

# 鉄道総研報告

▶ 特集：鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究 ◀

第36巻 第7号

2022年7月

## 展望解説

- 鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究  
..... 上半文昭 (1)

## 特集論文

- パンタグラフの不安定振動に対するしゅう動摩擦の影響の解析的検討  
..... 天野佑基, 小林樹幸 (7)
- ヨーダンパを装備した鉄道車両の地震時走行安全性向上  
..... 飯田浩平, 葛田理仁, 西山幸夫, 金元啓幸, 中嶋大智 (17)
- 雨天走行時の車輪/レール接線力特性における車輪削正痕の影響  
..... 山本大輔 (27)
- 車輪/レール接触応力の緩和によるゲージコーナキ裂抑制手法の検討  
..... 辻江正裕, 幸野真治, 井戸達哉, 陳樺, 曄道佳明 (35)
- 既設橋りょうの加速度モニタリングによる構造性能評価  
..... 徳永宗正, 池田学 (41)
- 構造物境界部における縦まくらぎ軌道による変位抑制効果  
..... 渡辺勉, 箕浦慎太郎, 後藤恵一, 松岡弘大 (51)
- 降雪地帯を走行する鉄道車両への着雪を再現する着雪シミュレータの開発  
..... 室谷浩平, 中出孝次, 鎌田慈 (59)
- バラスト軌道のマイクロメカニクスに着目した解析手法の改良  
..... 河野昭子 (69)





# 鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究

上半 文昭\*

Recent Research on Railway-specific Dynamic Issues

Fumiaki UEHAN

Railway system is composed of many sub-systems such as overhead contact lines, vehicles, tracks and structures, which interact with each other and show complex dynamic behaviors. We are working on elucidation and countermeasures of railway-specific phenomena caused by the interaction of the sub-systems such as damage due to natural disasters, train running safety, and deterioration of structures, using our own simulation and experiment/measurement technologies. In this report, as our research examples in the field of railway dynamics, we present some recent research works related to improvement of resilience against natural disasters, digitalization of structures maintenance, hybridization of OCL/pantograph simulation, weight reduction of train car body.

キーワード：橋りょう免震化，局所的強風，画像計測，車上計測，高速パンタグラフ試験装置，構造最適化

## 1. はじめに

鉄道は、それぞれが複雑な機構を有する電車線構造、車両、軌道、土木構造物などで構成されるシステムであり、それらが相互に作用して生じる自然災害による被害、列車の乗り心地や走行性、設備の劣化・損傷、騒音・振動などの複雑な鉄道固有現象の解明と対策が常に望まれている。本稿では、鉄道総研独自の数値シミュレーション技術や、実験・計測・評価技術を用いて、力学的問題として鉄道固有現象にアプローチする研究・開発事例を紹介する。まず、自然災害に対する強靱化の事例として、橋りょうの支承免震化による走行安全性向上および局所的な強風に対する車両挙動の解明、構造物メンテナンスのデジタル化の事例として、ビデオカメラを用いた構造物振動測定および車上計測によるたわみ測定手法を紹介する。次に、独自の実験設備と制御・シミュレーション技術を総合的に活かした研究事例として、高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系ハイブリッドシミュレーション、鉄道車両の性能向上に加えて輸送エネルギー効率改善による脱炭素化への貢献も想定される構造最適化による車両鋼体の軽量化について、順次紹介する。

## 2. 自然災害に対する強靱化

### 2.1 橋りょうの支承免震化による走行安全性向上

橋りょうの支承に、すべり支承や積層ゴム支承等の免震支承を適用すると、構造物の長周期化と免震支承のエネルギー吸収により大規模地震時の構造物の損傷が軽減

され復旧性が向上する。一方、橋軸直角方向の支承の変形が大きくなり、地震時走行安全性の低下が懸念されるため、地震時走行安全性の確保が課題となる。このため、鉄道橋では免震支承は積極的に採用されてこなかった。

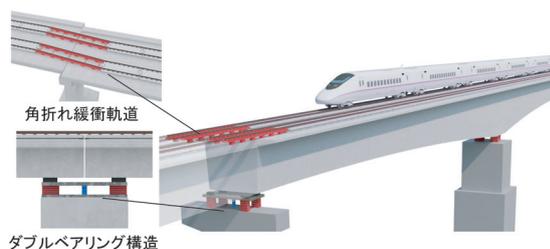
そこで、橋りょうの支承免震化によって、復旧性の向上に加えて地震時走行安全性の向上を図ることを目的として、地震時の列車と構造物の動的相互作用解析<sup>1)</sup>による検討を実施した。構造物や支承の特性、列車速度、地震動の種類や規模等をパラメータに、数万ケースに及ぶ膨大な解析を行い、免震化によって、復旧性と地震時走行安全性を同時に向上できる条件を調査した。その結果、橋脚は固有周期 1.0 秒以上で、かつ免震支承を大規模地震時に桁上で卓越周期が 2.0 秒以上に長周期化するように設定することにより、復旧性と地震時走行安全性の両方を向上できることを明らかにした。さらに、免震効果が最大限発揮されるように、橋りょう端部の角折れや目違いを抑制できる構造を考案した(図 1(a))。

5 径間連続桁橋りょう(橋長 400m)にこれらを適用することにより、図 1(b) に示す解析結果例のように、L2 地震動でも列車が脱線せず、走行安全性の向上が図れること、さらに橋脚の応答が 50% 以上低減され、損傷が軽減され復旧性も向上することが確認できた。

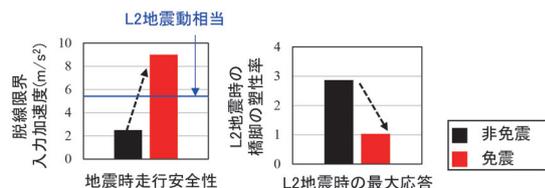
### 2.2 局所的な強風の車両挙動への影響

近年、強風災害に対する鉄道事業者の認識が高まるにつれ、ビル風など周囲の建築物や構造物の影響を受けた局所的な強風や、高速列車に対するトンネルまばたき区間の影響など、これまで考慮されてこなかった事象に対する車両の走行安全性の検討が求められている。これらは、直ちに車両の走行安全性を脅かすものではないが、

\* 鉄道力学研究部長



(a) 免震構造の提案



(b) 免震化の効果 (橋脚固有周期 1.5 秒の場合)

図1 支承免震化による地震時走行安全性の向上



図2 風洞試験の様子

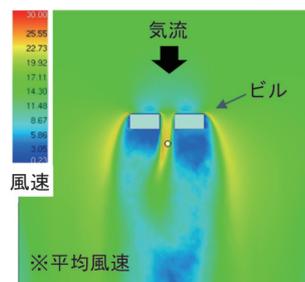


図3 風速場評価結果の例

走行安全性と輸送安定性の両立を図る上では重要な課題である。

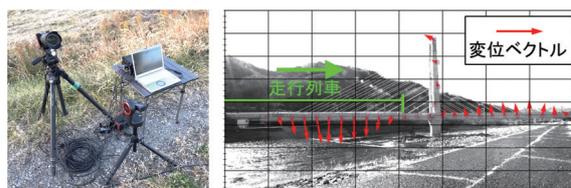
そこで、縮尺 1/40 模型を用いた風洞試験を実施して、ビル風の影響を受けた条件における線路上の風速分布や車両に働く空気力を測定し (図2)、風速が増加する割合や領域、およびそれが車両に働く空気力に及ぼす影響等を調査した。また、風洞試験に先立ち、気流解析ソフトを用いてビル周辺の風速場解析を実施し (図3)、風洞試験条件設定の検討に用いるとともに、風洞試験後には解析結果の妥当性の検証を行った。

これらの試験および解析の結果、ビル間やビルの外側で風速増加率が大きくなる傾向があることを確認するとともに、気流解析ソフトによる風速場解析結果が概ね妥当であることを確認した。しかし、風洞試験条件 (ビル配置条件や風速測定範囲等) をさらに拡張して再度試験を行う必要があること、また、気流解析精度についても向上の余地があることが確認された。今後これらの課題に取り組み、走行安全性の低下が想定される要注意箇所への把握や、運転規制用風速計設置位置の妥当性判定などに活用できるよう、ビル条件 (ビルの大きさ、配置等) と風速増減との関係を整理する計画である。

### 3. 構造物メンテナンスのデジタル化

#### 3.1 ビデオカメラを用いた構造物振動測定

鉄道の構造物の検査を客観的な数値情報に基づいて定量的に行う手段として、ビデオカメラによる構造物の多点振動測定システム<sup>2)</sup> (図4(a)) を開発した。同システムは、計測対象を撮影したデジタル画像情報をもとに、表面の模様を輝度情報のパターンとして取り扱い、移動



(a) 測定システム (b) 斜張橋の変位測定結果例

図4 ビデオカメラによる多点振動測定システム

または変形する前後の二画像間での位置の探索を行うことで、画像内の任意の点の変位の大きさと方向を求めるものである。一例として、列車走行中の斜張橋 (支間 135m×2) を約 200m 離れた位置から撮影した場合の測定結果例を示す (図4(b))。橋りょう上の多数点の変位ベクトルを、時々刻々計算して構造物全体系の振動挙動を把握することができ、最大たわみについても、近傍からのレーザ測定結果<sup>3)</sup> に対して誤差 5% 程度で測定できた。

次に、橋りょうの支承部検査への適用事例を示す。支承変状による桁のあおりが発生した支間 8.5m の鋼橋を対象として、ビデオ撮影での支承の変状検出を試みた。支承から約 15m 離れた位置 (図5(a)) から同一橋台上の同一形状の 2 支承の列車通過時振動を同期測定した。その結果、変状支承の鉛直変位が無変状支承より約 0.2mm (約 2 倍) 増大する異常の発生を検出できた (図5(b))。

現在は、測定対象に応じた効果的な画像撮影手法の検討などを行い、検査対象の拡大を図っている。

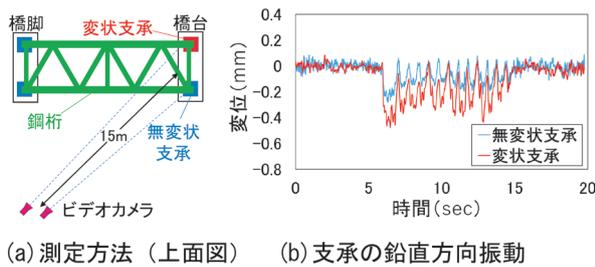


図5 支承の変状検出試験結果

### 3.2 車上計測によるたわみ測定手法

構造物の維持管理のさらなる低コスト化および効率化を目的として、走行列車上で得られる軌道変位から橋りょうの代表的な性能指標である橋りょうたわみを評価する手法の構築を進めている。ここでは、走行列車の先頭および最後尾車両の二か所で計測した軌道変位を用いて、その差から車両が通過した橋りょうのたわみ最大値を推定する。理論的検討により図6に示す先頭および最後尾車両の軌道変位の差の最大値が橋りょうの最大たわみに比例することを明らかにし、この特徴を活かして変換係数を利用した独自の推定手法を提案した。実路線で得られた先頭および最後尾車両の軌道変位測定データに適用した結果、提案手法は誤差10%程度で橋りょうのたわみ最大値を推定できることが確認できた（図7）。ただし、本手法は2箇所の軌道変位が必要あること、適用範囲が列車速度100km/h以下であることなどの制約を有する。現在は手法を拡張し、一般的な軌道検測車の活用や高速鉄道への拡張を進めている。

