

有限要素法による車両／軌道の加振モデルの構築

○ [土] 後藤 恵一 [土] 曾我部 正道

[土] 浅沼 潔 [土] 徳永 宗正 (鉄道総合技術研究所)

Construction of Vibration Analysis Model with Railway Vehicle and Track by Finite Element Method

○ Keiichi Goto, Masamichi Sogabe,

Kiyoshi Asanuma, Munemasa Tokunaga (Railway Technical Research Institute)

In this study, in order to evaluate post-derailment behavior of a vehicle and performance of vehicle guide devices, we constructed the vibration analysis model with both a half-car and track by three-dimensional finite element method. And, we confirmed the validity of this analysis model by comparing the result of this analysis model with the result of other analysis program whose accuracy had already been verified.

キーワード：動的相互作用, 有限要素法, マルチボディダイナミクス, 車両, 軌道, 脱線

Key Words : Dynamic interaction, Finite element method, Multibody dynamics, Railway vehicle, Track, Derailment

1. はじめに

2004 年の新潟県中越地震において, 走行中の新幹線の脱線が発生した. それ以降, 各所で地震時列車走行性に関する様々な研究が進められている. 鉄道構造物等設計標準・同解説 (変位制限: 以下, 変位標準)¹⁾では, 大規模地震動に対して単一の対策のみで列車の走行安全性を確保することが困難であること, 従って, 大規模地震動に対しては, 早期地震検知システム, 構造物の補強, 軌道の安全対策等を利用し, 鉄道システム全体として減災に努める必要があることが指摘されている.

このうち軌道に関する対策として, 脱線した車両を反対線や線路外部に逸脱させないための各種逸脱防止装置の開発が進められている^{1),2)}. このような逸脱防止装置を導入する場合には, 当該装置がどのようなメカニズムで機能するのか, また, どの程度の地震動まで有効であるのか等を明らかにすることが重要となる. しかしながら, これまで脱線後の車両挙動については十分な検討が行われておらず, また, 逸脱防止装置等の性能についても未解明な点が多いのが現状である.

このような背景から, 近年, 数値解析により脱線前から脱線後までの一連の車両挙動を表現し, さらに, 車輪と逸脱防止装置との衝突を考慮することで, その逸脱防止性能を評価する手法が提案されている³⁾. 上記解析手法は, Multibody Dynamics の手法を用いて逸脱防止ガードを变形しない剛体断面とし, 車輪と逸脱防止装置間の接触をマクロに取り扱うことで高速計算を実現し, 数十秒間にわたる脱線前後の車両挙動を表現可能である. その一方で, 車輪衝突時の逸脱防止装置の瞬間的かつ局所的な变形, 車輪の回転やアタック角等, 比較的微視的な視点の影響については考慮することは困難であった.

そこで本研究は, 脱線前後の車両挙動を表現可能であり, かつ, 上記の影響を考慮した上で, 脱線車輪と逸脱防止装置を始めとした各種軌道部材との瞬間的な衝突現象を精緻に表現可能な数値解析手法の確立を目的に, その第 1 段階として, 三次元有限要素法を用いた半車両モデルと軌道モデルからなる加振モデルの構築を行った. また, 実物大の振動台実験等によってその精度が検証されている解析プログラムと正弦波加振解析の結果を比較することで, 本解析モデルの妥当性を検証するとともに, 脱線が生じるような大振幅で加振した際の車輪とレール間の相互作用力 (輪重・横圧) について考察を行った.

2. 解析モデルの構築

2.1 車両の力学モデル

図 1 に車両の力学モデルを示す. 車両の力学モデルでは, 車体, 台車, 輪軸を質点として仮定して運動方程式を記述した. これら質点をばねとダンパで結合して, 車両の力学モデルを構築した. 実車では, 各構成要素間に相対変位抑制のためのストップが設けられているため, 各ばねは多直線近似の非線形ばねによりモデル化した. また, 速度の依存性が強いダンパについても同様に, 非線形モデルとした.

ここで, 本解析モデルでは, 車両は進行方向(x), ピッチ

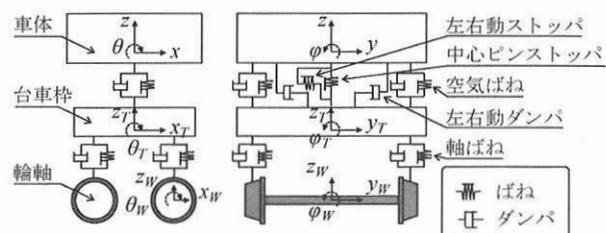


図 1 車両の力学モデル (半車両モデル)

ング(θ), ヨーイング (ψ) の自由度を拘束した yz 平面内で運動を解析する半車両モデルとし, 車体は, 重心位置で水平(y), 鉛直(z), ローリング(ϕ)の3自由度を持つ. また, 台車枠も重心位置で水平(y_r), 鉛直(z_r), ローリング(ϕ_r)の3自由度を, 各輪軸も同様に水平(y_w), 鉛直(z_w), ローリング(ϕ_w)の3自由度を持つ.

