TP\_2が最も相関が高くなった結果は、前述の想定通りであり、乗客傷害度解析が必要となることから、評価指標とはなり難い。しかしながら、ダミー傷害値との相関の最大値(目標値)として、決定係数0.96が示唆され、TP\_3での減速度積分値の決定係数0.93は目標値に近い値と判断できる。

以上の結果をダミー傷害値との相関が良好な順にまと

めて表1に示す。表1より、クロスシート着座乗客の傷害度を考慮した場合の我が国での最適な衝突安全性に関する評価指標は「減速度の積分値(TP\_3)」となる。

表1 ダミー傷害値との相関関係比較結果

評価指標	決定係数 (R <sup>2</sup> 値)	備考
減速度積分値 (TP_2)	0.96	乗客挙動解析が必要
減速度積分値 (TP_3)	0.93	TP_2以外で相関最大
減速度積分値 (TP_1)	0.90	欧州基準と評価時間同等
平均減速度	0.82	欧州基準
最大減速度	0.66	米国基準

一方、米国基準の評価指標である「最大減速度」は、ダミー傷害値との相関が低いため評価指標として推奨されない。欧州基準の「平均減速度」、欧州基準と同等の評価時間である「減速度の積分値(TP\_1)」は比較的良好な相関があった。欧州基準は欧州だけでなく、アジア

アなど多くの国で採用されているため、将来的には ISO 化など世界共通規格化の可能性が考えられ、我が国で採用しない場合には、これを否定する根拠が必要となる。「減速度の積分値 (TP\_3)」には及ばないものの、比較的ダミー傷害値と良好な相関があったことから、これら 2 つの評価指標も、我が国の基準として推奨される。ただし、最適な評価指標と比較して、ダミー傷害値との相関が低くなることから、安全率をより高く設定する必要があるため、車両のコスト増が想定される。

ここまで、我が国での車体構造の衝突安全性評価指標を検討してきたが、実際に、我が国における衝突安全性評価指標とその限度値を決定する場合には、関係省庁を初め、鉄道事業者や車両製造会社などの関係者での議論が必要である。その際、本研究で得られた知見は非常に有用であると考えられる。ダミー傷害値との相関性の高さおよび近い将来の世界共通規格化を考慮して、表 2 に示す 2 つの衝突安全性評価法を軸に検討を進めることを提案する。目安値は、図 10 のダミー傷害値の基準値から決定した。

案 1 は、今回検討した条件の中でダミー傷害値と最も強い相関 (決定係数が 0.93) があることが選定理由となる。また、評価に必要な波形が車体の減速度波形のみで、欧州基準に必要な列車と障害物との接触荷重波形が不要であることや、列車のシート間距離 (今回は 440mm として算出) に応じて評価時間を変更できることが利点として挙げられる。評価基準がない我が国においては、案 1 が最適であると考えられるが、将来の衝突安全性評価基準の ISO 化など、世界共通化を念頭におくと、案 2 は欧州基準に近い評価指標であり、決定係数が 0.90 とダミー傷害値との相関が十分良好であることが選定理由となる。

表 2 衝突安全性評価法の提案

	評価指標	目安値
案 1	減速度積分値 TP_3	7.5m/s 程度以下
案 2	減速度積分値 TP_1	11m/s 程度以下

## 5. まとめ

列車衝突事故時の乗客の安全性を向上させることを目的として、耐衝突性を考慮した鉄道車両の設計に活用できる、我が国の実情に即した衝突安全性評価法を検討した。日本の実情に即した様々な踏切事故条件で衝突解析

を行い、クロスシートに着座した乗客の傷害値との相関が高くなる車体衝撃減速度の処理方法を検討した結果、既存の欧米の評価指標よりも減速度波形を積分する減速度積分値の方が乗客の傷害値との相関が高くなることを示した。乗客の傷害値との相関性の高さおよび近い将来の世界共通規格化を考慮して、減速度積分値の積分時間を TP\_3 (車体減速度の 2 回積分値がシート間距離と等しくなる時刻まで) および TP\_1 (欧州基準と同等の評価時間) とする 2 つの評価指標と、それぞれの目安値を提案した。

実際に、我が国における衝突安全性評価指標とその限度値を決定する場合には、関係省庁を初め、鉄道事業者や車両製造会社などの関係者での議論が必要である。その際、本研究で得られた知見が極めて有用であると考えられ、これら 2 つの評価指標と、それぞれの目安値を軸に検討を進めることを提案した。

## 文 献

- 1) CEN, “EN15227:2008+A1:2010 Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies,” 2010.
- 2) Federal Railroad Administration, “49 CFR Part 238 Passenger equipment safety standards,” 2011.
- 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.3, pp.35-40, 2003
- 4) 宇治田寧: 機械・構造物の強度設計と事例 2. 鉄道車体, 材料, Vol. 59, No.7, pp.575-582, 2010
- 5) 沖野友洋, 永田恵輔, 佐藤裕之, 堀川敬太郎, 小林秀敏: 踏切衝突事故時の各因子が列車乗員の被害度に及ぼす影響評価, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.869, DOI: 10.1299/transjsme.18-00270, 2019
- 6) 沖野友洋, 永田恵輔, 堀川敬太郎, 小林秀敏: 乗客の傷害度との相関に基づく鉄道車両の衝突安全性評価方法, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.881, DOI: 10.1299/transjsme.19-00249, 2020
- 7) 沖野友洋: 踏切事故に対する車両の安全性を評価する, RRR, Vol.70, No.4, pp.12-15, 2013
- 8) 沖野友洋, 中井一馬, 高野純一, 榎並祥太, 長尾裕, 小川征輝: 衝突事故におけるクロスシート着座乗客の傷害評価, 鉄道総研報告, Vol.32, No.1, pp.29-34, 2018
- 9) 沖野友洋, 中井一馬, 高野純一, 榎並祥太, 長尾裕, 小川征輝: FEM 解析による衝突事故時のクロスシート着座乗客の傷害度評価手法, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.23-28, 2019