## 4. 高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系ハイブリッドシミュレーション

架線・パンタグラフ間の動的相互作用を考慮したパンタグラフの性能評価を定置で行うことを目的として、高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系ハイブリッドシミュレーション（以下、HS）を開発した。集電系HSは、パンタグラフの加振試験と架線運動のリアルタイムシミュレーションを融合することで、パンタグラフの仮想的な走行試験を定置で行える効率的な手法である。過去に鉄道総研では、比較的高い周波数応答特性を有する加振機（以下、加振機）を用いた集電系HS（以下、高周波対応HS）を開発した<sup>4)</sup>。図8に示すように集電系HSでは、加振機などの加振装置がパンタグラフ舟体を上下方向に加振する力（接触力）を架線モデルに与えて架線モデルの運動をリアルタイムで計算し、得られたトロリ線変位を用いて加振装置が舟体を加振する。上記の高周波対応HSは、20Hzまでの架線の振動を再現することができる。この周波数は、列車速度360km/hのパ

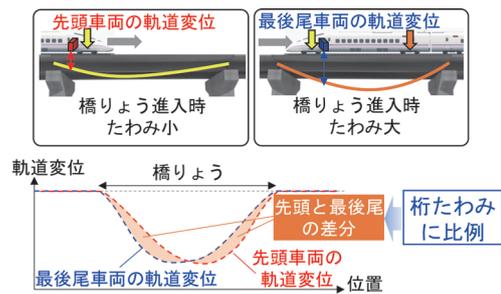


図6 先頭車両と最後尾車両が橋りょう上を通過する際の軌道変位の差分

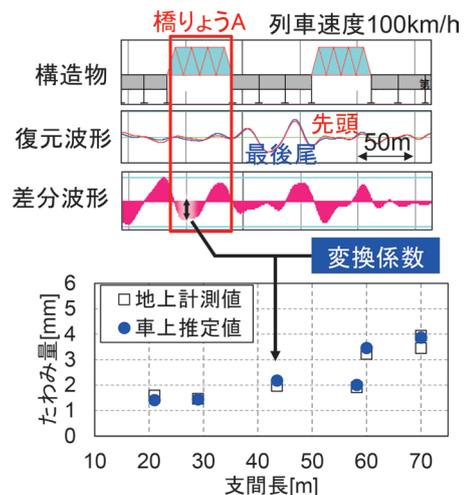


図7 たわみ量の車上推定値と地上計測値の比較

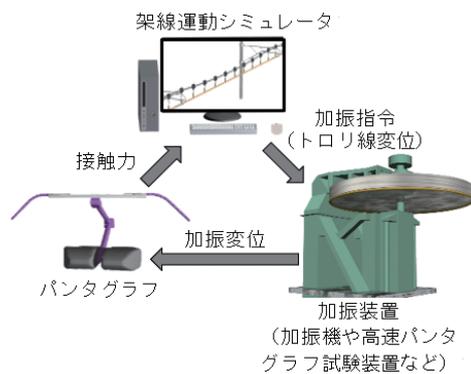


図8 集電系ハイブリッドシミュレーションの構成

ンタグラフがハンガを通過する周波数（以下、ハンガ周期）に相当することから、高周波対応HSはハンガ周期に起因する現象を再現することができる。しかし、走行による架線とパンタグラフのしゅう動や、架線偏位を表現できなかった。

一方、鉄道総研では、新しい大型試験設備である高速パンタグラフ試験装置が2021年にしゅん功した<sup>5)</sup>。図9に示すように高速パンタグラフ試験装置は、底面にト

ロリ線を取り付けた回転円盤を最高周速度 500km/h で回転させながら、回転円盤を上下方向に加えて左右方向にも加振できるため、架線偏位も表現することができる。さらに、パンタグラフへの通電が可能な他、試験室内の温度・湿度を変化させられるため、パンタグラフの総合的な試験を行うことができる。

そこで、高周波対応 HS の課題を解決するために、高速パンタグラフ試験装置を加振装置として用いる集電系 HS (以下、全般性能評価 HS) を新たに開発した<sup>6)</sup>。高周波対応 HS と全般性能評価 HS との性能比較表を表 1 に示す。全般性能評価 HS は、高周波対応 HS と比較すると加振装置の可動部の質量が大きいので、表現可能な架線振動の周波数範囲は 2Hz までに制限されるものの、走行によるしゅう動や架線偏位の影響に加えて、通電によるすり板の温度上昇や環境温度・湿度の影響も考慮することができる。

走行速度 300km/h の条件で実施した全般性能評価 HS の試験結果を図 10 に示す。上段は架線偏位、下段は舟体上下変位を示しており、全般性能評価 HS と架線・パ

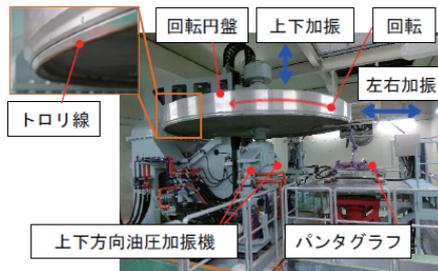


図 9 高速パンタグラフ試験装置

表 1 高周波対応 HS と全般性能評価 HS の機能比較

	高周波対応 HS	全般性能評価 HS
架線振動	~20 Hz まで	~2 Hz まで
架線偏位	なし	あり
しゅう動	なし	あり
通電	なし	あり
環境温度設定	なし	あり
湿度設定	なし	あり

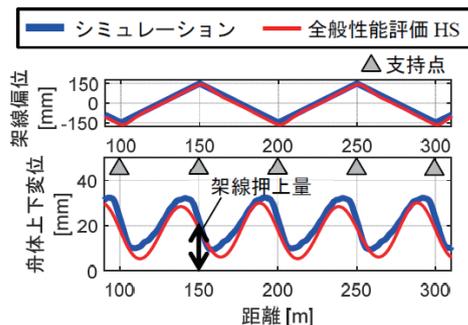


図 10 走行速度 300km/h での集電系 HS 試験結果

ンタグラフ系シミュレーションの結果を比較している。両者の結果は概ね一致していることから、全般性能評価 HS を用いることで、パンタグラフ通過時の支持点における架線押上量を定置で評価可能なことがわかる。

## 5. 構造最適化による車両鋼体の軽量化

最近の鉄道車両は、走行性能、利便性、安全性など様々な点で高性能化が進む一方、機器の増設や衝突安全設計により車両重量が増加傾向にあるため、車両構体の軽量化が求められている。軽量化の設計手法の一つに構造最適化手法があるが、鉄道車両の設計においては、まだ一般的ではない。そこで、鉄道車両の構造最適化による軽量化設計手法の確立を目的として、骨組構造の車両構体を対象に、強度、剛性が確保され、さらに骨組構造に適した制約条件を設定できるように機能拡張を行い、製造可能な軽量化構体が導出できる構造最適化手法を開発した。

ある原型となる構造に基づいて与えられた設計要件を満たす構造を求める手法として形状最適化、トポロジー最適化手法がある<sup>7)</sup>。外形形状を設計変数とする形状最適化や、内部構造も設計変数とするトポロジー最適化は、FEM 解析、感度解析、最適化手法を組み合わせる構造最適化を実施する手法である。これらは、多数の設計変数を設定できるため、最適化の自由度は高いが収束性の点を考慮し、最適性基準法などの適当な最適化計算アルゴリズムの適用が必要となる。提案手法では、トポロジー最適化により荷重伝達経路を同定し、これをもとに形状最適化の初期形状を決定する。続けて、形状最適化により詳細な評価を行い、軽量化された最終形状を導出する(図 11)。また、最適化された形状が製造可能な形状でなければならないため、断面形状が一定の条件、面外に形状変化しない条件、曲げ加工などで型が抜けるようにする条件などを定義可能とした。

通勤型車両を対象に構造最適化を実施して軽量化構体

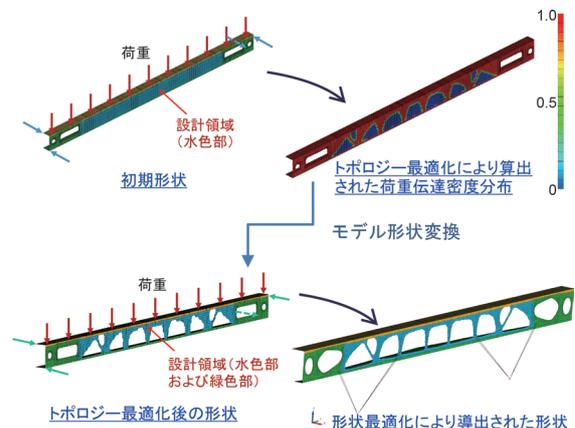


図 11 構造最適化の流れ

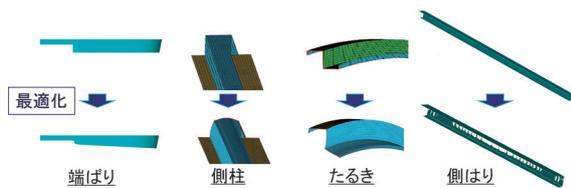


図 12 構造最適化による軽量化構造

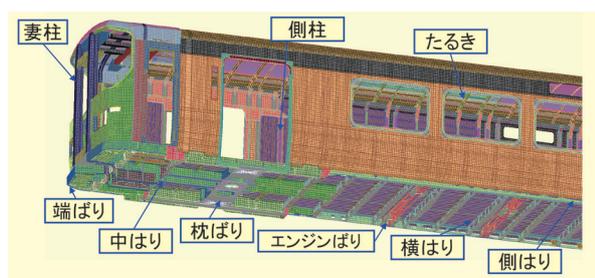


図 13 軽量化構造を適用した車両構体

構造を導出した。最適化の条件としては、目的関数として設計領域の質量、制約条件として剛性保持、最大応力が耐力以下とし、得られた形状が製造可能となるよう制約条件を与えた。荷重ケースは、構体荷重試験を模擬した車両全体の応力解析から得られた各部材への負荷を適用した。各部材ごとに形状の制約条件を設定して構造最適化を実施し、軽量化された形状を得た。主な部材を図 12 に示す。側柱やたるきなどは、従来にない独特の断面形状となっているが、形状の制約条件により製造および実使用が可能な構造となっている。台枠の側ばりは、既存の車両では開口部ではなく、補強材が当てられていることが一般的であるが、構造最適化の結果としては、長手方向の中央寄りの側面に多数の開口部を有する形状となった。柱や帯など各部材に対して軽量化構造を適用することにより構体全体の重量は、約 7% 減となった（図 13）。

## 6. まとめ

鉄道固有現象の力学的問題に関わる最近の研究事例の概要を紹介した。これらの事例は、鉄道の安全化や鉄道システムの革新に向けて、鉄道総研独自の数値シミュレーション技術や実験・計測・評価技術を用いて、力学的問題としてアプローチしたものである。多くが現状は基礎研究段階にあり、これから実問題に適用してさらなる技術検証と実用化を図る所存であるので、鉄道事業者をはじめとする関係各位の御指導・御協力を引き続きお願いする次第である。なお、本研究の一部は、国土交通省の技術開発費補助金を受けて実施した。

## 文 献

- 1) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠: 鉄道車両と線路構造物の連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513, I-31, pp.129-138, 1995
- 2) 上半文昭: ビデオカメラとドローンを用いた構造物検査技術の開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.41-46, 2021
- 3) 上半文昭: 構造物診断用非接触振動測定システム「Uドップラー」の開発, 鉄道総研報告, Vol.21, No.12, pp.17-22, 2007
- 4) 小林樹幸, 山下義隆, 白田隆之, David P. STOTEN: 多自由度架線モデルを用いた集電系ハイブリッドシミュレーション手法, 鉄道総研報告, Vol.32, No.6, pp.11-16, 2018
- 5) 小山達弥: 高速パンタグラフ試験装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.5-10, 2021
- 6) 小林樹幸, 小山達弥, 原田智: 高速パンタグラフ試験装置を用いた集電系ハイブリッドシミュレーション手法, 鉄道総研報告, Vol.35, No.12, pp.47-52, 2021
- 7) 西脇眞二, 泉井一浩, 菊池昇: トポロジー最適化, 丸善, pp.1-17, 2013



# パンタグラフの不安定振動に対する しゅう動摩擦の影響の解析的検討

天野 佑基\* 小林 樹幸\*

Analytical study on effect of Sliding Friction on Unstable Vibration of Pantograph

Yuki AMANO Shigeyuki KOBAYASHI

Sliding of the pantograph head and contact wire causes frictional force acting on traveling pantograph head in horizontal direction. If the coefficient of friction between the pantograph head and contact wire is large, unstable vibration of the traveling pantograph could be observed. To analyze this vibration, a 2-dof pantograph model considering frictional force acting on the pantograph head has been proposed. However, stability of the contact strip attached to the pantograph is not studied in this model. Therefore, this study proposes two types of a 2-dof contact strip model for the cases where the contact strip slides on rigid contact bar or overhead contact line. This 2-dof contact strip model considers vertical and pitching direction movement. In addition, a stability analysis method using the 2-dof contact strip model is also proposed. In this method, we apply the complex eigenvalue analysis to the 2-dof contact strip model. Furthermore, excitation test of actual contact strip for Shinkansen train was carried out to identify its dynamic characteristics. Then mode shapes and natural frequencies of the contact strip were identified by utilizing the Maxwell's reciprocal theorem. Moreover, the stability analysis based on the complex eigenvalue analysis was carried out using identified modal parameters.

