

脱線後までを考慮した編成車両の地震時挙動の解析手法

後藤 恵一* 飯田 浩平** 徳永 宗正*

Numerical Analysis Method for Seismic Behavior of a Train with Consideration of up to Post-derailment Period

Keiichi GOTO Kohei IIDA Munemasa TOKUNAGA

The authors are researching with the aim of establishing a numerical analysis method capable of evaluating vehicle behavior up to after the derailment of a vehicle during earthquakes. In this paper, as a basic study, we propose an analysis method that can represent seismic vehicle behavior before and after the derailment of a single stationary vehicle. Then, to consider the coupling of multiple vehicles, the proposed method is also extended to include dynamic models of connection elements between vehicles. Furthermore, the influence of the interaction between vehicles on the derailment limit is investigated through trial calculations.

キーワード：地震，脱線，編成車両，連結器，車体間ヨーダンパ，数値シミュレーション

1. はじめに

近年の大規模地震の頻発により，新幹線をはじめとした鉄道車両の脱線事象が発生している^{例えは¹⁾}。高速走行する車両が脱線した場合には甚大な被害発生につながる恐れがあることから，脱線した車両が対向線や線路外に大きく逸脱することを防ぐために，軌道側および車両側での逸脱防止対策工²⁾の開発が進められている。

このような逸脱防止対策工を開発・導入するにあたっては，対策工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かを明らかにすることが重要となる。しかしながら，この種の現象は実験的アプローチが難しく，また，数値解析手法についても，脱線後を含む地震時車両挙動の解析例³⁾はあるものの，レールや車輪の形状を矩形等の簡易形状に置き換えて表現するに留まっており，脱線後までの車両挙動を適切に評価可能な手法は確立されていない現状にある。

そこで本研究では，地震時における脱線前から脱線後までの車両挙動を評価可能な解析手法を確立することを目的に，その基礎検討として，停止車両を対象とした脱線前後の一連の車両挙動を表現可能な解析手法を提案する。また，本手法に車両間の連結構造⁴⁾の力学モデルを考慮することで，編成車両としての挙動を表現可能な手法に拡張する。さらに，試計算により車両間の相互作用が脱線挙動に及ぼす影響を検討する。

2. 地震時における車両挙動の解析手法の提案

本章では，まず，1両の車両を対象とした脱線後までの

地震時車両挙動を表現可能な解析手法を提案する。次に，車両間の連結構造の力学モデルを考慮することで，編成車両としての挙動を表現可能な手法に拡張する。なお，本手法は非線形構造解析ソフトウェア Ansys LS-DYNA⁵⁾ (R13.1.1) を用いて構築する。

2.1 脱線後までの地震時車両挙動の解析手法

2.1.1 解析手法の概要

地震時の現象はその現象時間が数十秒～百秒単位の長時間に及ぶことから，モデル化においては一定の計算精度を確保しつつも計算負荷を極力低減することが求められる。一方で，本研究で対象とする鉄道車両の挙動評価を行う場合には，車輪／レール間の接触に代表される車両部材と軌道部材の複雑な形状同士の接触現象を適切に考慮することが不可欠である。

そこで本研究では，計算負荷が軽く，地震時の鉄道車両の挙動評価への適用性が確認されているマルチボディダイナミクス理論に基づき車両をモデル化⁶⁾するとともに，脱線前後の車輪と軌道部材（例えばレールや軌道スラブ）の接触現象については剛体の有限要素により表現する手法を構築した。図1に構築した解析モデルを示す。本研究では基礎検討として，1両の車両がスラブ軌道の高架橋上に停止している状態を想定し，車両，軌道（レール，軌道スラブ，CAモルタル，路盤コンクリート）および構造物天端から解析モデルを構成した。

2.1.2 車両のモデル化

図2に車両の力学モデルを示す。車両は車体，台車枠，輪軸を剛体とみなし，これら剛体をばねとダンパで結合して構築した。実車では車両構成部品間に，著大な相対変位発生を抑制するためのストッパが設けられているため，これらもモデル化した。輪軸の一部である左右の車輪については，レールとの接触および脱線後の軌道スラ