2.2 軌道の力学モデル

図2に軌道の力学モデルを示す. 軌道はスラブ軌道を想定してモデル化を行った. 軌道の力学モデルも車両の力学モデルと同様に, 軌道スラブ及びレールを質点と仮定して運動方程式を記述した.

軌道スラブは半車両をカバーできる大きさとして全長3m, レールは均一断面の剛体として各車輪直下に500mmずつモデル化した. 軌道スラブとレール間は鉛直方向ばね, 水平方向ばね, 小返りばねによりモデル化した. ただし, 各ばね定数は, 1車輪あたり1締結分とした.

2.3 車輪とレール間の接触モデル

図3に車輪とレールの要素メッシュ形状を示す. 図に示すように, 車輪とレールはそれぞれ3次元のシェル要素により実形状を詳細にモデル化し, その動的接触は3次元形状同士の接触を考慮したペナルティ関数法⁴⁾により表現した. ペナルティ関数法は, 接触する物体の境界面間に仮想の垂直ばねを付加する手法であり, 接触領域の変化とともに自由度が増減せず, 接触・非接触を繰り返す複雑な系の挙動を解析するのに適する手法である.

本解析モデルでは, レールは60kgレールの断面形状を154点で離散化し, これを線路方向に伸ばして要素メッシュを作成した. 車輪は新幹線円弧踏面の断面形状を28点で離散化し, これを輪軸中心周りに回転させることで要素メッシュを作成した. 車輪とレール間の摩擦についてはクーロン摩擦を仮定し, その摩擦係数を0.3とした.

2.4 数値積分法

本研究では, 陽解法に基づく非線形構造解析用汎用解析プログラムLS-DYNA(Ver.971)により解析モデルを構築した. 数値積分には中央差分法を用いた. また, 解析における時間刻みは0.1msecとした.

3. 解析モデルの妥当性検証

本章では, 前章で構築した解析モデルと, これまで実物大の振動台実験との比較により既にその精度が検証されている「新幹線車両と鉄道構造物との動的相互作用解析プログラムDIASTARS III (以下, DIASTARS)」⁵⁾と同一条件での正弦波加振解析を実施し, 両者の結果を比較することで, 本解析モデルの妥当性を検証した. ここで, DIASTARSは車両全体をモデル化した機構解析プログラムである.

3.1 解析条件

一定振動数, 一定振幅の左右方向の正弦波振動を軌道スラブに5波入力した. また, 加振開始・終了時の衝撃を抑えるために入力波形の前後には1周期分の緩和形状を挿入した. 加振振動数は0.5Hz~2.0Hz, 加振振幅については,

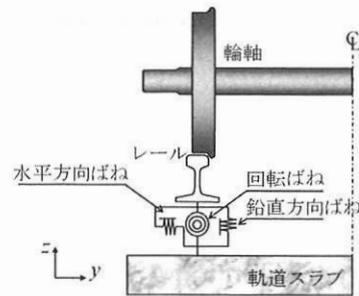


図2 軌道の力学モデル

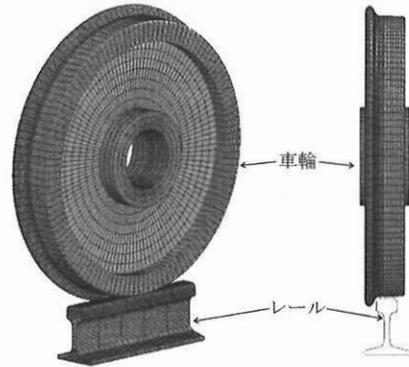


図3 車輪とレールの要素メッシュ形状

地震時の脱線の目安とされている車輪とレール間の鉛直方向相対変位 (以降, 車輪上昇量) 30mm や車輪とレール間の水平方向相対変位 (以降, 車輪水平移動量) 70mm¹⁾を見極めるために, 加振振幅を10mmずつ増加させながら実施した. ここで, 本解析モデルでは, 車両をレール上に載荷する段階から解析を開始するため, レール上に車両を載荷後, 車両全体の応答が落ち着いたのちに加振を開始した. また, DIASTARSによる解析では, 車両を極めて低速で走行させた状態で加振した.

