

実物大車体構体とダンプトラックを用いた 衝突試験による FE 解析の精度検証

沖野 友洋* 永田 恵輔* 高野 純一*

Verification of Finite Element Analysis Accuracy through Collision Test
Using an Actual Railway Carbody Structure and a Dump Truck

Tomohiro OKINO Keisuke NAGATA Jun-ichi TAKANO

It is impractical to conduct collision tests with the actual train unit to design the crash safety structure. Consequently, numerical simulation is effective and it is important to validate the analytical accuracy. Therefore, the authors conducted the collision test of a full size partial stainless-steel carbody structure of a railway leading vehicle and a typical large dump truck. In addition to the test, FE analysis was conducted under the same conditions as the experimental test in order to compare the numerical result with the experimental one. As a result, the numerical result was in agreement with the experimental result. Finally, using the FE analysis, the authors estimated the impact deformation and fracture behavior of the railway carbody under the actual level-crossing accident.

キーワード：車体強度，衝突安全性，衝突試験，踏切事故，有限要素解析

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。衝突事故時の安全性に優れた車体構造を設計する場合、実車による衝突試験を繰り返し実施することは現実的ではない。そのため、数値解析による衝突安全性評価が有効であるが、その解析精度を確保することが重要となる。

鉄道の衝突安全性に関する多くの研究が欧州や米国でなされている。例えば、実物大の衝突試験や数値解析が行われ、それらの比較がなされている。また、我が国においても、衝突試験と数値解析を実施した例として、2両編成の車両を線路上で走行させ、剛体とみなせる車両（停車）に 8.3m/s で衝突させる条件¹⁾、縮小した先頭車の先頭部分車体を走行台車に取付けて走行させ、剛体壁に 12.5m/s で衝突させる条件²⁾、先頭車両一両を線路上で走行させ、剛体壁に 7.5m/s で衝突させる条件³⁾、中間車を線路上で走行させ、剛体壁に 11.9m/s で衝突させる条件⁴⁾などの報告がある。しかしながら、日本の設計基準で作られた実物大の先頭車車体構体を用いた衝突試験の実施例はほとんどなく、ましてや実際の自動車との衝突試験は皆無に等しい。そのため、衝突事故における車両の損傷に関する基礎的なデータすら十分に得られていないのが現状である。

我が国において、車両の衝突安全性に関する設計基準はないが、欧州では衝突シナリオや衝突安全性評価手法

などが規定されている⁵⁾。衝突安全性の確認は3段階で実施することとなっており、第1段階で車両の衝撃吸収部（大変形部分）の実物大部分構造を対象に試験を実施し、第2段階で試験に相当する数値解析を実施して部分構造の解析モデルのキャリブレーションを行い、第3段階では、第2段階で解析精度を確保したモデルを拡張して列車モデルとして、衝突シナリオに基づいた数値解析を実施する手順となっている。この手順に基づいた車両の衝突安全性評価結果に関する報告があるが^{6)~9)}、第1段階の衝突試験はいずれも剛体壁への衝突であり、これは試験の容易さから広く採用されていると考えられる。しかしながら、第3段階で実施される衝突シナリオには、踏切事故を想定したタンクローリーを模した15トンの変形物との衝突条件があるが、剛体壁との衝突とは列車の変形モードが異なるため、第2段階での剛体壁との衝突試験による解析精度確保では十分ではない可能性が考えられる。一方で、欧州基準がISOなどの国際規格化される動きがあるため、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り、前述の第3段階での衝突安全性の確認方法の検証が求められる。特に衝突シナリオについて、筆者らは、我が国で過去に発生した主要な踏切事故の統計的調査を実施し、衝突速度と衝突対象物を整理したが、衝突対象物はトラック、トレーラーおよびダンプトラックが70%を占めており¹⁰⁾、欧州基準で想定されるタンクローリーとの衝突はまれであることから、我が国の実情に即した踏切事故シナリオが求められる。

筆者らは、列車衝突事故時の先頭車の衝撃挙動を把握

* 車両技術研究部 車両強度研究室

することを目的として、ステンレス鋼製先頭車両の実物大の部分車体構体を用いて、剛体壁に衝突させる衝突試験を実施するとともに、衝突試験を模擬したFE解析を実施し、試験結果と解析結果を比較検証して解析モデルの精度を向上した。また、大型ダンプトラックとの衝突についても、同様の試験・解析を実施した¹¹⁾。

本報では、上記文献 11 の後半部分である大型ダンプトラックとの衝突について一部加筆・修正の上、紹介する。また、前半部分である剛体壁との衝突については、便宜上、先行研究と呼ぶ。まず先行研究と同じ構造の実物大部分車体構体を用いて、大型ダンプトラックに衝突させ、我が国の実情に即した踏切事故シナリオによる衝突試験を実施した。これにより、車体構体、ダンプトラック双方の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重や衝撃減速度の時刻歴などの基礎的なデータを取得した。次に、欧州基準で規定された3段階での衝突安全性の確認方法が、日本の実情に即した条件でも適用可能であることを確認するために、先行研究で構築した車体モデルを用いて、大型ダンプトラックとの衝突試験を模擬したFE解析を実施し、試験結果と解析結果を比較検証した。さらに、部分列車車体モデルを拡張して1両の車両モデルとし、大型ダンプトラックとの衝突解析を実施し、実事故時の車体の衝撃変形破壊挙動および衝撃荷重や衝撃減速度の時刻歴などを推定した。