* 鉄道力学研究部 構造力学研究室

** 鉄道力学研究部 車両力学研究室

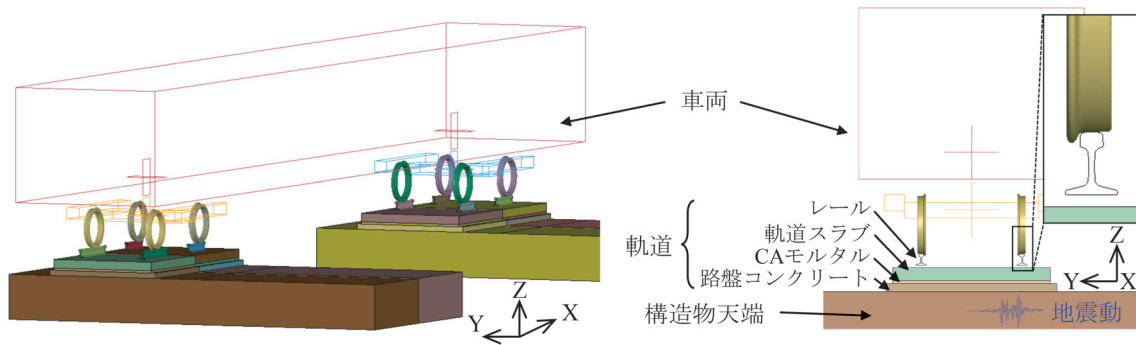


図1 提案手法に基づき構築した解析モデル

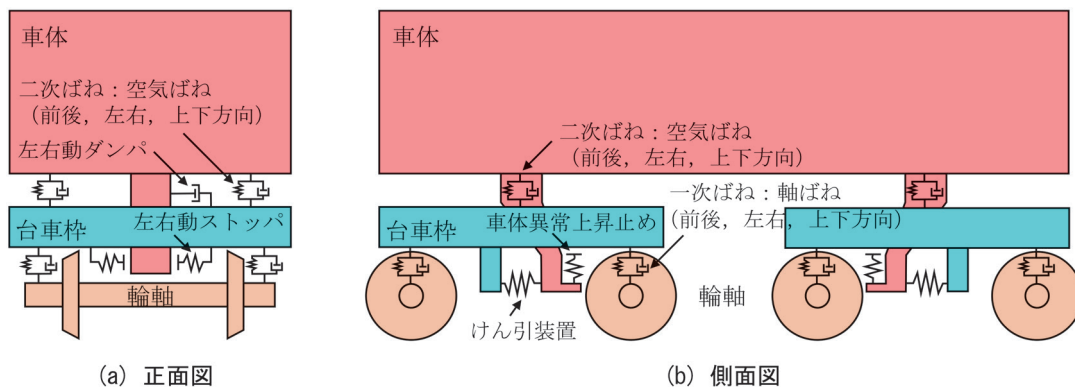


図2 車両の力学モデル

ブ上への落下を表現するために、車輪形状を詳細に再現した接触表現用の剛体の有限要素（平均要素長 10mm 程度）を別途配置した（図1 参照）。なお、車両は停止状態を想定しているため、輪軸は車輪の円周方向の回転自由度（Y 軸回り：座標系は図1 参照）を拘束した。

2.1.3 軌道および構造物天端のモデル化

軌道および構造物天端は、図1に示すようにその形状を表現するための剛体の有限要素を用いて、各輪軸直下に個別にモデル化した。軌道の構成要素である軌道スラブ、CAモルタル、路盤コンクリートおよび構造物天端間は剛体結合し、レールと軌道スラブ間は締結装置相当の線形ばねおよびダンパで結合した。レールは車輪との接触を考慮するために、その形状を詳細に再現した。地震動等の入力については、構造物天端への強制変位として設定した。

2.1.4 車輪と軌道部材の接触のモデル化

車輪／レール間および脱線後の車輪／軌道スラブ間の接触モデルに関しては、各形状を詳細に再現した有限要素同士による三次元の接触計算を行うものとし、接触面法線方向の接触力についてはペナルティ法により、接触面接線方向の接触力についてはクーロン摩擦（本研究では摩擦係数 0.3 を設定）により表現するモデルとした。なお、本研究では停止状態を想定していることから、車輪回転により発生するクリープ力の影響は考慮していない。