3.2 解析結果

(1) 時刻歴波形の比較

本解析とDIASTARSの解析結果を比較する一例として, 図4に加振振動数0.5Hz, 加振振幅360mm時の時刻歴波形を示す. ちなみに, 加振振動数0.5Hzにおいて, 加振振幅360mmは車輪上昇量30mmを指標とした場合の走行安全限界振幅である. また, 時刻歴波形は, 車両の運動にとって重要な車体水平変位, 車体ロール角, 車体水平加速度, 車輪上昇量, 左右の横圧と輪重を示した.

まず, 車体の水平変位とロール角を比較すると, 本解析モデルにおけるロール角が若干大きくなっているが, 振動周期については良く一致していることが分かる. 地震時の車両の挙動は図5に示すように, 車体の水平変位とロール角の位相により, 概ね0.8Hz以下で卓越する下心ロールと, 概ね1.3Hz以上で卓越する上心ロールに大別される¹⁾. 本結果は0.5Hz加振であることから, 車体の水平変位とロール角がほぼ逆位相となる下心ロールが卓越することになるが, この特徴的な車両挙動についても本解析モデルで表現できていることが確認できる.

その他, 車体の左右加速度, 車輪上昇量, 横圧, 輪重に

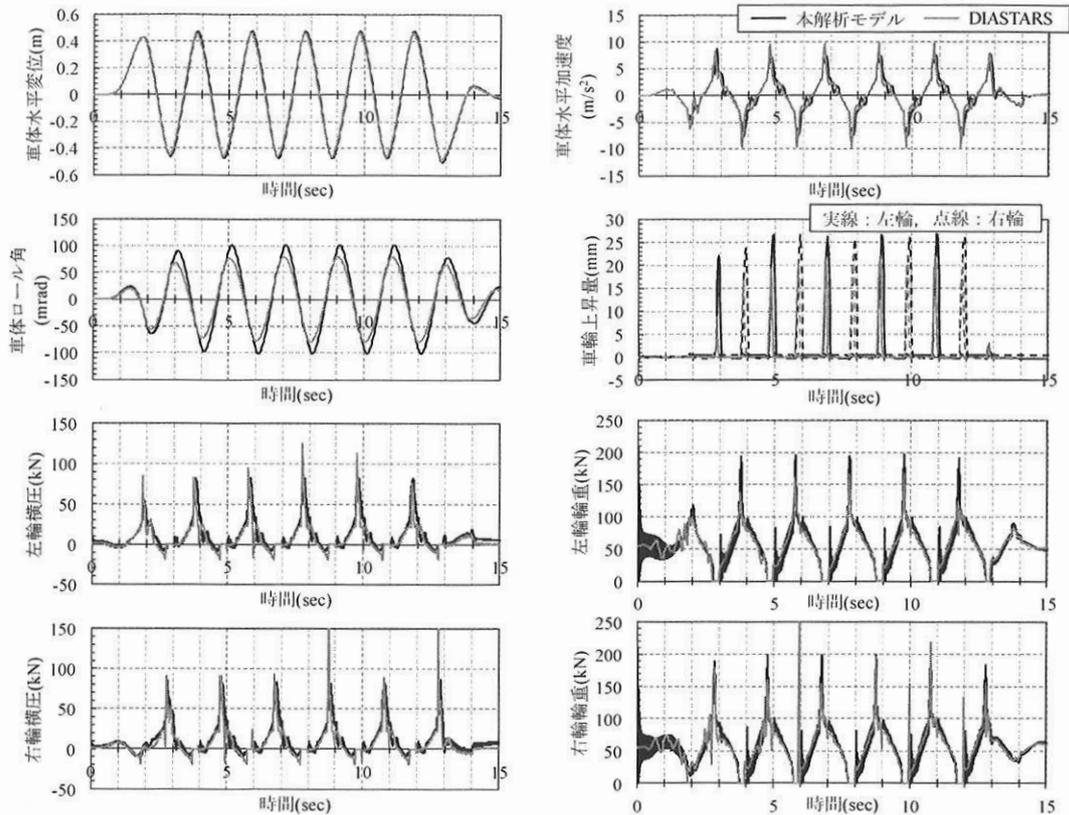


図 4 各時刻歴波形の比較 (加振振動数: 0.5Hz, 加振振幅 360mm)