2. 車体構体と大型ダンプトラックの衝突試験

2.1 衝突試験条件および計測系

衝突試験には、1980年代以降に量産された標準的なステンレス鋼製先頭車両の廃車を用いた。具体的には、図1に示すように車体構体をまくらばり後端で切断し、切断面に補強板を取付けて試験体を製作し、走行台車にロードセルを介して取付けた。試験体の外形は長さ約3.2m×幅約3m×高さ約3mで、走行台車を含めた総質量は約10.2トンである。ロードセルは、試験体の四

隅と中はり断面位置2カ所の合計6カ所に設置した。この試験体付き走行台車を、過去に発生した踏切重大事故の平均衝突速度15m/s¹²⁾で、静止した大型ダンプトラックの左側面に衝突させた(図1)。ダンプトラックの総質量は約22トンであり、荷台に約10.1トンの土嚢を積載した。図2に示すように、ダンプトラックと試験体のなす角は90度に設定し、ダンプトラック荷台内寸の中央と試験体中心を一致させた。試験体の台枠底面の地上からの高さは610mm程度で、実際の高さ(図面寸法1002mm)より390mm程度低い。これは、試験体付き走行台車を安全に高速走行させるため、重心を下げる必要があったためである。

計測系は、前述の走行台車に6個の前後方向ロードセル、図3に示すまくらばり直上床面に4点の前後方向加速度センサ(A-1の予備A-1'を含む)およびダンプトラックと最初に接触すると想定される貫通路柱前方にテープスイッチ(接触センサ)を設置し、走行台車上に設置したデータロガーによりサンプリング時間0.1msで記録した。なお、試験体の進行方向を前後方向と定義する。また、地上側に設置したレーザ式速度計により、衝突直前の試験体付き走行台車の速度を計測し、高速度カメラにより、試験体の両側面および上方から見た衝突挙動をサンプリング時間1msで記録した。なお、テープスイッチから信号が出力された時刻、すなわち試験体とダンプトラックが接触開始した時刻を $t=0$ とした。

得られた計測データについて、6個のロードセル各々の軸圧縮方向荷重値の和を求め、自動車業界で広く使用されるCFC1000フィルタ処理¹³⁾を実施して圧縮荷重 P を算出した。また、各加速度センサから得られる加速度 a は、50Hzローパスフィルタ処理(位相遅れなし)を実施した。高速度カメラで撮影した動画から、図1に示す台枠後端近傍の基準ターゲットマーク(左右側面の合計2カ所)の座標の時刻歴を抽出した後、進行方向への移動量を算出してCFC60フィルタ処理¹³⁾を実施し、これらの平均値を微分して試験体の速度 v とした。なお、

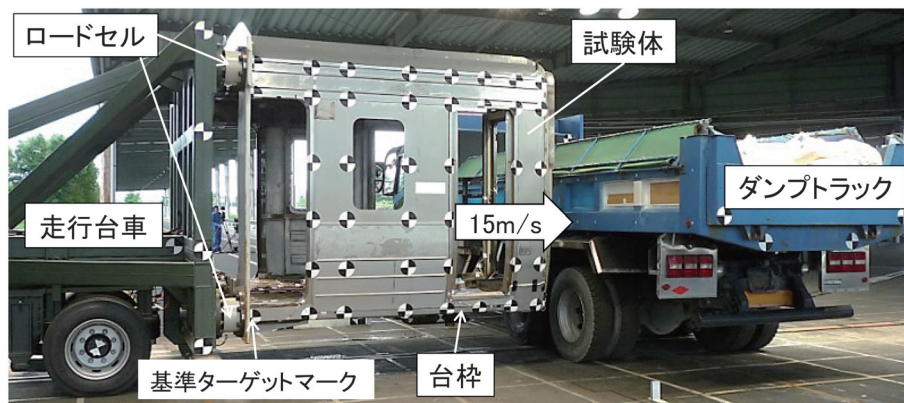


図1 試験体(実物大部分先頭構体)とダンプトラック

荷重および加速度は試験体を基準とした前後方向、速度は地上を基準とした前後方向が検討対象である。

2.2 ダンプトラックとの衝突試験結果

レーザ式速度計で計測した衝突直前の走行台車の速度

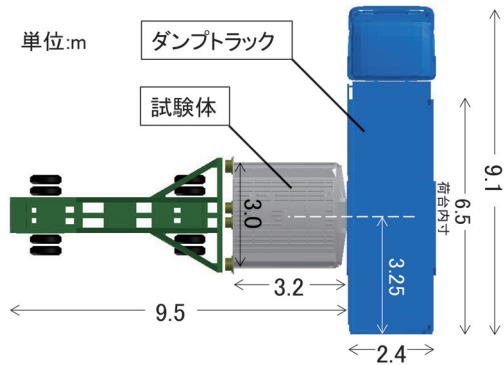


図2 試験体とダンプトラックの水平方向位置関係

は15.08m/sであった。衝突試験における高速度カメラの映像を図4に、最終的な試験体およびダンプトラックの変形状況を図5および図6に、試験体の圧縮荷重 P および速度 v 、加速度 a の時刻歴を図7、図8にそれぞれ