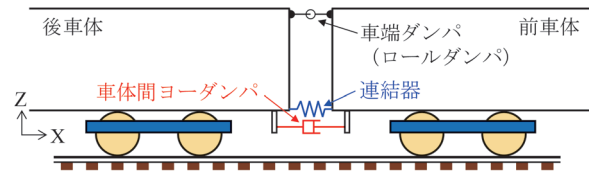


図3 新幹線における車両間の連結構造の例⁴⁾

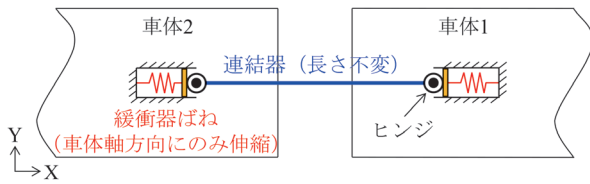
2.2 編成車両の地震時挙動の解析手法

2.2.1 解析手法の概要

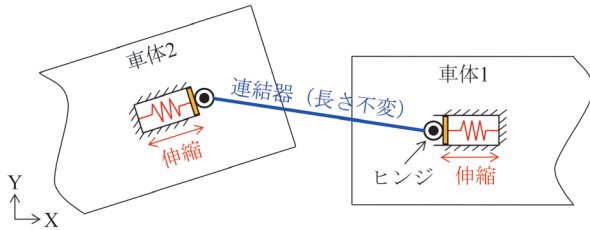
ここでは、2.1節で構築した1両での解析手法を、車両間の連結構造を表現する力学モデルを新たに組み込むことで複数の車両を接続でき、編成車両としての地震時挙動を計算可能な手法に改良する。図3に新幹線における車両間の連結構造の例⁴⁾を示す。本研究では図に示す車両間の連結構造のうち、連結器および車体間ヨーダンパを対象とした。以下にその力学モデルの詳細を記す。

2.2.2 連結器の力学モデル

連結器の力学モデルの概念図を図4に示す。連結器の力学モデルは、各車体に固定される緩衝器の特性を表現するための非線形ばねと、各車体の緩衝器どうしを接続する長さ不変の剛体棒をヒンジ結合することで構築した。緩衝器ばねについては、車体の動きに常に追従し、車体軸方向のみばねが伸縮するものとした。また、そのばね特性は荷重とばねの伸縮量（ストローク）により定義



(a) 初期状態



(b) 車体間の相対変位発生時

図4 連結器の力学モデル

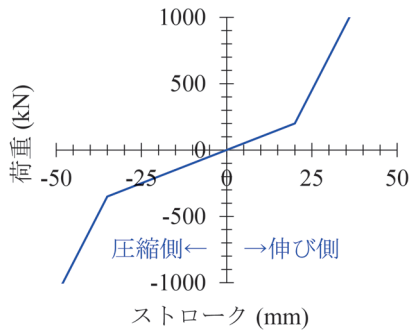


図5 設定した緩衝器のばね特性

するマルチリニアモデルとした。図5に本研究で設定した緩衝器のばね特性を示す。新幹線に用いられる緩衝器のばね特性⁷⁾を参考に、伸び側でより高い剛性が発揮されるバイリニア型とした。

2.2.3 車体間ヨーダンパの力学モデル

車体間ヨーダンパの力学モデルの概念図を図6に示す。車体間ヨーダンパは、減衰特性表現用のダンパと車体間ヨーダンパが限界まで伸縮した際の底突きを表現するためのストッパばねを並列に配置し、その両端を各車体の任意の位置にヒンジ結合することで構築した。

図7に本研究で設定した車体間ヨーダンパの減衰特性と底突き特性を示す。減衰特性はカタログ⁸⁾を参考に設定したが、車体間ヨーダンパは急曲線通過時などにピストンストロークが大きくなると、減衰力を発生しないように油圧をリリースする構造が採用されているため⁴⁾、図7(a)に示すようにピストンストローク δ がある閾値(本研究では $\pm 40\text{mm}$ とした)を超えると減衰力が発生しなくなる特性とした。なお、ピストンストロークが閾値を超えた後に再度閾値の範囲に入った場合には、減衰力が復帰するものとした。底突きばねの特性については、図