キーワード：パンタグラフ, しゅう動摩擦, 不安定振動, 安定性解析, 複素固有値

## 1. はじめに

電気鉄道のパンタグラフは図1に示すように、舟支え、舟支えリンク、釣り合い棒、上枠および下枠から成るリンク機構を用いて舟体の上下運動を実現している。舟体の上面にはすり板とよばれるしゅう動部材が取り付けられており、すり板とトロリ線を接触させることで車両へ電力を供給する。列車が走行する際にはトロリ線とすり板の接触点はトロリ線上を移動し、この時しゅう動による摩擦力が発生する。そして、摩擦力が発生すると、摩擦力による仕事はパンタグラフ自身の特性によって励振エネルギーに変換され、しゅう動摩擦に起因した不安

定振動が生じる可能性がある。実際、摩擦力が原因と推測されるピッチング方向の振動が報告されている<sup>1)</sup>。

また、図2に示すような摩擦力による回転モーメントによって、すり板の進行方向側の一部の範囲のみでトロリ線に接触してしゅう動する現象が経験的に知られており、この現象はすり板の片当たりとよばれている。このような不均一な接触圧力を有する部材をしゅう動させた場合にはディスクブレーキの鳴き<sup>2)</sup>のようにしゅう動部材の並進・回転運動の連成による不安定振動が発生する可能性がある。そのため、すり板のピッチング方向の運動に関しても詳細な検討が必要となるが、しゅう動摩擦を考慮していない多質点系<sup>3)</sup>やマルチボディダイナミクス<sup>4)</sup>に基づいたモデル<sup>5)6)</sup>を含め、過去の研究ではすり板のピッチング方向の運動の詳細な検討を行っていない。

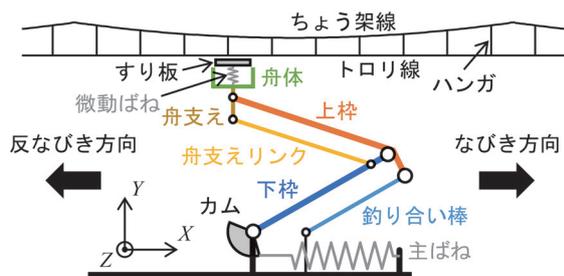


図1 新幹線用シングルアームパンタグラフの概念図

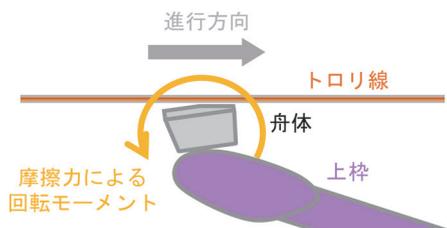


図2 すり板の片当たりの概念図

\* 鉄道力学研究部 集電力学研究室

したがって本研究では、すり板のピッチング方向および鉛直方向の振動が連成することによって不安定振動が生じていると推測し、剛体架線およびカテナリ架線のそれぞれの場合に対応したすり板部分の解析モデルを構築した。また、構築した解析モデルを基に、すり板の安定性評価手法を提案した。さらには、実機パンタグラフのすり板を用いた加振試験によって、すり板の固有振動数およびモード形状を測定した上で、剛体架線およびカテナリ架線の走行を対象とした実機パンタグラフの安定性を数値的に検討した。ここで、剛体架線も対象とする理由は、パンタグラフ単体の安定性評価を行うことで、不安定振動の現象把握を容易にするためである。

## 2. しゅう動摩擦による並進・回転運動の連成を考慮したすり板の解析モデル

文献7によると、新幹線の駅構内のパンタグラフ停止位置付近（前後10m程度）の極低速走行区間（約15km/h以下）において、他の区間と比べてトロリ線の摩耗率が高いことが報告されている。また、文献8によると、整備新幹線で用いられているPHCトロリ線<sup>9)</sup>および鉄系焼結合金すり板<sup>10)</sup>の組み合わせにおいて、これらの材料間の摩擦係数が極低速走行時（約15km/h以下）に0.8程度まで増大することが示されている。このように摩擦係数が増大する際に不安定振動が発生する可能性があることから、本報告では、極低速走行時の新幹線用シングルアームパンタグラフにおける不安定振動を検討の対象とすることとした。

検討対象としたパンタグラフのすり板およびその支持構造（以降、両者を合わせてすり板部と呼ぶ）の模式図を図3に示す。ここで、図3の上側には平面図、下側には平面図の中心線における断面図を示している。また、図中の座標系O—XYZは図1のものに対応し、XおよびZ軸はレールおよびまくらぎ方向にそれぞれ平行であり、その原点はすり板のXおよびZ軸方向中心にとった。パンタグラフのリンク機構の動特性にはレール方向に異方性が存在し、その異方性に着目して図1および図3には、X軸正方向および負方向をそれぞれなびき方向および反なびき方向と記して区別している。図3に示す

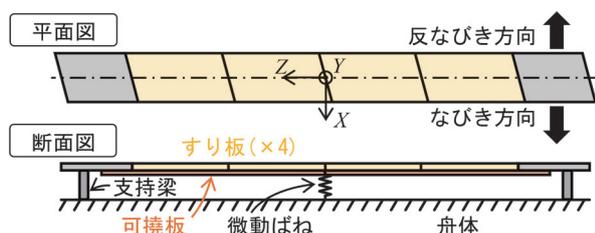


図3 すり板とその支持構造の模式図

ように、検討対象としたすり板は平面図において平行四辺形の形をした複数枚のすり板をまくらぎ方向に並べて構成したものであり、その中央および両端がそれぞれ微動ばねおよび支持梁で支持されている。そして、ストッパが作用しない範囲では、すり板は舟体と支持梁の結合部を支点としてZ軸周りに（ピッチング方向）に振動し得る。そこで、これらの構造を有するすり板部がパンタグラフの安定性に与える影響を検討するため、すり板部のみを抽出した解析モデルを構築した。以下では、剛体架線およびカテナリ架線のそれぞれを走行する場合を対象に、すり板部のモデル化とモデルより求まる系の運動方程式およびその固有値について述べる。

### 2.1 剛体架線・カテナリ架線に対応した解析モデル

すり板部の鉛直方向の運動は可撓板のたわみおよび微動ばねの伸縮、ピッチング方向の運動は支持部のがた等により生じるすり板の剛体回転によって主に成される。よって、この運動形態を考慮し、解析的検討が容易な図4に示す解析モデルを構築した。ここで、図4(a)および図4(b)には、剛体架線およびカテナリ架線のそれぞれを走行する状況を想定した剛体架線モデルおよびカテナリ架線モデルを示す。この2つのモデルはどちらも、すり板を模した集中質量が、微動ばねおよび支持梁を模した質量のない片持ち梁で支持される構成となっている。以下では、はじめに両モデルの共通部分について述べ、その後各モデルの相違点について述べる。

はじめに、両モデルの共通部分について述べる。剛体架線およびカテナリ架線のどちらを走行する際にも、すり板と架線との摩擦力による回転モーメントにより、すり板の進行方向側の一部の範囲のみが架線に接触してしゅう動する現象が経験的に知られている。片当たりが生じると、すり板表面に作用する接触圧力の偏りやトロリ線との接触面積の低下等の影響により、すり板にピッチング方向の回転モーメントが生じる。したがって、本報告で提案する解析モデルでは、図4(a)に示すように片持ち梁の支持点中心からレール方向に $a$ だけずらした位置に集中荷重を作用させることで、上記のような

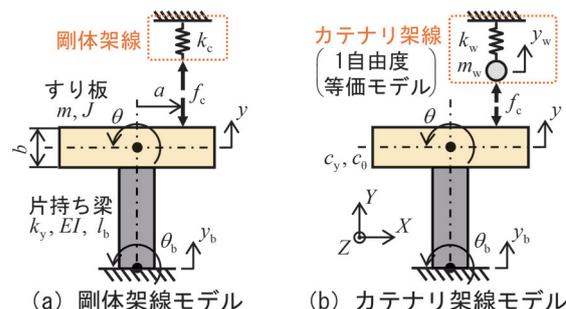


図4 剛体架線・カテナリ架線に対応した解析モデル

すり板の片当たりを簡易的に表現することとした。図4 (a)における  $m$  はすり板の等価質量,  $J$  はすり板の等価慣性モーメント,  $b$  はすり板の  $Y$  方向の幅,  $l_b$  はすり板を支持する片持ち梁の軸長,  $k_y$  は微動ばねおよび支持梁の長手方向の剛性等を考慮した等価剛性,  $EI$  は片持ち梁の曲げ剛性,  $c_y$  および  $c_\theta$  はすり板の鉛直および回転方向の粘性減衰係数,  $y$  および  $\theta$  はすり板の鉛直方向変位および重心周りの角変位,  $y_b$  および  $\theta_b$  は舟体と片持ち梁の接合部における鉛直方向変位および角変位,  $f_c$  は架線とすり板間の接触力を表す。

次に, 図5にすり板および片持ち梁に関する自由体図を示す。ここで, 図5 (a)には鉛直方向の力, 図5 (b)には回転方向に作用するモーメントを示しており,  $M$  はすり板と片持ち梁の間に作用する曲げモーメントを表す。なお, 自由体図では減衰力は省略している。摩擦モデルにはクーロン摩擦を仮定し, 接触力に比例したしゅう動摩擦力が舟体前後方向に作用する。摩擦係数を  $\mu$  とし, 列車がなびき方向 ( $X$  軸正方向) に走行する際の摩擦力が作用する方向を正と仮定すると, 摩擦力  $\mu f_c$  の正方向は図5 (b) に示す向きとなる。列車が反なびき方向 ( $X$  軸負方向) に走行する場合には, 摩擦係数  $\mu$  の値を負として対応することとする。また, 片持ち梁の軸長  $l_b$  は比較的短いいため, 両モデルにおいて片持ち梁端部の水平方向変位を無視することとする。この近似を導入すると, 自由体図における水平方向の力の釣り合いから, 図5 (b) に示すようにすり板と片持ち梁の間のせん断力を  $\mu f_c$  と近似できる。

次に, 両モデルの相違点について述べる。剛体架線モデルに関しては, すり板と架線の接触を図4 (a) に示す接触要素 (以降, 接触ばね) を用いたペナルティ法によって表現し, 接触ばねの剛性を  $k_c$  とした。一方, カテナリ架線モデルに関しては, 架線を1自由度系のばねマスモデル (以下, 1自由度等価モデル) で表現し, その等価質量および等価剛性を  $m_w$  および  $k_w$ , 鉛直方向変位を  $y_w$  とした (図4 (b))。