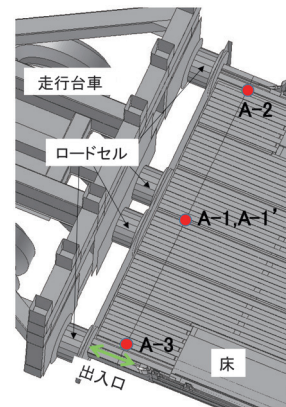


図3 試験体の加速度センサ位置

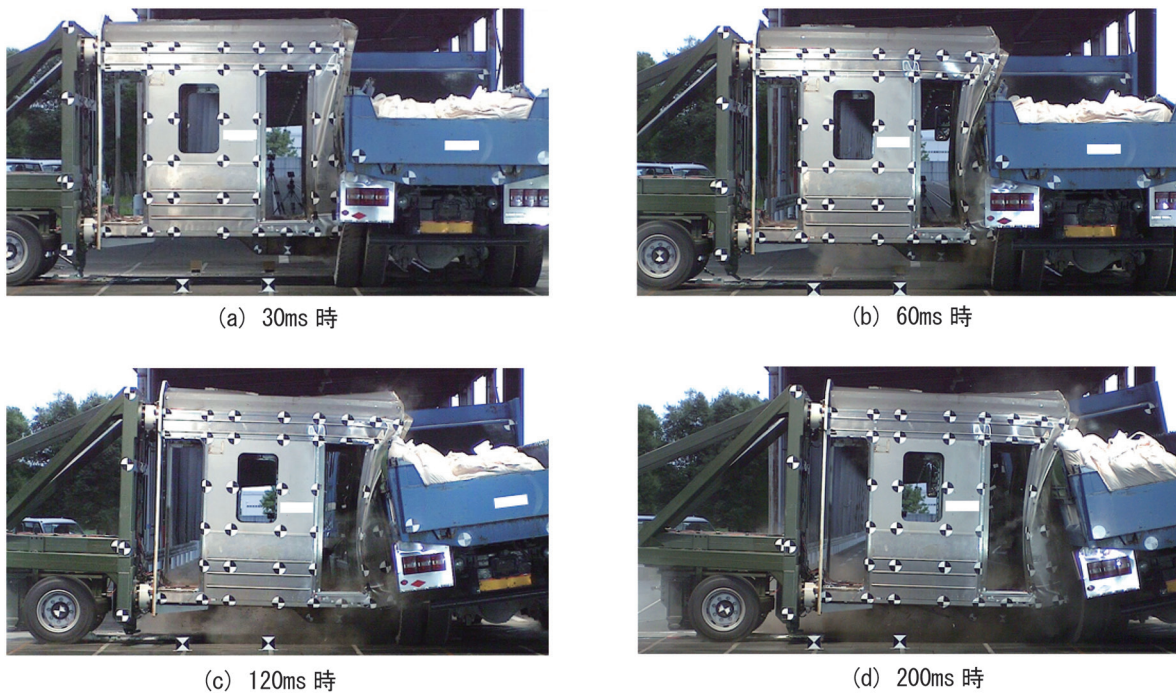


図4 衝突試験時の高速度カメラ映像

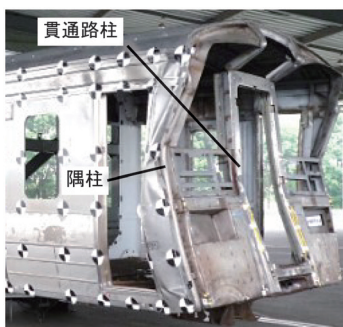


図5 試験体の変形状況



図6 ダンプトラックの変形状況

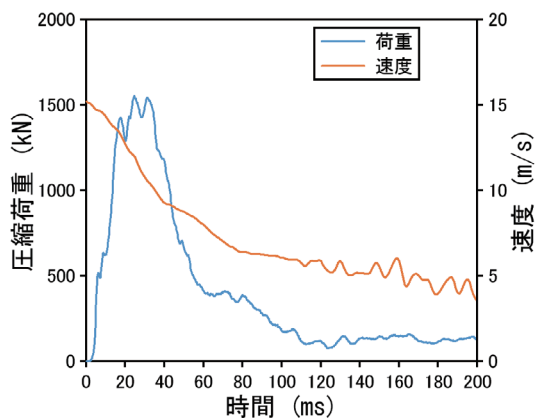


図7 圧縮荷重と試験体速度の時刻歴

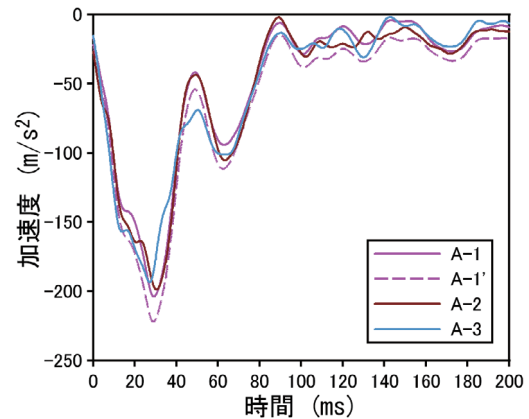


図8 試験体の加速度の時刻歴

れ示す。図8において、負の値は減速度を示す。

図4に示すように、本衝突試験は、試験体において比較的強度の高い台枠よりもダンプロックの荷台が上方に位置する乗り上がり条件での衝突である。貫通路柱や隅柱などの妻面（前面）中央部が荷台と衝突することにより、妻面は曲げ変形、台枠は前方が上方に持ち上げられる様に曲げ変形し、側外板や床波板などのスポット溶接部が破断して、最終的には図5に示す形状となった。また、2本の貫通路柱を上部で繋ぐ貫通路フレームの中央部が前後方向に押し込まれた変形量は514mmであった。先行研究での結果と比較すると、剛体壁との衝突試験では、試験体の主要な部材が圧壊され座屈する圧縮変形挙動が主であったのに対し、ダンプロックとの衝突試験では、主要な部材の曲げ変形挙動が主であり、衝撃変形破壊挙動が大きく異なった。なお、欧州基準で規定されたタンクローリー形状を衝突対象とした場合でも、タンク部が台枠よりも上方に位置するため、ダンプロックとの衝突時と同様に、車体構体の主要な部材の曲げ変形挙動が主になると考えられる。