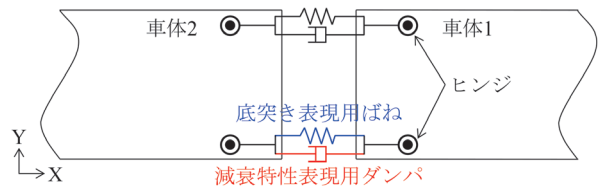
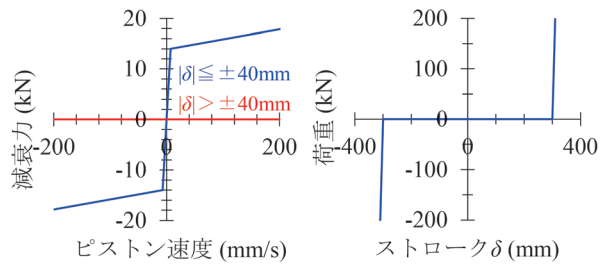


図6 車体間ヨーダンパの力学モデル



(a) 減衰特性 (b) 底突き特性

図7 設定した車体間ヨーダンパの特性

7(b)に示すようにピストンストロークが 300mm を超えると底突きが発生し、ストップとして機能する特性とした。

3. 車両連結構造が脱線限界に及ぼす影響評価

本章では、2章で提案した解析手法により3両編成状態での加振解析を実施することで、車両連結構造の存在により生じる車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響を検討する。

3.1 検討方法

図8に本検討に用いた解析モデルを示す。解析モデルは停止状態の1両モデルを3両分並べ、各車両間に前章で述べた連結構造(連結器および車体間ヨーダンパ)の力学モデルを挿入することで、3両分を連結した編成モデル(以下、編成モデルと称す)とした。連結構造の力学モデルおよび特性は2.2節で示したものとした。

加振条件としては、3両すべてを同位相で加振した場合、1両目(先頭車両)のみを加振した場合、2両目(中間車両)のみを加振した場合で検討を行った。本加振条件は現実には起こり得ない条件ではあるが、車両間の相互作用の影響を確認するためにあえて極端な条件設定とした。加振は一定振動数、一定振幅の左右方向(Y軸方向:座標系は図1・図8参照)の正弦波振動を5周期分入力することで実施した。正弦波の加振振動数は $0.5\text{Hz} \sim 3.0\text{Hz}$ の 0.1Hz 刻み、加振振幅は脱線の有無を見極めるために振幅を 5mm ずつ増加させた。脱線判定の閾値は地震時の脱線の目安とされる車輪/レール間の相対左右変位 $\pm 70\text{mm}$ ²⁾を用いた。ここで、3両編成モデルで

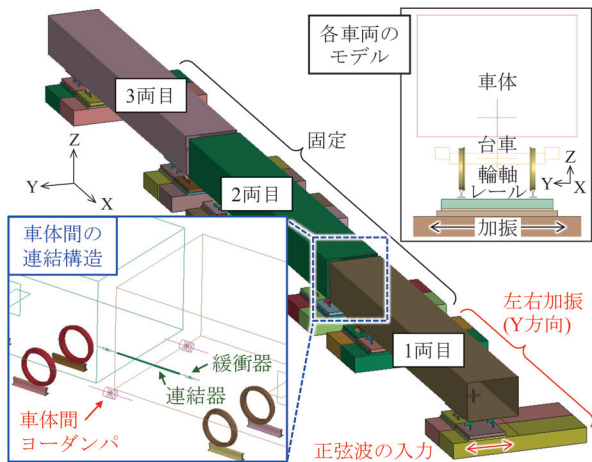


図8 本検討に用いた3両編成の解析モデル（1両目のみを加振した場合の例）

の計算時間は、デスクトップ型PCの2コアでの並列計算で0.5Hz（15秒間）の場合で1ケース当たり45分程度であった。

上記に加えて、編成モデルとの車両挙動の差異を確認するために、1両のみでの正弦波加振解析も別途実施した。また、本提案手法の妥当性を確認するために、実物大の振動台試験結果との比較によりその妥当性が検証されている車両運動シミュレータVDS（Vehicle Dynamics Simulator、以下VDSと記す）⁶⁾による同一条件での加振解析（正弦波5波、0.3Hz～3.0Hz）を併せて実施し、提案手法による結果と比較した。ここで、VDSは脱線直前までを対象としている車両運動シミュレータであり、いずれかの車輪が上記の脱線判定基準に達した段階で計算が終了する。