## 2.2 運動方程式の導出

本節では, 前節で述べたカテナリ架線モデルの運動方

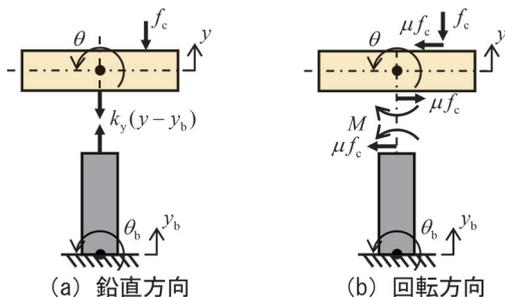


図5 すり板および支持梁に関する自由体図

程式を導出する。剛体架線モデルの運動方程式は, カテナリ架線モデルにおいて  $m_w=0$ ,  $k_w=k_c$  とすれば求まるため, ここではカテナリ架線モデルの導出のみを述べる。まず, すり板の鉛直および回転方向の運動方程式は, 図5 (a) および図5 (b) に示す自由体図より次式のようにになる。

$$\begin{cases} m\ddot{y} = -c_y\dot{y} - k_y(y - y_b) - f_c \\ J\ddot{\theta} = -c_\theta\dot{\theta} - f_c a + \mu f_c b - M \end{cases} \quad (1)$$

また, 梁の端部の傾きはすり板の角変位に一致し, 片持ち梁に対してミオソテスの公式<sup>11)</sup>を適用すると次式を得る。

$$\theta - \theta_b = \frac{\mu f_c l_b^2}{2EI} + \frac{M l_b}{EI} \quad (2)$$

さらに, 架線の運動方程式および架線・すり板間の接触条件は次式となる。

$$m_w \ddot{y}_w = -k_w y_w + f_c, \quad y_w = y + a\theta \quad (3)$$

式(2)および式(3)を式(1)に代入して  $f_c$  および  $M$ , そして  $y_w$  を消去すると, 最終的な運動方程式を得る。

$$\left. \begin{aligned} & M\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{0} \\ & \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m + m_w & a m_w \\ (a - \mu l) m_w & J + a(a - \mu l) m_w \end{bmatrix} \\ & \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_y & 0 \\ 0 & c_\theta \end{bmatrix} \\ & \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_y + k_w & a k_w \\ (a - \mu l) k_w & k_\theta + a(a - \mu l) k_w \end{bmatrix} \\ & \mathbf{y} = [y \quad \theta]^T, \quad k_\theta = EI/l_b, \quad l = b + l_b/2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(4)では簡単のため,  $y_b$  および  $\theta_b$  を無視することとした。この近似の導入は, 文献12の結果から枠組の質量および慣性モーメント, そして頂点軌跡が安定性に与える影響は小さいと考えたゆえである。ただし, 高い周波数領域では枠組の弾性振動を無視できず,  $y_b$  および  $\theta_b$  が系の安定性に影響を及ぼす可能性があるため, その検討については今後の課題である。式(4)より数式の上では, 剛体架線モデルはクーロン摩擦によるチョークの振動モデル<sup>13)</sup>, カテナリ架線モデルはピン・ディスクモデル<sup>14)</sup>に相当することが分かる。また, すり板部だけに着目した場合には,  $a$  および  $\mu$  の符号を反転すればなびきおよび反なびき走行の運動は同じ運動方程式で表されるため, 一方の方向のみを検討すれば十分であることが分かる。よって以下では,  $a > 0$  の場合のみを取り扱うこととする。

### 2.3 カテナリ架線の1自由度等価モデルの導出

本節では、図6に示す両端支持弦モデル<sup>15)</sup>を用いてカテナリ架線の解析的検討を行う。両端支持弦モデルは両端を固定した1本の弦でカテナリ架線を表したモデルであり、簡潔で解析的検討に適している。ただし、波動の分散性の観点から、通常の架線では架線を弦で近似できる周波数は数十 Hz 以下であり、さらに、トロリ線およびちょう架線が同位相で振動するモードが支配的であるのは、数 Hz 以下の低周波域に限られる<sup>16)</sup>。しかし、本報告で検討対象としている極低速走行では、高周波成分の振動は生じないと推測され、両端支持弦モデルを用いたモデル化が可能だと考えられる。

多自由度線形系の場合、共振点近傍においては共振モードが支配的となる。よって、解析的検討を行うため、カテナリ架線の各共振点近傍において共振モードのみを抽出した1自由度等価モデルを構築することとした。以下に、ラグランジュの運動方程式を用いた1自由度等価モデルの導出過程を示す。

径間の左端を原点としたレール方向位置  $x$  における架線の鉛直方向変位を  $y(x, t)$  とおくと、1径間分の架線の運動エネルギー  $K$  およびポテンシャルエネルギー  $U$ 、そして仮想仕事  $\delta W$  は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{1}{2} \int_0^S \rho y^2 dx, \quad U = \frac{1}{2} T \int_0^S y'^2 dx \\ \delta W &= f_c \delta y(x_p, t) \\ \rho &= \rho_m + \rho_t, \quad T = T_m + T_t \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで、 $S$  は径間長、 $\rho$  はちょう架線およびトロリ線の線密度  $\rho_m$  および  $\rho_t$  の和、 $T$  はちょう架線およびトロリ線の張力  $T_m$  および  $T_t$  の和、 $x_p$  はパンタグラフのレール方向における位置を表す。両端が固定された弦の固有角振動数  $\omega_n$  および固有ベクトル  $Y_n(x)$  は次式で表される。

$$\omega_n = \frac{n\pi}{S} \sqrt{\frac{T}{\rho}}, \quad Y_n(x) = \sin \frac{n\pi}{S} x \quad (6)$$

ここで、 $n$  はモードの次数を表す。架線の変位  $y(x, t)$  を式(7)で仮定すると、式(5)よりラグランジュの運動方程式は式(8)のようになる。

$$y(x, t) = \frac{Y_n(x)}{Y_n(x_p)} y_w(t) \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} m_w \ddot{y}_w + k_w y_w &= f_c \\ m_w &= \frac{\rho S}{2Y_n^2(x_p)}, \quad k_w = \frac{(n\pi)^2 T}{2SY_n^2(x_p)} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

以上より、等価モデルの運動方程式が導出された。ここ

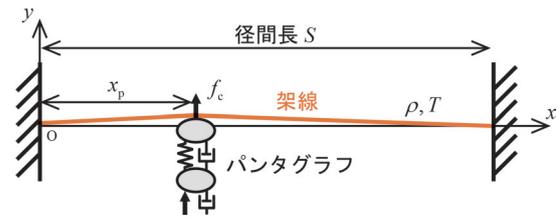


図6 両端支持弦モデル

で、式(7)では  $x=x_p$  において架線の変位  $y$  と等価モデルの変位  $y_w$  が一致するように  $Y_n(x_p)$  で正規化しており、 $Y_n(x_p)=0$  となる位置（モードの節）では定義できない。また、接触力が各モードの応答へ与える影響度合いがパンタグラフ位置によって変化するため、見かけ上、等価質量および等価剛性が  $x_p$  の関数となっている。よって、列車が等速で移動する場合にはこれらの係数はパンタグラフが支持点を通る周期（径間周期）で変化するため、カテナリ架線の挙動は厳密には周期的に変化する係数を有する系（係数励振系とよぶ）として取り扱う必要がある。しかし、極低速走行区間では周期係数の影響が低下すると考えられ<sup>17)</sup>、本報告では  $m_w$  および  $k_w$  は定数（つまり、 $x_p$  は定数）と仮定することとした。また、カテナリ架線では径間中央における架線変位量が大きくなる傾向があるため、径間中央を解析対象とすることとした。径間中央を解析対象とする場合、奇数次モードしか励起されないため、以下ではカテナリ架線の偶数次モードは無視する。

### 2.4 安定性の解析的検討

2.2節の式(4)で示したように、摩擦力の作用により剛体架線モデルでは剛性行列が、カテナリ架線モデルでは質量行列および剛性行列が非対称行列となる。このような非対称行列を含む系の固有値は複素数となり、その実部はモード減衰率の負値を表わす<sup>18)</sup>。そのため、複素固有値の実部が正の場合には減衰率が負であることを意味し、系の複素固有値が1つでも正の実部を有する場合には、系が動的に不安定になる。また、複素固有値の実部が正の場合に、その絶対値が大きいほど系の不安定性が高くなる。そこで本報告では、複素固有値の実部の最大値を用いて解析モデルの安定性評価を行う。

式(4)のような減衰二自由度系（以下、減衰系）の場合、その固有値を解析的に導出することが困難である。しかしながら、実機パンタグラフには無視できない減衰が存在し、減衰の値は安定性に影響を及ぼすため、その検討は重要である。一方、式(4)において減衰項を無視（ $c_y=c_0=0$ ）した不減衰二自由度系（以下、不減衰系）の場合には、その固有値は解析的な導出が可能である。よって本報告では、不減衰系および減衰系の固有値をそれぞれ解析的および数値的に求め、安定性の検討を行う。

減衰系に関する数値的な検討に関しては3.2節で行うこととし、以下では不減衰系の安定性を解析的に検討する。まず、式(4)に $y = Ye^{\lambda t}$ を代入すると、次式に示す固有値 $\lambda$ に関する特性方程式を得る。

$$\left. \begin{aligned} A\lambda^4 + B\lambda^2 + C &= 0 \\ A &= (m + m_w)J + a(a - \mu l)mm_w \\ B &= (m + m_w)k_0 + (k_y + k_w)J \\ &\quad + a(a - \mu l)(mk_w + m_w k_y) \\ C &= (k_y + k_w)k_0 + a(a - \mu l)k_y k_w \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

上式は $\lambda$ に関する複二次方程式であり、 $\lambda^2$ が実数なら $\lambda$ は実数または純虚数となるため、振動的な解が得られないことが分かる。それに対し、 $\lambda^2$ が複素数なら $\lambda$ も同じく複素数となり振動的な解が得られ、その条件式 $B^2 - 4AC < 0$  (不安定振動が発生する条件式)を $\mu$ について書き下すと次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \mu &> \frac{1}{l} \left( \frac{J}{ma} f + a \right) (a > 0) \\ f &= \frac{\left\{ \sqrt{m_w} |\omega_w^2 - \omega_0^2| - \sqrt{m} |\omega_0^2 - \omega_y^2| \right\}^2}{m_w |\omega_w^2 - \omega_y^2|} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここで、無次元化には次式を用いた。

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k_y}{m}}, \omega_0 = \sqrt{\frac{k_0}{J}}, \omega_w = \sqrt{\frac{k_w}{m_w}} \quad (11)$$

式(10)は $\omega_w > \omega_0 > \omega_y$ または $\omega_y > \omega_0 > \omega_w$ の関係を前提とした条件式であり、どちらかの関係を満たさなければ振動的に発散する不安定(ホップ分岐型の不安定とよぶ)状態は生じないことになる。ただし、減衰が存在すれば前述の関係が成り立たずともホップ分岐型の不安定は生じ得る。また、式(10)の右辺は $a > 0$ の条件から常に正であることが分かり、 $a > 0$ の場合にはなびき走行( $\mu > 0$ )でしか不安定振動が発生しないことが読み取れる。これは、進行方向前側に偏ってしゅう動する状況、つまり片当たり状況において不安定振動が生じることに対応していると考えられる。そして、 $a \rightarrow \infty$ および $a \rightarrow 0$ の場合には、式(10)に示す不安定境界がそれぞれ直線 $a = \mu l$ および $a = 0$ に漸近することも読み取れる。さらに、式(10)の $f$ の分子より、 $\omega_0$ と $\sqrt{(k_y + k_w)/(m + m_w)}$ (以降、 $\omega_{ver}$ と記す)が一致する場合に式(10)の右辺が最も小さくなり、小さい摩擦係数の値でも不安定となりうる事が分かる。ここで、 $\omega_{ver}$ は架線とすり板が一体となって鉛直方向に動く場合の固有角振動数に相当する。したがって、カテナリ架線モデルにおいて不安定振動を抑制するには、 $\omega_w > \omega_0 > \omega_y$ および $\omega_y > \omega_0 > \omega_w$ の