一方、ダンプロックは上方から見て左回転する挙動となり、図6に示すように荷台において試験体が接触した範囲で局所的に変形が認められ、左後輪の2輪のタイヤホイールが損傷して破断した。ダンプロックのタイヤホイール上部が試験体の妻面下部の台枠高さ近傍に衝突したために、タイヤホイールにせん断荷重が作用したことにより破断したと考えられる。また、図6右に示すようにメインフレームとサブフレームの間にずれが生じていた。これは、タイヤホイールからダンプロック車軸方向への入力荷重により、メインフレームが押し込まれたためと考えられる。

図7より、試験体に作用する圧縮荷重は、 $t=17\text{ms}$ 程度まで急激に上昇し、 $t=35\text{ms}$ 時まで $P=1500\text{kN}$ 程度を維持し（最大荷重1554kN）、その後 $t=60\text{ms}$ 時に $P=400\text{kN}$ 程度まで急激に低下した後、 $t=80\sim 110\text{ms}$ 間は

緩やかに低下し、 $t=110\text{ms}$ 以降は $P=130\text{kN}$ 程度を維持する結果となった。一方、試験体の速度は $v=15\text{m/s}$ 程度で衝突した後、 $t=40\text{ms}$ 程度までほぼ直線的に低下して $v=9\text{m/s}$ 程度となった後、減速率が低下して、 $t=80\text{ms}$ 時には $v=6.4\text{m/s}$ となり、その後、さらに減速率が低下して $t=200\text{ms}$ 時には $v=3.6\text{m/s}$ となった。この図より、試験体速度の減速率が変化する点が、試験体に作用する圧縮荷重が急激に低下する時刻とほぼ一致した。

図8より、試験体に作用する衝撃減速度は、A-1からA-3までほぼ同様な波形となった。 $t=30\text{ms}$ 前後で最大値 $a=190\sim 220\text{m/s}^2$ 程度となり、その後 $t=50\text{ms}$ 時で極小値 $a=40\sim 70\text{m/s}^2$ 程度まで低下した後、 $t=64\text{ms}$ 時で極大値 $a=95\sim 110\text{m/s}^2$ 程度まで上昇し、 $t=85\text{ms}$ 以降は $a=17\text{m/s}^2$ 程度を維持する結果となった。

3. 車体構体と大型ダンプロックの衝突解析

3.1 FE解析モデル

図9に本研究で用いたFE解析モデルを示す。試験体および走行台車モデルは、先行研究で実施した剛体壁への衝突試験結果との比較検証によって解析精度を確保したモデルである。主要な構造部材はシェル要素で、ロードセルなど一部はソリッド要素で構築し、各部材間のスポット溶接部、アーク溶接部はリンク要素でモデル化した。節点数は約65万点、要素数は約61万個である。車体に用いられる各種材料について、材料のひずみ速度依存性を考慮するために、小型試験片を用いて、検力ブロック式高速材料試験機などにより $1\times 10^{-4}\sim 8\times 10^2/\text{s}$ までのひずみ速度で引張試験を実施し、得られた複数の応力ひずみ曲線を再現するよう、FE解析モデルの材料特性のパラメータ調整を実施した。さらに、スポット溶接やアーク溶接の破断特性を考慮するために、準静的なせん断および十字引張試験を実施することで得られた破断特性を再現するよう、材料特性のパラメータ調整を実