3.2 検討結果

3.2.1 提案手法の妥当性検証

図9に1両モデルでの脱線限界線図に関するVDSと提案手法の比較を示す。ここで、脱線限界線図とは各加振振動数において脱線と判定を受ける直前の加振振幅をプロットしたものである。図には加振振動数と加振振幅の組み合わせがどの程度の入力加速度に対応するかの目安とするために、加速度振幅ごと（500gal、1000galおよび1500gal）のラインも示している。図より、VDSと提案手法では0.3Hzおよび0.4Hzで若干の差異が見られるものの、それ以外の各加振振動数では限界値がよく一致していることが確認できる。すなわち、提案手法によりVDSと概ね同等の脱線限界線図を算出できるといえる。

また、図9には提案手法において脱線の判定基準を車輪／レール間の相対左右変位 $\pm 70\text{mm}$ とした場合だけでなく、車輪がレールから落下した場合の結果も併せて

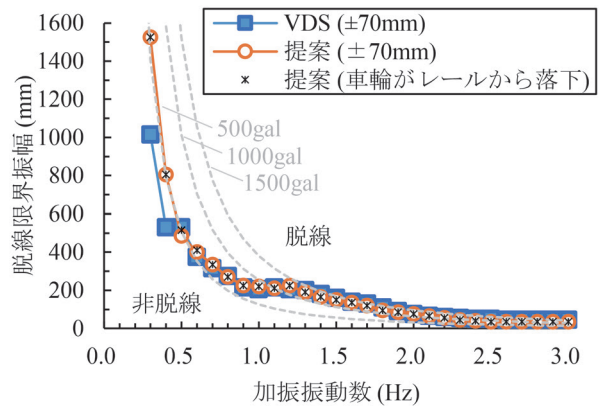


図9 正弦波5波に対する脱線限界線図（1両モデル）

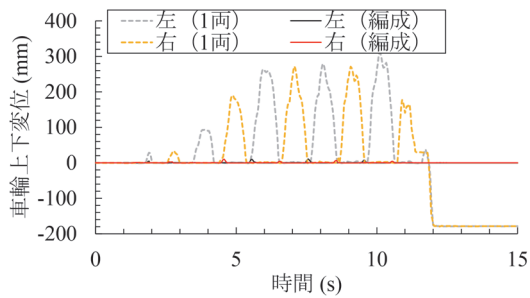
示している。図より両者の結果が概ね一致していることが確認できるが、これは車輪／レール間の相対左右変位が $\pm 70\text{mm}$ に達した場合、その直後にはほとんど脱線に至ることを意味しており、従来の脱線の判定基準が妥当であることを示している。

3.2.2 車両間相互作用の影響評価

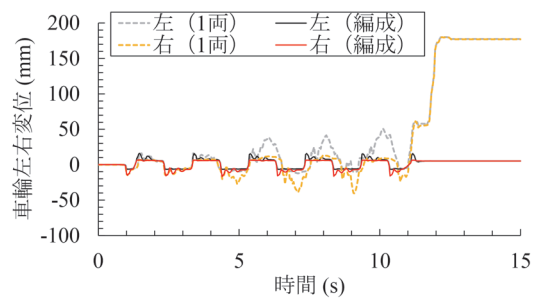
図10に、3両編成モデル（1両目のみの加振、加振振動数：0.5Hz、加振振幅：520mm）の1両目の車両応答に関する時刻歴波形を、1両モデルと比較する形で示す。まず、図10(a)に示す車輪／レール間の相対上下変位に着目すると、1両モデルにおいてのみ時間経過による応答の増大を確認でき、編成モデルではほとんど車輪上昇が生じていないことが確認できる。1両モデルでは12秒程度で約 -180mm の変位が生じているが、これは当該軸が脱線したことによるものであり、本手法により脱線前後の一連の車両挙動を表現可能であることが分かる。また、図10(b)に示す左右変位においても脱線が生じる12秒程度で変位が急増する様子を確認できる。