関係が成り立つのを避け、 $l$ および $|\omega_w - \omega_y|$ が小さく、 $|\omega_0 - \omega_{ver}|$ が大きくなるように設計すればよいことが分かる。次に、式(10)の $f$ に $m_w = 0$ 、 $k_w = k_c$ を代入すると、次式に示す剛体架線モデルにおけるホップ分岐型の不安定条件が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \mu &> \frac{1}{l} \left( \frac{J}{ma} f + a \right) (a > 0) \\ f &= \frac{\left\{ \sqrt{k_c} - \sqrt{m(\omega_0^2 - \omega_y^2)} \right\}^2}{k_c} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ここで、式(12)は $\omega_0 > \omega_y$ の関係を満たさなければならない。文献19によると、接触要素として接触ばねのみを用いた場合に、100Hz以下の接触力変動に対してペナルティ係数の影響が及ぶことを防ぐためには、接触ばねの剛性 $k_c$ を $k_y$ の100~1000倍程度に設定すればよいことが示されている。よって、 $\omega_0$ が $\omega_{ver} = \sqrt{(k_y + k_c)/m}$

に一致することはなく、 $\omega_0$ の増加および $\omega_y$ の減少に従って、不安定度が増すことが読み取れる。また、 $k_c$ が他パラメータに比して非常に大きい場合、式(12)の $f$ は1と近似できる。その場合には、 $m$ に対する $J$ の比を大きくする、 $l$ を小さくするなどの対策を講じればよいことが分かる。

なお、本節では触れなかったが、固有値が正の実数となり非振動的に発散する不安定(ダイバージェンス型の不安定とよぶ)状態も存在する。しかし、本論文で提案した解析モデルの場合、ダイバージェンス型の不安定はホップ分岐型の不安定に比して大きな摩擦力が必要となるため、その解析的検討については割愛した。

### 3. 実機パンタグラフすり板を用いたパラメータ同定および安定判別

#### 3.1 パラメータ同定

実機パンタグラフの安定性を数値的に評価するにあたり、解析モデルの各種パラメータを実機パンタグラフから同定する必要がある。そこで、実機パンタグラフから取り外した舟体を治具に固定した上で加振試験を行い、マクスウェルの相反定理<sup>18)</sup>を利用してすり板のアクセルランスを取得した。図7に加速度計設置位置および加

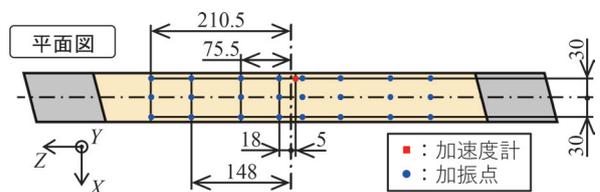


図7 加速度計設置位置および加振位置 (単位: mm)

振位置を示す。直線  $Z = -18\text{mm}$  上の3カ所を加振して得たアクセラランスのゲインおよび位相を図8に示す。図8より、約50Hz以下の範囲ではゲインおよび位相が概ね一致しており、 $X$ 軸方向に様な応答が得られていることが分かる。さらに、図8より、39.1Hzおよび73.8Hz、そして81.2Hzに1次および2次、そして3次の共振点が存在することが見て取れる。

次に、共振点における振動形態について述べる。各加振位置における変位間の振幅比は時々刻々変化するが、不安定現象に対し、振幅比の二乗和が大きくなる際の振動形態が与える影響が大きいと考え、その振動形態をモード形状と近似することとした。39.1Hzおよび73.5Hzにおけるモード形状を図9(a)、および図9(b)に示す。図9(a)から、39.1Hzにおける共振点のモード形状は(面外)1次曲げモードであり、微動ばねが位置する原点近傍を除き、概ね $X$ 軸方向に様な動きを行っていると考えられる。一方、図9(b)では面外曲げはあまり生じておらず、すり板の中央部分がピッチング方向にねじれていることが見て取れる(以下、このモード形状をピッチングモードとよぶ)。なお、図示は省略したが、183.5Hzにも共振点が存在し、73.8Hzおよび183.5Hzにおける共振点のモード形状は(面外)2次および3次曲げモードであり、図9(b)では2次曲げモードの影響が表れている。前述の曲げモードおよびピッチングモードが、解析モデルにおける鉛直および回転方向のモデル化対象モードである。よって、これらのモードを対象に、2.3節に示した架線の等価質量を導出する方法と同様の方法により、解析モデルにおける等価パラメータを算出することとした。ここで、等価質量の

算出に際しては、曲げモードのモード形状が概ね正弦波であることから、式(8)を用いて算出した。式(8)より、モードの腹の位置における等価質量はモード次数によらず同じになることが読み取れる。一方、ピッチングモードに関してはすり板の半分程度の質量が回転運動に寄与していると考え、質量を半分にしたすり板が剛体回転運動をしている際の慣性モーメントを等価慣性モーメントとした。そして、算出した質量および慣性モーメントの値と図8で読み取ったそれぞれの固有振動数の値から、鉛直および回転方向の剛性を算出した。また、1自由度法<sup>20)</sup>を用いて、各モードのモード減衰比を同定したところ、各曲げモードの減衰比は表1に示す値であり、ピッチングモードの減衰比は0.03であった。ここで、 $f_y$ は $\omega_y$ を $2\pi$ で除した鉛直方向の固有振動数であり、鉛直および回転方向の減衰比 $\zeta_y$ および $\zeta_\theta$ は次式で表される。

$$\zeta_y = \frac{c_y}{2m\omega_y}, \zeta_\theta = \frac{c_\theta}{2J\omega_\theta} \quad (13)$$

各モデルを用いた安定判別を行うにあたり、剛体架線モデルでは接触ばね、カテナリ架線モデルでは架線のパラメータを定める必要がある。接触ばねの剛性に関しては、文献19の研究を参考に、 $k_y$ の1000倍程度の値に設定することとした。架線のパラメータに関しては、整備新幹線で用いられている高速シンプル架線(トロリ線:GT-PHC110, ちょう架線:PH150)のパラメータを用いることとした。これらのパラメータをまとめて表2に示す。ここで、 $f_\theta$ は $\omega_\theta$ を $2\pi$ で除した回転方向の固有振動数を表す。また、表2に示すパラメータを用いた場合のカテナリ架線の固有振動数を図10に示す。ここで、図10では奇数次モードの固有振動数のみ示しており、 $f_w$ は $\omega_w$ を $2\pi$ で除したカテナリ架線の固有振動数を表す。図10から、カテナリ架線のモード次数 $n$ が30

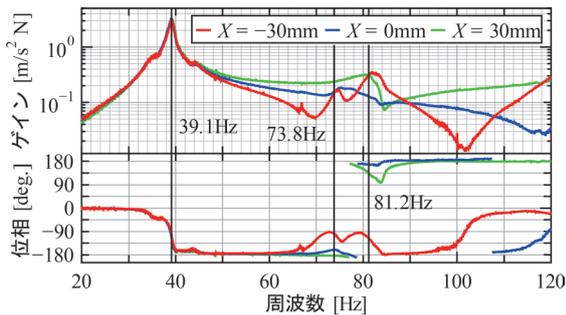


図8 直線  $Z = -18\text{mm}$  上のアクセラランスの比較

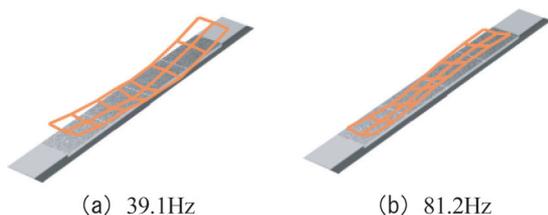


図9 各共振点におけるモード形状

表1 各曲げモードのモード特性

次数	固有振動数 $f_y$ [Hz]	減衰比 $\zeta_y$ [-]
1	39.1	0.01
2	73.8	0.03
3	183.5	0.01

表2 すり板部および架線のパラメータ

$m$ [kg]	2.35	$\rho_m$ [kg/m]	1.375
$J$ [kg·mm <sup>2</sup> ]	715	$\rho_t$ [kg/m]	0.991
$f_\theta$ [Hz]	81.2	$T_m$ [kN]	19.6
$\zeta_\theta$ [-]	0.03	$T_t$ [kN]	19.6
$b$ [mm]	10	$S$ [m]	50.0
$l_b$ [mm]	20	$x_p$ [m]	25.0
$k_c$ [kN/m]	$1.00 \times 10^5$		

以下の範囲では、1次曲げモードの固有振動数39.1Hz以下であり、どの曲げモードを解析対象としても $\omega_w < \omega_y$ の関係が成り立つことが分かる。

### 3.2 解析モデルを用いた安定判別

本節では、2.2節の式(4)で示した減衰系を対象に、表2に示すパラメータを用いて安定性を示す固有値の実部の最大値 ${}^R\lambda_{\max}$ を数値的に計算した。ここで、 ${}^R\lambda_{\max}$ を示す図においては、視認性を高めるために ${}^R\lambda_{\max}$ が負（すなわち、系が安定）の場合には ${}^R\lambda_{\max}$ の値を0として表示した。

#### 3.2.1 剛体架線モデルにおける安定性

以下では、剛体架線モデルにおける安定性について述べる。はじめに、1次曲げモードを対象に、接触位置 $a$ および摩擦係数 $\mu$ を変化させた場合の ${}^R\lambda_{\max}$ の推移を図11(a)に示す。ここで、図11(a)では不安定領域において摩擦係数 $\mu$ が最も小さくなる位置を白点で示して

おり、その位置における摩擦係数 $\mu_{\min}$ の値も図中に示している。図11(a)より $\mu_{\min}$ の値が0.71であることが見て取れ、文献9の結果を考慮すると、現実的なパラメータにおいて不安定現象が生じ得ることが分かる。また、2次および3次曲げモードに関しても同様の計算を実施したところ、 $\mu_{\min}$ の値がそれぞれ1.65, 0.79となり、1次曲げモードが最も不安定化しやすいことが分かった。よって以下では、1次曲げモードを対象にパラメトリックスタディを行うこととする。

図11(a)で用いたパラメータに対し、 $l$ の値のみおよび $J$ の値のみをそれぞれ変化させた場合の安定不安定境界の推移を図11(b)および図11(c)に示す。図11(b)および図11(c)から、 $l$ の減少および $J$ の増加に伴って不安定領域が縮小していることが見て取れる。また、図11(c)より、安定不安定境界の頂点が不減衰系における背骨曲線 $a = \mu l / 2$ （背骨曲線の導出は割愛する）を概ね通過することが見て取れる。このことから、減衰系に関しても摩擦係数 $\mu$ の値が分かれば、最も不安定となる $a$ の値を見積もることが出来ることが分かる。また、図11(a)～図11(c)より、安定不安定境界が $a = 0$ および $a = \mu l$ に漸近していくさまが見て取れる。これらから、 $\mu_{\min}$ の値を使って不安定領域の大まかな範囲を推測できることが分かる。よって以下では、パラメータを変化させた場合の安定性の傾向を、 $\mu_{\min}$ の変化から掴むこととする。