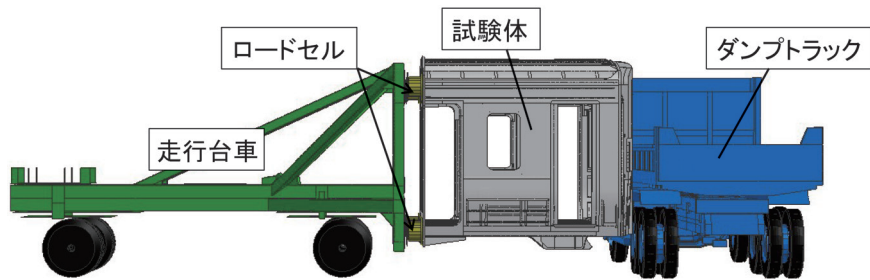


図9 試験体とダンプトラックのFE解析モデル

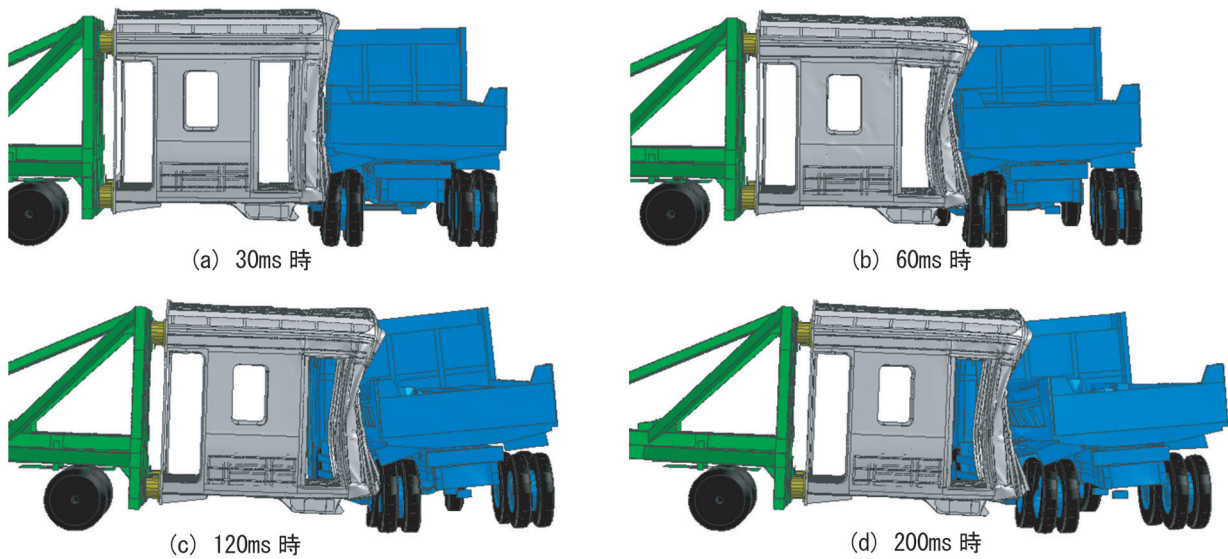


図10 衝突試験を模擬した解析結果（試験体とダンプトラックの変形挙動）

施した。ダンプトラックの解析モデルは、主要な構造部材は要素サイズ 50mm を標準としたシェル要素で構築し、積荷（土嚢）など一部にソリッド要素を用いた。積荷の要素サイズは 150mm を標準とした。節点数は約 11 万点、要素数は約 11 万個である。

解析には汎用の陽解法有限要素解析プログラム PAM-CRASH (Ver 2016.0) を使用した。

3.2 衝突試験を模擬した FE 解析結果および考察

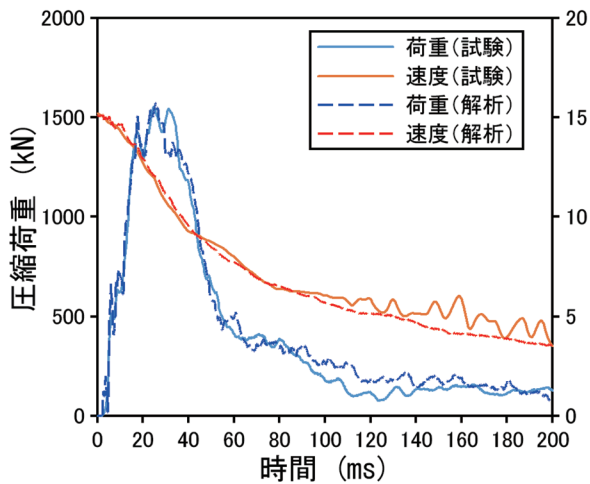
2章で実施した衝突試験を模擬した FE 解析を実施した。試験体およびダンプトラックの変形状況の解析結果を図 10 に示す。また、図 11 (a) に試験体の圧縮荷重 P および速度 v の時刻歴の解析結果を、図 11 (b) に試験体の A-1 における加速度 a の時刻歴の解析結果を試験結果とあわせて示す。図 4 と図 10 を比較すると、時系列での試験体の変形状況やダンプトラックの挙動がほぼ一致した。試験において、貫通路フレームの中央部が前後方向に押し込まれた最終的な変形量は 514mm であったが、 $t=300\text{ms}$ 時での解析結果は 488mm（最終変形量の 95%）であり、概ね一致していると考えられる。

図 11 (a) の解析結果（破線）と試験結果（実線）を

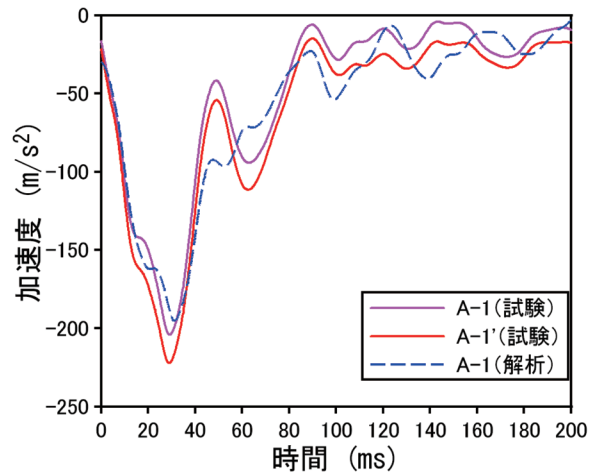
比較すると、圧縮荷重および試験体速度の時刻歴も良く一致した。圧縮荷重の最大値は 1572kN であり、誤差は 1.2% であった。 $t=90\sim 140\text{ms}$ 程度において比較的誤差が大きく、解析による圧縮荷重 P が試験結果よりも 100kN 程度大きくなっており、これにより解析結果の方が試験体速度がより低下したと考えられる。この領域は、積荷（土嚢）の影響が大きいことがパラメータスタディにより分かっており、土嚢を簡易的にソリッド要素でモデル化したことが誤差の要因と考えられ、土嚢の詳細なモデル化は今後の課題である。