次に、図10(c)の車体重心の上下変位、図10(d)の車体重心の左右変位およびロール角に着目すると、正弦波の1波目が終了する3秒程度までは両者の応答が概ね一致しているものの、それ以降については編成モデルでは各応答の振幅が時間経過に対してほぼ一定であるのに対し、1両モデルでは各応答の振幅が時間経過により徐々に増大する現象を確認できる。また、振動周期についても編成モデルと1両モデルで違いがみられ、編成モデルの方が1両モデルと比較して振動周期が短くなっていることも分かる。

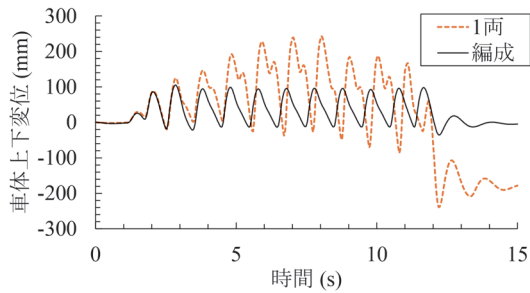
図11に編成モデル（1両目のみの加振、加振振動数：0.5Hz、加振振幅：520mm）における1～2両目間の1両目側の緩衝器ばねの時刻歴波形を、前後・左右・上下方向（それぞれ図8のX軸・Y軸・Z軸方向に対応）の成分に分けて示す。前後方向に着目すると正側（伸び側）の荷重振幅が負側（圧縮側）と比較して大きく、1両目のみを加振することで1両目と2両目の車体間の



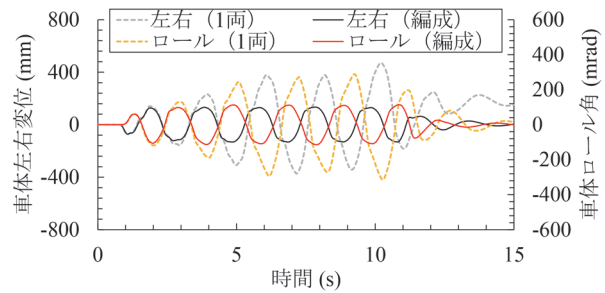
(a) 車輪/レール間の相対上下変位 (1 軸目)



(b) 車輪/レール間の相対左右変位 (1 軸目)



(c) 車体重心の上下変位



(d) 車体重心の左右変位およびロール角

図 10 1 両モデルと 3 両編成モデル (1 両目のみを加振した場合) での車両挙動の比較 (加振振動数: 0.5Hz, 加振振幅: 520mm)

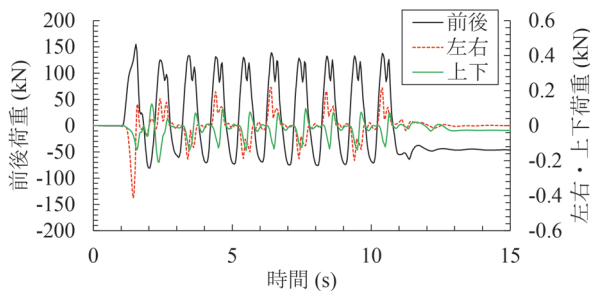


図 11 緩衝器ばねの時刻歴波形 (1 両目のみを加振した場合の 1~2 両目間, 1 両目側)

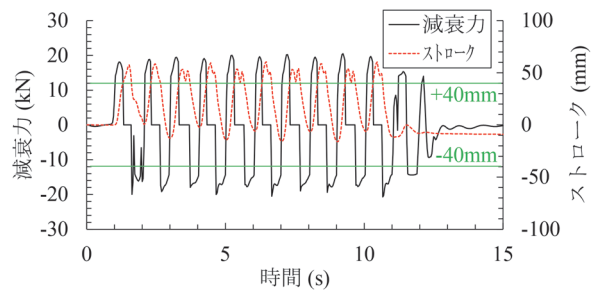


図 12 車体間ヨーダンパの減衰力波形 (1 両目のみを加振した場合の 1~2 両目間, 左側)