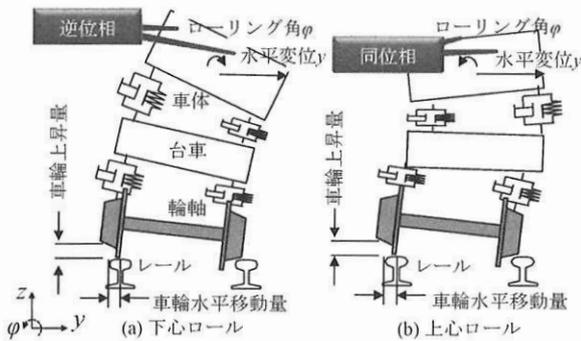


図 5 地震時の車両の挙動

についても、最大値に若干の差異は見られるものの、振動周期や最大値の発生時刻等、波形性状が良く一致していることが確認できる。また、示した時刻歴波形は 0.5Hz のみであるが、その他の加振振動数においても良い一致をみた。

以上より、本解析モデルが、車両の挙動を時刻歴波形上において十分な精度で表現できていることが確認できた。

(2) 走行安全限界線の比較

前項での時刻歴波形の比較により、本解析モデルと DIASTARS による解析結果が良く一致していることが確認できた。次に、脱線に関する指標での比較を行うために、車輪上昇量 30mm 及び車輪水平移動量 70mm を指標とした走行安全限界線上での比較を行った。本項に示す走行安全限界線は、各加振振動数に対して、上記の指標を越える加振振幅を 10mm 刻みで探索した際に、その指標を越えることのない最大の加振振幅をプロットしたものである。

図 6 に指標を車輪上昇量 30mm とした場合、図 7 に指標を車輪水平移動量 70mm とした場合の走行安全限界線をそ

れぞれ示す。図 6 より、車輪上昇量 30mm を指標とした場合、本解析モデルと DIASTARS による走行安全限界線が全ての加振振動数において良く一致していることが分かる。

次に、車輪水平移動量 70mm を指標とした場合、図 7 より、車輪上昇量 30mm を指標とした場合に比べて各走行安全限界線に差異が見られる。これは、上記の場合に比べて加振条件が厳しい (入力加速度が大きい) ために、各解析結果の差異がより顕著化したためである。しかしながら、解析同士の差は最大でも 17% 程度であった。

以上より、本解析モデルは、走行安全限界線の算出に関しても実用的な精度を有していると言える。

次に、上記正弦波加振解析の結果に対して、各加振振動数における車輪とレール間で生じる相互作用力 (輪重及び横圧) について考察を行う。図 8 に最大輪重と加振振動数の関係を示す。図 9 に最大横圧と加振振動数の関係を示す。図中には車輪上昇量及び車輪水平移動量を指標とした場合の走行安全限界振幅時、さらにその振幅を 10mm 上回る振幅で加振した場合の解析結果を示した。

まず、車輪上昇量を指標にした場合、輪重に関しては図 8 より、加振振動数を 1.0Hz とした場合に最も大きくなり、横圧に関しては図 9 より、加振振動数が増加するにつれて単調増加する傾向にあった。これらの結果は、過去に実施された実台車を用いた加振実験⁶⁾と一致する結果である。

次に、車輪水平移動量を指標にした場合、車輪上昇量を指標とした場合に比べて、走行安全限界振幅時では、輪重の一部の加振振動数 1.8Hz を除いて、輪重及び横圧ともに増加していることが確認できる。横圧に関しては、加振振

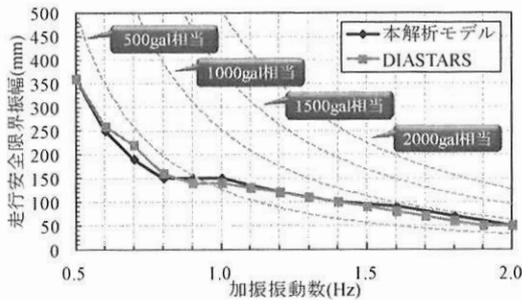


図 6 走行安全限界振幅 (指標: 車輪上昇量 30mm)

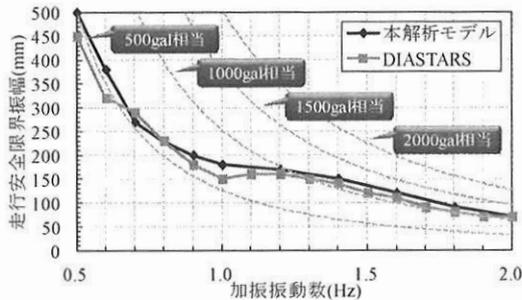


図 7 走行安全限界振幅 (指標: 車輪水平移動量 70mm)