図 11 (b) の解析結果（破線）と試験結果（実線）を比較すると、A-1 における減速度波形は、最大値を含む $t=40\text{ms}$ 程度までは良く一致したが、 $t=40\sim 80\text{ms}$ 程度における減速度の変動が再現できず、 $t=80\text{ms}$ 以降の定常状態は概ね再現できた。全体的な傾向は概ね一致したと考えられる。

以上の変形挙動および各種波形履歴の比較検証結果から、概ね試験結果を再現できることが確認された。このことから、衝突時における列車の大変形発生部を試験体とし、剛体壁への衝突試験を実施して試験結果と比較検証することで列車モデルの解析精度を担保すれば、列車

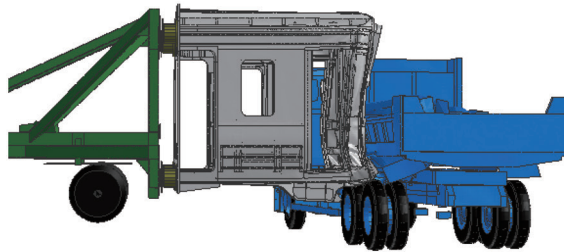


(a) 圧縮荷重と試験体速度の時刻歴

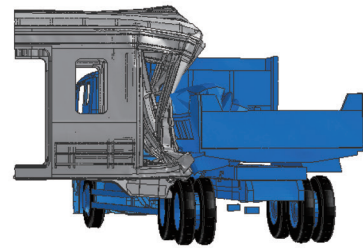


(b) 試験体の加速度 (A-1) の時刻歴

図 11 試験結果と解析結果の比較



(a) 実高さ条件 (200ms 時)



(b) 実車条件 (200ms 時)

図 12 実高さ条件および実車条件での解析結果 (変形挙動)

とダンプトラックとの踏切事故解析のように変形モードが異なる場合でも、良好な精度で各種変形破壊挙動を再現できることが確認できた。したがって、欧州基準で規定される3段階での車両の衝突安全性の確認方法は、日本の実情に合わせた場合でも有効であることが確認された。

3.3 実際の試験体高さでの衝突挙動の推定

2.1 節で示した通り、衝突試験では安全への配慮のため、試験体の台枠底面の地上からの高さは610mm程度で、実際の高さ(図面寸法1002mm)より390mm程度低い条件(以後、試験条件と呼ぶ)で試験を実施した。試験体が実際の高さだった場合の衝突挙動を確認するために、試験体高さを390mm上昇させて実際の高さとした条件(以後、実高さ条件と呼ぶ)および実高さ条件に、列車一両の条件を加えたより実際の車両に近い条件(以後、実車条件と呼ぶ)でFE解析を実施した。実車条件では、走行台車やロードセル等を削除して試験体モデルのみを残し、まくらばり後端以降から車両後端までのモデル化していない部位をその重心位置に質量と慣性モーメントを与えて試験体モデル後端に拘束し、台車も同様な手法でモデル化することで列車一両モデルとした。列車一両モデルの総質量は30.6トンとし、台車相当位置

での前後方向の並進運動のみ許容し、それ以外の運動自由度を拘束した。

試験体およびダンプトラックの $t=200\text{ms}$ 時での変形状況について、実高さ条件および実車条件での解析結果を、図12(a)および図12(b)にそれぞれ示す。図10(d)と比較すると、試験体の沈み込みおよびダンプトラックの傾きが小さくなった。これは、試験条件では比較的強度の高い台枠よりもダンプトラックの荷台が上方に位置する乗り上がり条件での衝突であったのに対し、実高さ条件では台枠の高さが相対的に高くなり、荷台の位置に近づいて乗り上がり量が低下したためと考えられる。また、列車質量が増加したことにより、図12(a)と比較して図12(b)の方が試験体の変形量が大きくなった。

図13(a)に圧縮荷重 P の時刻歴の解析結果を、試験条件と実高さ条件を比較して示す。また、より実際に近い実車条件ではロードセルを取り外しており圧縮荷重が出力できないため、試験体とダンプトラックの接触荷重の時刻歴を比較することとし、3条件での解析結果を図13(b)に示す。また、3条件での試験体速度 v およびA-1位置における加速度 a の時刻歴の解析結果を図13(c)、図13(d)にそれぞれ示す。