相対変位が大きくなる、すなわち、車体間に引張力が発生する加振条件と対応していることが分かる。なお、前後方向の荷重に対して左右および上下方向の荷重が非常に小さくなっているが、これは車体軸方向以外の荷重については緩衝器ばねではなく、連結器と緩衝器ばねの接続点であるヒンジ (図 4 参照) が負担するためである。

図 12 に編成モデル (1 両目のみの加振, 加振振動数: 0.5Hz, 加振振幅: 520mm) における 1~2 両目間の左側の車体間ヨーダンパの軸方向の減衰力およびピストンストロークの時刻歴波形を示す。図には油圧リリースにより減衰力が発生しなくなるピストンストロークの閾値 $\pm 40\text{mm}$ のラインも表示している。図より、ピストンストロークが $+40\text{mm}$ (伸び側) のラインを複数回超えており、そのタイミングで減衰力がゼロとなり、さらにその後ピストンストロークが $\pm 40\text{mm}$ の範囲に入ると減衰力が再度発生する様子を確認できる。

図 13 に車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響として、1 両モデルでの加振、3 両編成モデルでの全車両同位相加振、3 両編成での 1 両目 (先頭車) のみの加振、3 両編成での 2 両目 (中間車) のみの加振における、加振振動数 0.5Hz~2.0Hz での脱線限界線図の比較を示す。なお、本脱線限界線図は加振された車両に対するものであるが、いずれの加振条件においても加振された車両から脱線が生じた。また、車両間の相互作用の影響を把握しやすくするために、図 13 を 1 両のみの脱線限界振幅との比に変換したものを図 14 に示す。本図は振幅比が 1 より大きい場合には 1 両のみの場合と比較して脱線しにくいことを、振幅比が 1 より小さい場合は 1 両のみの場合と比較して脱線しやすいことを意味する。両図より、1 両のみでの加振と 3 両編成での同位相加振の結果がほぼ一致していることが確認できる。これは既往の研究⁴⁾と同様の結果である。また、3 両編成での 1

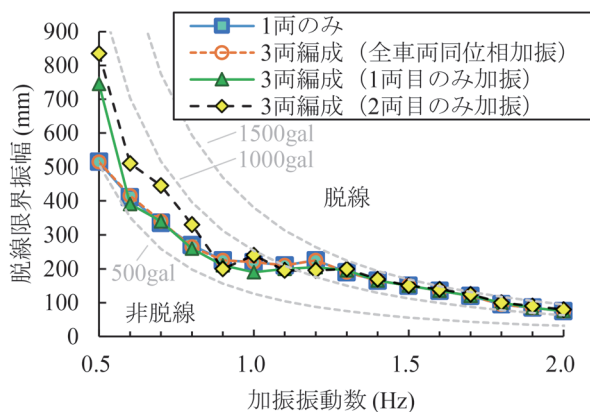


図 13 車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響

両目（先頭車）のみ加振の場合は、1両の場合と比較してその限界値が概ね同程度であるものの、1.2Hz以下では若干低下する傾向にあることが分かる。それに対して、3両編成での2両目（中間車）のみの加振の場合は、1両の場合と比較して一部の加振周波数で限界値が低下しているものの、全体的には限界値が増加傾向にあること分かる。図には、1両モデルと編成モデルの脱線限界の比が $\pm 10\%$ となる範囲を示すが、概ねこの範囲に収まっていることが確認できる。本検討では車両間の相互作用の影響を把握しやすくするために意図的に極端な加振条件を設定しており、実地震の場合にはその影響度はさらに小さくなるものと推測される。一方で、上記の検討結果は一例に過ぎず、車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響は、車両特性や車体間連結構造の特性等により大きく異なる可能性があることに留意が必要である。