次に、図11(d)および図11(e)には図11(a)で用いたパラメータに対し、それぞれ各方向の減衰比のみ

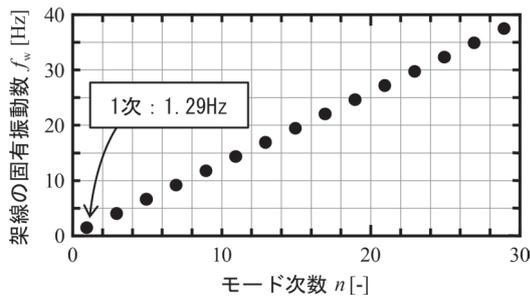


図10 カテナリ架線の固有振動数（奇数次のみ）

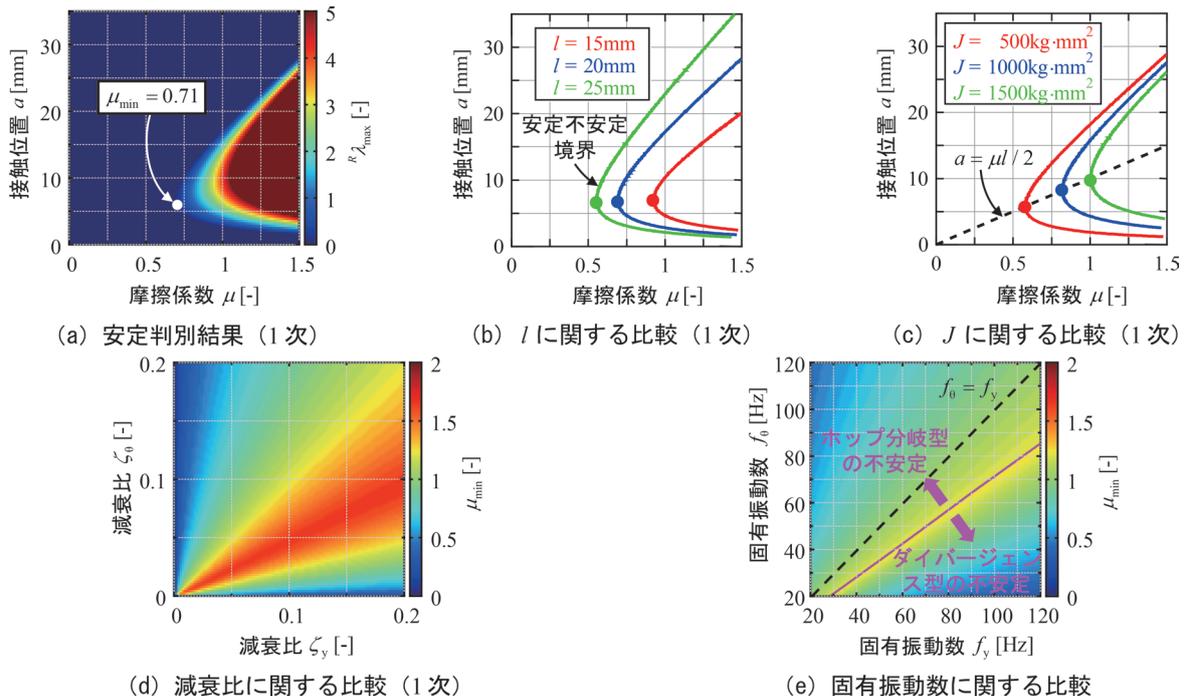


図11 剛体架線モデルにおける安定性

および固有振動数のみを変化させた場合の  $\mu_{\min}$  の変化を示す。ここで、図 11 (e) では直線  $f_0=f_y$  を黒の破線で、ホップ分岐型の不安定とダイバージェンス型の不安定の切り替わりを紫の実線で示している。図 11 (d) より、鉛直および回転方向の両者に適切な減衰を与えなければ安定性が低下する可能性があることが読み取れる。これは、摩擦による不安定振動が、鉛直および回転方向変位間の位相差によって生じることに起因していると推測される。また、図 11 (e) より、 $f_0 > f_y$  の領域において  $\omega_0$  の増加および  $\omega_y$  の減少に従って不安定度が増し、かつ直線  $f_0=f_y$  の近傍でホップ分岐型の不安定が消滅しており、不減衰系から得た知見に矛盾しない傾向が見取れる。一方で、 $f_0 < f_y$  の領域においては、ダイバージェンス型の不安定の不安定度が増しており、安定度はあまり高くないさまが見取れる。

### 3.2.2 カテナリ架線モデルにおける安定性

以下では、カテナリ架線モデルにおける安定性について述べる。カテナリ架線モデルの場合、すり板の曲げモードの数と、カテナリ架線のモード数の積の数だけ安定性を検討すべき組み合わせが存在し、煩雑となる。よって、はじめに  $\mu_{\min}$  の値を多くの組み合わせで総当たりに計算し、傾向を掴むこととした。曲げモードの次数によらず  $\zeta_y=0.01$  とした場合の  $\mu_{\min}$  の推移を図 12 (a) に示す。ここで、図 12 (a) の各棒グラフには不安定振動の発生周波数を数字で付した。図 12 (a) より、1次曲げモードに関してはカテナリ架線のモード次数によらず  $\mu_{\min}$  の

値が一定値 (1.78) になっていること、ダイバージェンス型の不安定になっていることが見て取れる。図示は省略したが、 $\zeta_y=0.03$  とした場合の2次曲げモードに関しても1次曲げモードと同じく  $\mu_{\min}$  の値が一定値 (1.78) となった。これは、式 (10) の説明で述べた  $\omega_y > \omega_0 > \omega_w$  の関係を1次および2次曲げモードの場合には満たしておらず、それによりホップ分岐型の不安定が生じず、ダイバージェンス型の不安定しか生じていないことが原因だと考えられる。一方で、 $\zeta_y=0.01$  とした2次曲げモードおよび3次曲げモードに関してはカテナリ架線のモード次数によって  $\mu_{\min}$  の値が変化しているさまが見取れる (図 12 (a))。また、曲げモードのモード次数 (または固有振動数) の増加に従って  $\mu_{\min}$  の値が小さくなることも分かる (図 12 (a))。

次に、3次曲げモードかつ  $n=1$  を対象にパラメトリックスタディを行うこととする。ここで、 $n=1$  とした理由としては、図 12 (a) において  $n=1$  と  $n=9$  の場合における  $\mu_{\min}$  の値にほとんど差が見られないこと、低次モードの方が同じエネルギーの振動であっても変位が大きく、系全体の現象に対して支配的であることなどが挙げられる。

図 12 (b) に3次曲げモードかつ  $n=1$  を対象に接触位置  $a$  および摩擦係数  $\mu$  を変化させた場合の固有値の実部  $\Re \lambda_{\max}$  の推移を示す。図 12 (b) より  $\mu_{\min}$  の値が 0.26 であることが見て取れ、カテナリ架線モデルにおいても現実的なパラメータで不安定現象が生じ得ることが分か

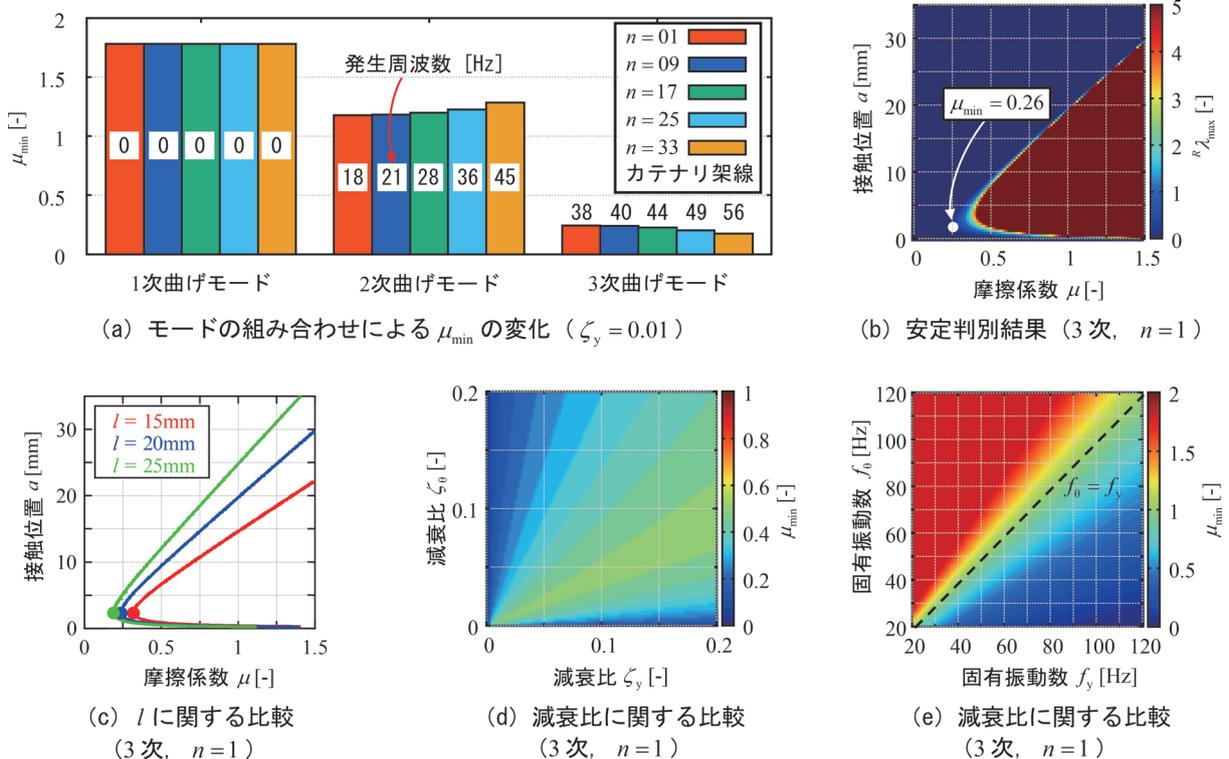


図 12 カテナリ架線モデルにおける安定性

る。また、 $\lambda_{\max}$ の大きさが剛体架線モデルの場合（図12（a））と比して大域的に大きいことも見て取れる。ただし、カテナリ架線モデルではカテナリ架線の減衰等を考慮できていないため、 $\mu_{\min}$ の値は実際の値よりも小さく見積もっている可能性があり、今後の課題である。そして、カテナリ架線のモード次数のところでも述べたが、一般に同じエネルギーの振動であっても周波数が低いほど変位が大きく、低い周波数成分が系全体の現象を支配し、振動の基本的性質を決めることが多い。また、高次固有モードは局部的なものが多く、大きい問題を生じる全体現象になりにくいことが知られている。よって、これらを考慮すると、カテナリ架線モデルで想定した3次曲げモードは実際には励起されず問題とならない可能性もあり、この点に関しても実験的に検証する必要がある。

次に、図12（b）で用いたパラメータに対し、 $l$ の値のみを変化させた場合の安定不安定境界の推移を図12（c）に示す。図12（c）から、 $l$ の減少に伴って不安定領域が縮小しているものの、剛体架線モデルの場合（図11（b））と比して $\mu_{\min}$ の減少が緩やかであることが見て取れる。これは式（10）および式（12）から分かるように、安定度が低い（ $\mu_{\min}$ が小さい）場合には、 $l$ の変化に対する $\mu_{\min}$ の推移が緩やかになることに対応している。

次に、図12（d）および図12（e）に図12（b）で用いたパラメータに対し、それぞれ各方向の減衰比のみおよび固有振動数のみを変化させた場合の $\mu_{\min}$ の変化を示す。図12（d）より、剛体架線モデルの場合と同様に鉛直および回転方向の両者に適切な減衰を与えなければ安定性が低下する可能性があることが読み取れる。また、図12（e）より、 $f_0 > f_y$ の領域では安定度が増していることが見て取れ、 $\omega_y > \omega_0 > \omega_w$ の関係を満たす場合に安定度が低下することが分かる。これは、不減衰系から得た知見に矛盾しない。

#### 4. まとめ

本報告では、すり板のピッチング方向および鉛直方向の振動が連成することによって不安定振動が生じていると推測し、剛体架線およびカテナリ架線のそれぞれの場合に対応したすり板の解析モデルの作成および安定性に関する解析的な検討を行った。さらには、実機パンタグラフのすり板部を用いた加振試験によって、すり板の固有振動数およびモード形状の測定を行った後、実機パンタグラフの安定性を数値的に検討した。本報告のまとめを以下に示す。