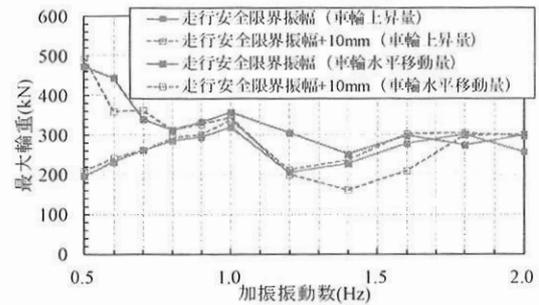


図 8 最大輪重と加振振動数の関係

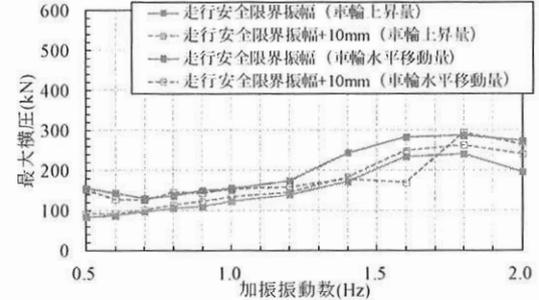


図 9 最大横圧と加振振動数の関係

動数に対して単調増加する傾向は車輪上昇量を指標にした場合と同様であるが、輪重に関しては、低加振振動時に大きくなっている。これは、下心ロールにより、車輪が大きく持ち上げられたためである。さらに加振振幅を大きくして脱線に至る場合 (走行安全限界振幅+10mm 時) では、輪重・横圧ともに走行安全限界振幅時のものより低下する傾向にあった。よって、輪重及び横圧の最大値に関しては、車輪水平移動量 70mm を指標とした走行安全限界振幅時の値が最大値の目安になると考えられる。

4. 解析モデルの今後の適用と課題

本研究により、研究の第 1 段階であるマルチボディダイナミクスとしての挙動については、実用的な精度を有することが確認された。今後は、本 FEM モデルを各種検討に用いていく予定であるが、適用を予定している問題としては車輪の回転の影響、車輪と軌道部材との摩擦の影響、車輪のアタック角、逸脱・脱線防止装置の局所的な変形と車輪のかみ合わせ、逸脱・脱線防止装置の耐荷力、変形性能などが挙げられる。これらの現象は、いずれも実物大実験では解明が困難な問題であり、数値シミュレーションによる解明が期待されている鉄道固有の現象である。

一方、課題としては、前述のように再現実験が困難な現象の数値シミュレーション結果をどのように検証するかという点が挙げられる。これについては、重要なファクターとなる個々の構成則を、要素実験や他の数値シミュレーションにより構築し⁷⁾、全体としての信頼性を高めていく予定である。

5. まとめ

本研究は、三次元有限要素法を用いた半車両モデルと軌道モデルからなる加振モデルを構築し、その精度が検証さ

れている解析プログラムと解析結果を比較することで、本解析モデルの妥当性を検証した。本研究で得られた結論を以下に示す。

- 1) 正弦波加振解析の結果、時刻歴波形及び走行安全限界線ともに既存の解析プログラムと良い一致をみた。これにより、本解析モデルの妥当性を確認できた。
- 2) 正弦波加振時の輪重及び横圧の最大値に関して、輪重及び横圧ともに、車輪水平移動量 70mm を指標した際の走行安全限界振幅加振時が最大値の目安になることを示した。

参 考 文 献

- 1) 鉄道総合技術研究所：鉄道構造物等設計標準・同解説二変位制限，丸善，2006。
- 2) 浅沼潔，曾我部正道，渡辺勉，岡山準也，涌井一：逸脱防止ガードを有するバラスト・ラダー軌道の開発，鉄道総研報告，Vol.23, No.22, pp.27-32, 2009。
- 3) 後藤恵一，曾我部正道，浅沼潔：逸脱防止ガードの基本性能評価，鉄道力学論文集，No.14, pp.29-36, 2010。
- 4) 土木学会：衝撃実験・解析の基礎と応用，丸善，2004。
- 5) 松本信之，田辺誠，涌井一，曾我部正道：非線形応答を考慮した鉄道車両と構造物との連成応答解析法に関する研究，土木学会論文集 (A 編)，Vol.63, No.3, pp.533-551, 2007。
- 6) 宮本岳史，松本信之，曾我部正道，下村隆之，西山幸夫，松尾雅樹：大変位軌道振動による実物大鉄道車両の加振実験，日本機械学会論文集 (C 編)，Vol.71, No.706, pp.1849-1855, 2005。
- 7) 後藤恵一，曾我部正道，浅沼潔：鉄道車輪とまくらぎ間で発生する接触力に関する研究，コンクリート工学年次論文集，Vol.33, No.2, pp.781-786, 2011。