4. まとめ

本研究では、地震時における脱線後までの車両挙動を評価可能な解析手法を確立することを目的に、その基礎検討として、停車車両を対象とした脱線前後の一連の車両挙動を表現可能かつ、編成車両としての挙動を表現可能な手法を提案した。さらに、提案手法により車両間の相互作用が地震時の脱線限界に及ぼす影響を検討した。本研究のまとめを以下に示す。

- 1) 1両の車両の脱線前から脱線後までの地震時挙動を効率的に計算可能な解析手法として、車両運動表現用のマルチボディと接触表現用の剛体の有限要素を組み合わせた解析手法を提案した。
- 2) 車両間の連結構造である連結器および車体間ヨーダンパを表現する力学モデルを新たに提案するとともに、上記の1両での解析手法に組み込むことにより編成車両の地震時挙動を表現可能な解析手法に改良した。

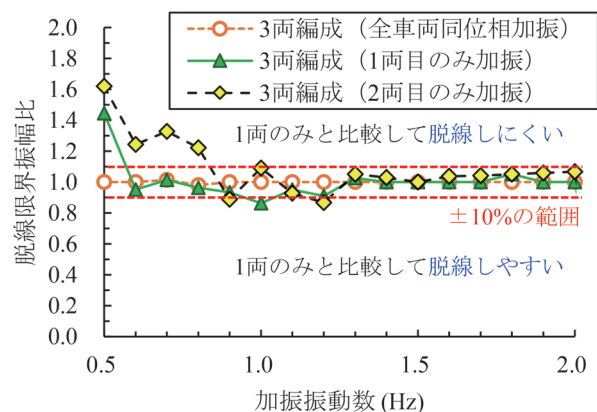


図 14 1両モデルに対する脱線限界振幅比

- 3) 上記手法を用いた3両編成での解析により、車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響を検討した。車両間の相互作用の影響が発揮されにくい条件として設定した3両編成状態での全車両同位相加振の場合には、1両の脱線限界とはほぼ一致することを示した。また、車両間の相互作用の影響が発揮されやすい条件として設定した3両編成状態の2両目のみを加振した場合には、1両の場合と比較して脱線限界が増加傾向にあることを示した。

上記の検討結果は一例に過ぎず、車両間の相互作用が脱線限界に及ぼす影響は、車両特性や車体間連結構造の特性、加振条件等により大きく異なることが予想される。これらの影響度を明らかにするためには、本研究で構築した車両間の相互作用を考慮した地震時車両挙動の解析手法の妥当性を検証するとともに、現実に想定される条件下での各種パラメトリックスタディを実施する必要がある。また、車両間の相互作用は脱線後の車両挙動に及ぼす影響が大きいことが想定されるため、今後は脱線後の挙動に着目した検討についても実施していく予定である。

文献

- 1) 航空・鉄道事故調査委員会：東日本旅客鉄道株式会社 上越新幹線 浦佐駅～長岡駅間 列車脱線事故、鉄道事故調査報告書、RA2007-8-1、2007
- 2) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説変位制限、丸善出版、2006
- 3) 後藤恵一、曾我部正道、田辺誠、渡辺勉、徳永宗正：マルチボディーダイナミクスを用いた輪軸部材と軌道部材の簡易な接触解析法、鉄道工学シンポジウム論文集、No.20、pp.37-44、2016
- 4) 宮本岳史、石田弘明、曾我部正道、川西智浩、室野剛隆：編成車両の地震時走行安全性解析、鉄道総研報告、Vol.21、No.12、pp.41-46、2007

- 5) Ansys Inc.: LS-DYNA Theory Manual https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/manuals/DRAFT_Theory.pdf (参照日: 2024年4月16日)
- 6) 宮本岳史, 石田弘明, 松尾雅樹: 地震時の鉄道車両の挙動解析(上下, 左右に振動する軌道上の車両運動シミュレーション), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.626, pp.3928-3935, 1998
- 7) 早勢剛, 長南征二: 列車座屈に関する数値解析, 日本機械学会論文集 (C 編), Vo.66, No.646, pp.213-221, 2000
- 8) カヤバ株式会社: 鉄道車両用機器, pp.7 https://www.kyb.co.jp/media/rolling_stock_equipment_en.pdf (参照日: 2024年4月16日)