1. 剛体架線を走行する場合には、すり板の等価質量に対する等価慣性モーメントの比を大きくする、すり板の厚みまたは支持梁の軸長を小さくする等により安定性を向上できることが分かった。

2. カテナリ架線を走行する場合には、すり板の厚みまたは支持梁の軸長を小さくする、回転方向の固有振動数を大きくする等により安定性を向上できることが分かった。ただし、以上に述べたパラメータ変更は独立に行うことが困難であり、設計変更を行う際はその従属性に留意する必要がある。

3. 測定した固有振動数およびモード形状によって同定したパラメータを用いて安定判別を行った。これにより、剛体架線モデルおよびカテナリ架線モデルの両者で、現実的なパラメータにおいて不安定振動が生じ得ることを示した。また、安定性を向上させるためには減衰を適切に調整する必要があることがわかった。

今後は、すり板部にリンク機構を加えたパンタグラフモデルの確立および架線モデルの高度化、さらに、不安定現象に関する実験的検討を行う方針である。

#### 文 献

- 1) 坂本真彦, 加来洋成, 鈴木優太: ED76形式パンタグラフのピッチング対策, R&M, May 55-59, 2012
- 2) 栗田裕, 松村雄一, 伊藤敦, 田村勉, 大浦靖典: ディスクブレーキ鳴き発生時の振動現象, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.70, No.694, pp.65-71, 2004
- 3) 網干光雄: パンタグラフ追随性能が接触力変動に与える影響, 鉄道総研報告, Vol.18, No.8, pp.17-22, 2004
- 4) 日本機械学会: マルチボディダイナミクス (1), コロナ社, 2008
- 5) Ikeda, M., "Gasen-do FE' statement of methods," Vehicle System Dynamics, Vol. 53, No.3, pp.357-369, 2015.
- 6) 長尾恭平, 小山達弥, 池田充: 実機パンタグラフ加振試験による3次元パンタグラフシミュレーションモデルのパラメータ同定, 日本機械学会第25回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.1309, 2018
- 7) 久保田喜雄: 新幹線用パンタグラフすり板とその潤滑技術, トライボロジスト, Vol. 61, No.3, pp.167-172, 2016
- 8) 根元公紀, 久保田喜雄: 銅合金トロリ線と鉄系焼結合金すり板の摩擦・摩耗に及ぼすしゅう動速度の影響, 第26回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2019) 講演論文集, No.S7-4-2, pp.570-573, 2019
- 9) 長俊之, 大戸路暁, 細川浩一, 橋本幸治, 林隆行: 整備新幹線向け析出強化型銅合金トロリ線, 三菱電線工業時報, No.105, pp.42-45, 2018
- 10) 久保田喜雄, 土屋広志, 久保俊一: 新しい個体潤滑剤を用いた新幹線用すり板の開発, 第17回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2010) 講演論文集, No.S3-3-2, pp.415-418, 2010
- 11) 村上敬宜: 材料力学, 森北出版, pp.94, 2014

- 12) 小林樹幸, 白田隆之, 山下義隆: しゅう動摩が作用するパンタグラフの安定性評価, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No.878, pp.19-00076, 2019
- 13) 末岡淳男, 金光陽一, 近藤孝広: 機械振動学, 朝倉書店, pp.174, 2008
- 14) Earles, S.W.E. and Lee, C.K., "Instabilities Arising from the Frictional Interaction of a Pin-Disc System Resulting in Noise Generation," Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, No.1, pp.81-86, 1976.
- 15) 鉄道総合技術研究所: 電車線とパンタグラフの特性, 研友社, pp.39-54, 1993
- 16) 真鍋克士, 網干光雄: 架線の波動伝播に与えるハンガの影響解析, 鉄道総研報告, Vol. 11, No.5, pp.25-30, 1997
- 17) 網干光雄: 弾性支床弦モデルによる架線・パンタグラフ系の径間周期運動解析, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 75, No.755, pp.54-60, 2009
- 18) 長松昭男: モード解析, 培風館, 1990
- 19) 池田充: 架線・パンタグラフ系の運動シミュレーションにおけるペナルティ係数の検討, 日本機械学会 2012 年度年次大会講演論文集, No.J102025, 2012
- 20) 長松昭男, 萩原一郎, 吉村卓也, 梶原逸郎, 雉本信也: 音・振動のモード解析と制御, コロナ社, pp.90, 1996

# ヨーダンパを装備した鉄道車両の地震時走行安全性向上

飯田 浩平\* 葛田 理仁\* 西山 幸夫\*\* 金元 啓幸\* 中嶋 大智\*

## Improvement of Running Safety of Railway Vehicles with Yaw Damper during Earthquakes

Kohei IIDA Masahito KUZUTA Yukio NISHIYAMA

Hiroyuki KANEMOTO Daichi NAKAJIMA

In recent years, railroad corporations have become increasingly concerned about running safety for conventional lines during earthquakes, especially in metropolitan areas. Therefore, for trains equipped with yaw dampers, the authors propose that of the yaw dampers are placed symmetrically front-to-back in bogie as a countermeasure against an earthquake. This paper also numerically clarifies that the proposed layout of yaw dampers improves running safety against sinusoidal oscillation. An actual bogie oscillation test was performed to validate the numerical results. From probabilistic perspective, it is shown that the proposed layout of yaw dampers and the conventional guard usually placed on sharp curves have almost same effects on improving running safety against seismic vibration of track.

キーワード：地震，走行安全性，ヨーダンパ配置，車両運動シミュレーション，実台車加振実験

## 1. はじめに

2004年に発生した新潟県中越地震において営業走行中の新幹線が脱線<sup>1)</sup>して以降，新幹線を中心に地震時の脱線・逸脱防止対策について研究開発が行われている。例えば，地震時に新幹線が脱線することを極力防止することを目的とした脱線防止ガード<sup>2)~6)</sup>がある。また，万が一脱線が生じた際に，車両が軌道から大きく逸脱することを防ぐ機構については，軌道の軌間内に設置する逸脱防止ガード<sup>7)8)</sup>，軸箱下に取り付ける車両逸脱防止L型ガイド<sup>9)10)</sup>，および台車下部に設置する逸脱防止ストッパ<sup>11)12)</sup>がある。さらに，地震時に振動する軌道上を走行する車両の挙動を解析するシミュレーションプログラム（VDS：Vehicle Dynamics Simulator，以後VDSと記す<sup>13)</sup>）を用いて，車両の諸元変更によって地震時に脱線しにくくするための解析的研究<sup>14)</sup>やそれに基づいた試作機の開発<sup>15)16)</sup>も行われている。VDSの妥当性については大型振動試験装置を用いた実台車加振実験により検証を行っている<sup>17)</sup>。

一方，在来線についても近年，著大地震時の走行安全性への関心が高まっているとともに，一部の鉄道事業者においては首都直下地震を念頭においた地震対策として，万が一脱線が生じた際に被害が大きくなると想定される箇所への脱線防止ガード敷設が行われている<sup>18)</sup>。在来線用脱線防止ガードの地震時における効果に関して

は，大型振動試験装置を用いた在来線用脱線防止ガード付軌道（軌間1,067mm）上の実台車加振実験により，地震時を想定した車輪・脱線防止ガード間の接触挙動や接触特性の把握が行われている<sup>19)20)</sup>。一方，在来線の車両側の地震時走行安全性向上策については研究例がない。

そこで，筆者らは在来線車両の中でも比較的高速で走行する，ヨーダンパを装備した在来線車両を対象として，地震時走行安全性向上策について検討し，その効果を前述の在来線用脱線防止ガード設置の効果とあわせて評価した。以後，特に断りなく「車両」と記した場合は在来線車両を意味する。

本論文では，地震時走行安全性向上策として，在来線用脱線防止ガードの効果も示すことから在来線車両を対象とするが，本論文で提案する車両側の地震時走行安全性向上策は原理としては新幹線車両にも適用することができると思われる。

## 2. 地震時走行安全性に関する解析的検討

### 2.1 解析モデル

ヨーダンパはボルスタレス台車を装備した車両に用いられ，シミュレーションモデルは図1のようになる。図のように，1車両あたり車体1個，台車枠2個，輪軸4個の剛体要素で表現し，それぞれの剛体要素が6自由度を有している。また，8つの車輪を支えるレールがそれぞれ独立に上下・左右の2自由度を有しており，1車両あたり合計58自由度のモデルとなっている。各質量要素間はばね・減衰系で結合されるとともに，車輪を支える

\* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

\*\* 研究開発推進部 設計・試作

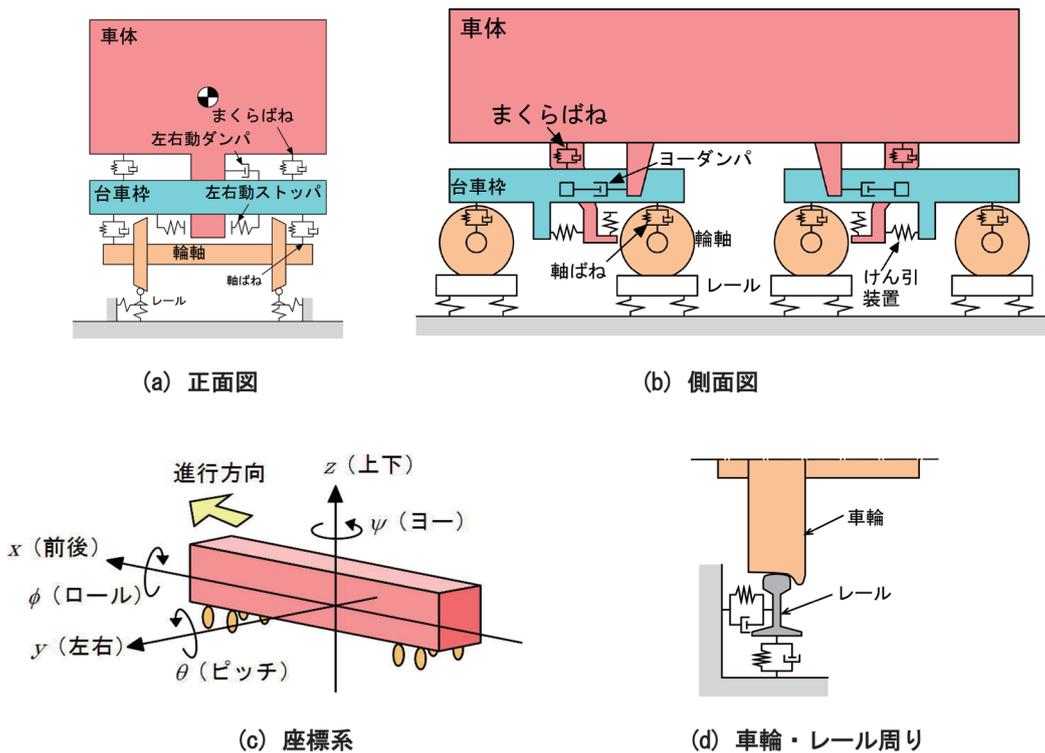
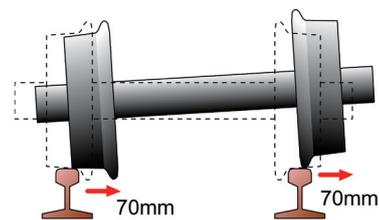


図1 ヨーダンパを装備した在来線車両の解析モデル

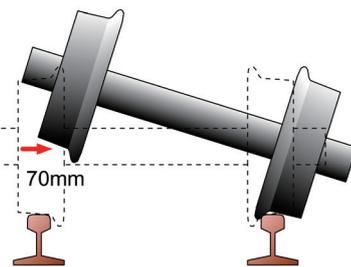
レールは路盤に弾性支持され、車輪・レール間のクリープ力は Kalker 理論に基づいたモデルにより計算している。