まず、衝突高さによる影響について検討するために、

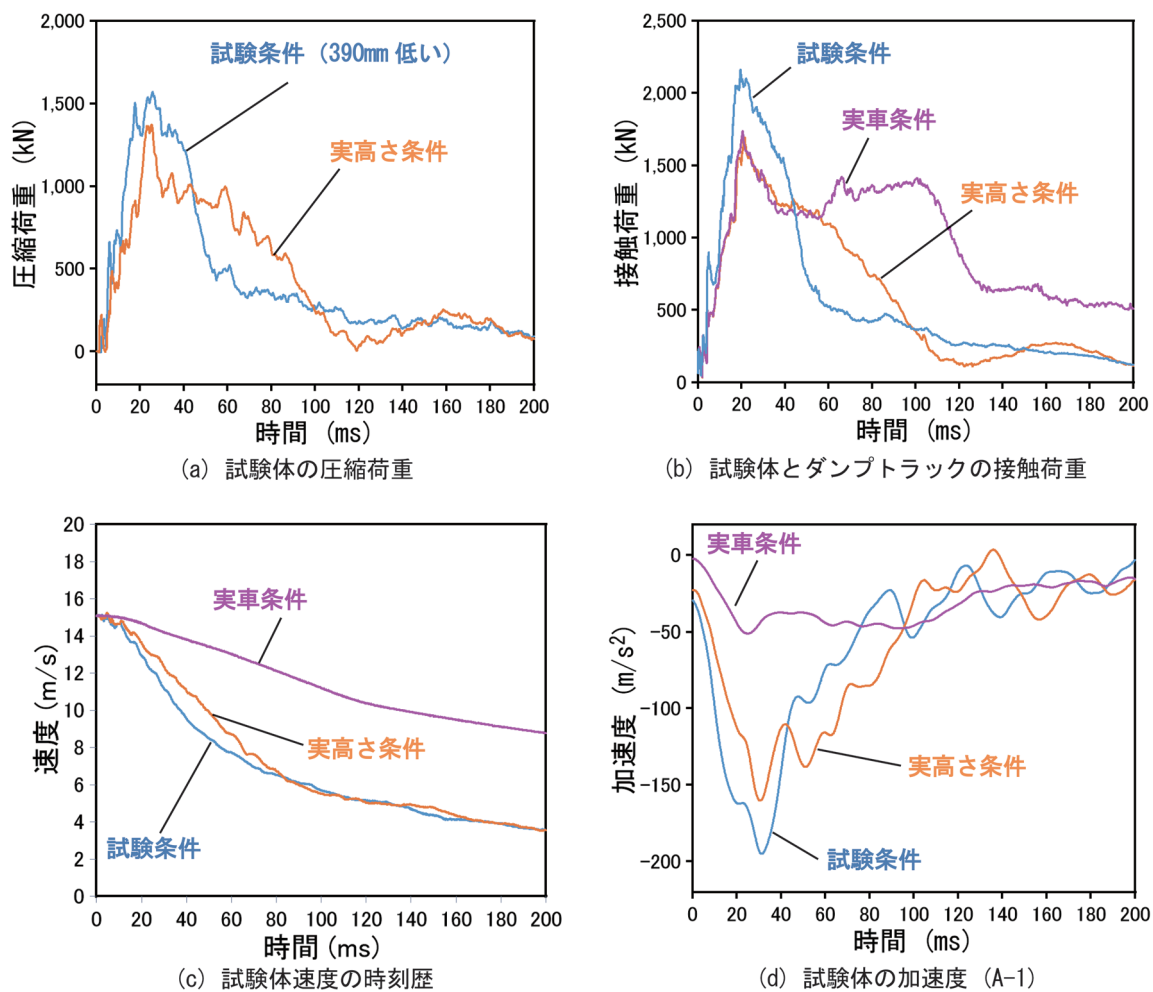


図 13 試験条件，実高さ条件，実車条件での解析結果の比較（試験体の圧縮荷重，接触荷重，速度および加速度）

試験条件と実高さ条件を比較する。図 13 (a) より、実高さ条件では試験条件と比較して、圧縮荷重は $t=45\text{ms}$ 程度までは小さくなり、 $t=45\sim 100\text{ms}$ までは大きくなった。 $t=25\text{ms}$ 時に最大荷重 1374kN 程度となり、試験条件と比較して 198kN 程度小さくなった。最大荷重となった後、 $t=120\text{ms}$ 程度までほぼ直線的に荷重が減少し、その後 $P=140\text{kN}$ 前後を維持する結果となった。図 13 (c) より、試験体速度は $t=10\sim 80\text{ms}$ 程度までは実高さ条件の方が高くなり、速度をより維持する結果となった。また図 13 (d) より減速度は、試験条件で最大値 195m/s^2 程度であったのに対し、実高さ条件では 160m/s^2 程度と小さくなり、全体の傾向は圧縮荷重と同様となった。これらの結果の差異は、試験体がダンプロックのタイヤホイールに衝突するか否かによる影響が大きいと考えられる。すなわち、試験条件では試験体の台枠近傍がタイヤホイールに衝突し、タイヤホイールを介してダンプロックの駆動装置などの重量物が台枠近傍に荷重を负荷したのに対し、実高さ条件ではタイヤホイールとの接触はなく、ダンプロックの荷台との接触による荷重负荷が主であったためである。このため、試

験条件では図 6 右に示すように、メインフレームが押し込まれるようにサブフレームとの間にずれが生じたが、実高さ条件ではサブフレームが押し込まれるようにずれが生じた。このように、実高さ条件ではダンプロックの荷台（上回り）との接触の後、遅れて駆動装置を含むメインフレーム（下回り）の質量が影響を及ぼすのに対し、試験条件では、上回りと下回りがほぼ同時に影響を及ぼすために、上述の結果の差異が生じたと考えられる。次に、列車質量の影響を検討するため、実高さ条件と実車条件を比較する。図 13 (b) より、試験体とダンプロックの接触荷重は、最大荷重値を含め $t=56\text{ms}$ 程度まではほぼ一致し、実高さ条件では荷重が徐々に低下するのに対し、実車条件では荷重を維持し、 $t=200\text{ms}$ 時で実高さ条件では $P=115\text{kN}$ に対し、実車条件では 507kN となった。この結果から、衝突初期においては、試験体の後端部に付与した質量は、接触荷重に影響を与えないと考えられる。図 13 (d) より減速度波形は、実高さ条件で最大値 160m/s^2 であったのに対し、実車条件では 51m/s^2 と 32% 程度となった。これは図 13 (c) のように、列車質量の大きい実車条件の方が試験体速度の

低下率が小さいためであり、接触荷重が $t=56\text{ms}$ 程度まではほぼ一致したことから、同時刻までは、減速度は列車質量と概ね反比例すると考えられる。

4. まとめ

本研究では、万一の踏切事故時に乗客や乗務員の被害を軽減する車体構造を設計するために、先頭車の衝撃挙動を把握すること、および欧州基準で規定された試験とFE解析を組み合わせた3段階での衝突安全性の確認方法が、日本の実情に即した条件でも適用可能であることを確認することを目的とした。ステンレス鋼製先頭車両の実物大の部分車体構体（総質量約10.2トン）を試験体として、静止した大型ダンプトラック（総質量約22トン）の側面に速度15m/sで衝突させる試験を実施するとともに、試験に対応するFE解析を実施した。先行研究で実施した剛体壁を対象とした衝突試験とFE解析の結果と併せて以下の結論を得た。

- (1) 試験体が大型ダンプトラックの側面に衝突した場合、試験体は妻面（前面）および台枠前方が曲げ変形し、側外板や床波板などのスポット溶接部の破断が認められ、ダンプトラックは回転移動し、荷台に局所的な変形が認められた。試験体がダンプトラックのタイヤホイールに衝突するか否かで衝撃挙動が大きく異なり、衝突に伴う衝撃変形破壊挙動や衝撃圧縮荷重、試験体速度および衝撃減速度の時刻歴などの基礎的なデータを明示した。
- (2) 大型ダンプトラックとの衝突では曲げ変形挙動が主となる一方、剛体壁への衝突では圧縮変形挙動が主となり、列車の変形モードが異なるが、試験がより容易に実施できる剛体壁への衝突試験および解析を実施して結果を比較検証することで解析精度を確保すれば、大型ダンプトラックとの衝突解析も十分な精度で再現できることを示した。衝突対象物の主要構造部が台枠よりも上方に位置する場合（例えば欧州基準で定義されたタンクローリー）も同様と考えられる。したがって、欧州基準で規定される3段階での車両の衝突安全性の確認方法は、日本の実情に即した条件でも適用可能であると考えられる。
- (3) 大型ダンプトラックとの衝突試験を精度良く再現できる試験体モデルを拡張して実車モデルとし、実際の事故を想定した衝突解析を実施し、変形挙動、衝撃圧縮荷重、車体速度および衝撃減速度の時刻歴を推定した。本データは、我が国の実情に即した衝突シナリオの設定に資する重要な知見になると考えられる。

本研究で構築した列車と大型ダンプトラックとの踏切事故解析モデルを用いて、今後も様々な衝突条件下での検証を進め、衝突事故時に乗客や乗務員の被害を軽減するための車両の設計指針の検討を進めていく予定である。

文献

- 1) 宇治田寧, 鈴木康文, 舟津浩二, 前橋栄一: 鉄道車両の実車衝撃試験, 日本機械学会年次大会講演論文集, No.99-1, pp.387-388, 1999
- 2) 畑弘敏: 衝突シミュレーションを活用した鉄道車両設計の検討, 平成13年鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, S8-3-7, pp.647-650, 2001
- 3) 丸中俊則, 田口真, 木村敏宣, 岸田和人, 熊本秀喜, 吉川孝男: 鉄道車両の耐衝突性能に関する研究(第2報, 構体の一両衝突試験と数値計算を用いた衝突挙動の解明について), 日本機械学会論文集A編, Vol.68, No.666, pp.343-348, 2002
- 4) 濱島豊和, 西村和彦, 曄道佳明: 非線形動的解析を用いた鉄道車両構体の塑性領域を含む長手方向強度評価, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.821, DOI: 10.1299/transjsme.14-00255, 2015
- 5) CEN, "EN15227:2020 Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicles," 2020.
- 6) Mochida, T., Yamaguchi, T., Kawasaki, T. and Miyamoto, T., "Development of crashworthy structure composed of aluminium alloys for high-speed railway vehicle," Proceedings of the World Congress on Railway Research 2008, 2008.
- 7) Alois, S., Benedetto, C., Tim, G., "The impact of the new FRA waiver regulations on the design requirements of European trains – A case study based on the Stadler GTW DMU," Proceedings of the 8th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles, 2011.
- 8) Paradies, R., Autio, M., "Crashworthy double deck steering coach for the finnish railways," Proceedings of the 9th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles, pp.83-100, 2013.
- 9) Warnt, N., Koudolo, M.D., "Crash management system of new BART car San Francisco," Proceedings of the 11th International Symposium Passive Safety of Rail Vehicles, 2017.
- 10) 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
- 11) 沖野友洋, 永田恵輔, 高野純一, 小林秀敏: ステンレス鋼製鉄道車体構体とダンプトラックの実車を用いた衝突試験

- と FE 解析, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.902, DOI: 10.1299/transjsme.21-00073, 2021
- 12) 沖野友洋, 山本勝太, 高野純一, 宇治田寧: 列車乗務員の傷害度を指標とした踏切事故時の車両の衝突安全性評価, 日本機械学会第 19 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.2604, 2012
- 13) ISO 6487, "Road vehicles – Measurement techniques in impact tests – Instrumentation," 2015.