## 2.2 地震時における走行安全性判定基準

一般に鉄道車両の走行安全性の判定基準としては、脱線係数、輪重減少率、輪重、横圧などの車輪・レール間作用力をもとにした指標値が用いられている<sup>21)</sup>。しかし、地震時に車両が脱線・転覆に至るような限界に近い状態では、車輪がレールから離れて、再びレール上に戻る場合もあるため、車輪・レール間作用力を用いた従来の指標で走行安全限界を評価することは適当でない。そこで、地震時車両挙動解析においては、車輪・レール相対左右変位（車輪踏面中心とレール頭頂面中心との左右方向の距離）により脱線の有無を判定することとし、この変位が静止時の車輪の中正位置から±70mm に達したときに脱線と判定し<sup>14)</sup>、解析を打ち切っている。相対左右変位±70mm のときの輪軸とレールの位置関係の概略を図2に示す。図2 (a) は車輪フランジがレール頭頂面上に乗っており、車輪がレールから落下する直前の状態で、乗り上がり脱線の際にも見られる位置関係である。一方、図2 (b) は片側の車輪を支点として、反対側の車輪が弧を描くように上昇している状態で、横風による車両転覆の際にも見られる位置関係である。ここでは図2 (a) および図2 (b) に示した状態のどちらも「脱線」と整理し、特に両者は区別しない。以後、特に断りなく「脱線」と記した場合は、上記の脱線判定条件に達した



(a) 車輪フランジがレール頭頂面上に乗る場合



(b) 輪軸ロール角が大きくなる場合

図2 脱線判定時の輪軸姿勢の概略

状態を表す。

## 2.3 ヨーダンパを装備した車両の地震時走行安全性

VDS を用いて解析したヨーダンパを装備した車両の正弦波加振に対する安全限界線図を図3に示す。正弦波加振に対する安全限界線図とは、横軸に軌道の加振周波数を、縦軸に左右方向の加振振幅をとり、各加振周波数

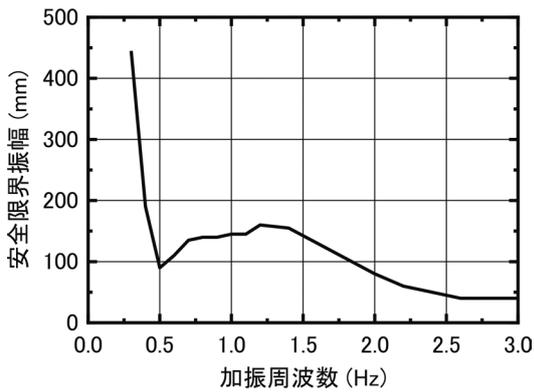


図3 正弦波加振に対する安全限界線図

毎に加振振幅を大きくしながら、直線区間を走行中に正弦波5波を受ける車両運動シミュレーションを繰り返し実行して、図2に示す脱線判定基準「車輪／レール相対左右変位70mm」において脱線と判定を受ける直前の加振振幅（限界振幅）をプロットしたものである。つまり、各加振周波数の振動を受けたときにそれぞれの安全限界線以下であれば脱線しなかったことを示しており、車両の地震時脱線に対する耐性の基礎的な特性を得ることができる<sup>14)</sup>。

図3より、加振周波数0.5Hz付近の限界振幅が付近の周波数帯の限界振幅よりも小さくなっており、この周波数帯の軌道面振動に対しては他の周波数帯の軌道面振動に比べて脱線しやすい傾向であるといえる。紙面の都合上、詳細については割愛するが、脱線しやすくなるメカニズムの概略は以下の通りとなる。

- (1) 比較的低い周波数で加振され、車両が下心ロール振動を起こすと、車体・台車間で大きな相対ロール角が生じるが、車体・台車間のまくらばねはストッパにより縮み量が制限され、図4(a)に示すようにまくらばねは概ね片側ずつ交互に伸縮する挙動を呈する。
- (2) それに伴い、車体・台車間にレール長手方向に左右対称に配置されたヨーダンパも概ね片側ずつ交互に伸縮するため、左右のヨーダンパで発生する前後力に差異が生じ、車体・台車間にヨーモーメントとして作用する（図4(a), (b)）。
- (3) 発生したヨーモーメントにより直線区間を走行している台車が旋回し、脱線しやすくなる傾向となる。

## 2.4 ヨーダンパを装備した車両の地震時走行安全性向上策

地震時走行安全性向上策として、1章で述べた脱線防止ガードの設置が考えられる。それに加えて、前節で述べたように、低い加振周波数領域において、ヨーダンパによって台車に作用するヨーモーメントにより、台車が

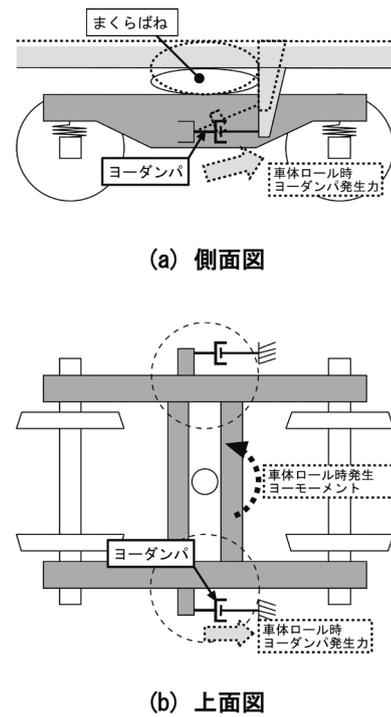


図4 車体ロール振動時の台車・車体間ヨーモーメント発生概略

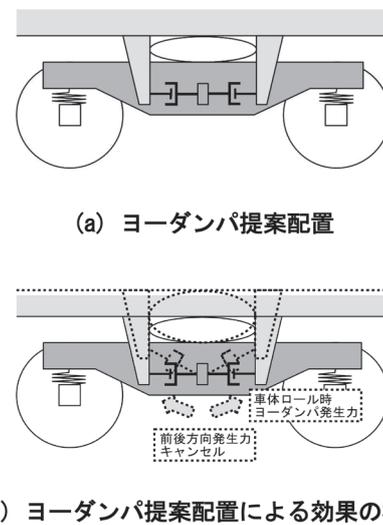


図5 ヨーダンパ提案配置と車体ロール振動時のヨーモーメント低減効果の概略

脱線しやすくなるのであれば、ヨーモーメントの発生を抑制すれば良く、ここではその方法について検討を行った。図5に示すようにヨーダンパを台車内前後対象に配置することで、車体・台車間に相対ロール振動が発生した際の前後力を抑制することができる。台車の左右どちらかのみ前後対象に配置すればロール振動時の前後力を抑制できるが、左右非対称に減衰力が発生するため、本来の目的である、高速走行時の台車だ行動抑制の観点

からは、走行安定性や乗り心地に対して十分な効果が得られなくなる懸念がある。そこで、ここではヨーダンパを台車前後・左右対称に4本配置することを提案する。ヨーダンパに関して、通常の配置と同等の走行安定性、乗り心地および曲線通過性能とするため、ヨーダンパ1本あたりの減衰力を通常の半分とする。減衰力が通常の半分のヨーダンパを1台車あたり前後・左右対称に4本配置することを以後「提案配置」と記し、図4に示した通常のヨーダンパ配置（1台車あたり2本配置）を「通常配置」と記す。ヨーダンパを提案配置とすることによる地震時走行安全性向上効果を確認するため、ヨーダンパを提案配置とした場合の正弦波加振に対する安全限界線図を図6に示す。図3に示した通常配置の安全限界線図もあわせて示す。図6より、ヨーダンパを提案配置とすることで加振周波数0.5Hz付近の安全限界振幅が大きくなり、地震時の脱線に対する耐性が向上していることがわかる。なお、加振周波数0.3Hzに比べ0.4Hzの方が安全限界振幅が小さい一方、加振周波数0.4Hzよりも0.5Hzの方が安全限界振幅が大きく、また加振周波数0.5Hzよりも0.6Hzの方が安全限界振幅が小さくなっている。このように加振周波数0.3~0.6Hzで安全限界振幅の変動が大きくなっている原因として、車輪・レール接触状態の急激な変化や車輪まわりの減衰要素が

少ないことが推定されるが、詳細なメカニズムの解明は今後の課題である。

### 3. ヨーダンパ配置変更による地震時走行安全性向上効果の実験的検証

2.4節で示したヨーダンパ配置変更の効果を実験的にも確認するため、大型振動台を用いた実台車加振実験を実施した。以後、この実台車加振実験を「本実験」と記す。

#### 3.1 試験装置の概略

試験体の外観を図7に示す。供試台車は在来線特急形車両で用いられていた台車である。本実験ではヨーダンパ提案配置での加振実験も実施するため、前後対称にヨーダンパを取り付けられるよう、台車側のヨーダンパ受はヨーダンパ取付部が前後方向台車中心になるように専用のものを製作している。また、半車体についてはヨーダンパ4本に対応するよう、車体側ヨーダンパ受を4つ装備している。ここで、便宜上、図7の左側写真において、紙面手前方向を前側と見なして前後左右を表現する。また、車両が軌道上を走行している時は停止している時に比べ輪軸が軌道上を左右に動きやすい。加振実験時、台車は停止した状態であるが、車両走行時の輪軸の左右の動きやすさを模擬するため、車輪・レール間をグリース潤滑している。試験体のおもな諸元を表1に示す。ヨーダンパの減衰力特性はリリーフ弁により高ピストン速度領域で傾きが小さくなる折れ線特性を有している。提案配置用のヨーダンパについて、低ピストン速度領域の減衰係数は通常配置用の半分となっているが、高ピストン速度領域の減衰係数は通常配置用の半分より大きい値となっている。これは既存の構造を用いた設計では、これ以上減衰係数を小さくできなかったためである。なお、この差の試験結果への影響は小さいと考えている。

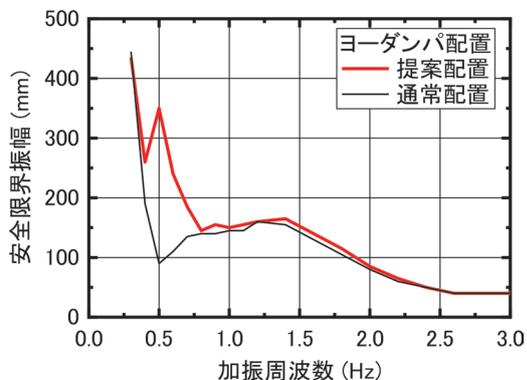


図6 正弦波加振に対する安全限界線図（ヨーダンパ提案配置と通常配置との比較）

#### 3.2 実験条件および測定項目

本実験の目的は、ヨーダンパの配置を変更することで

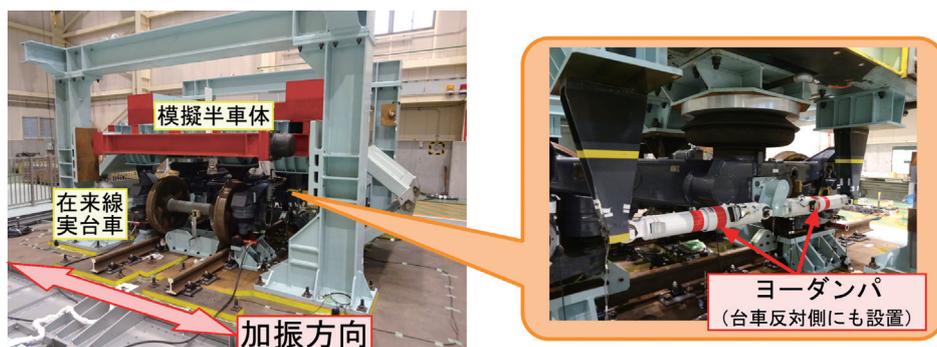


図7 試験装置の外観とヨーダンパ取付部

表1 試験装置の主な諸元

模擬半車体質量	12000kg	
台車枠質量	1500kg	
輪軸質量 (1 輪軸当たり)	1200kg	
まくらばね上下剛性 (1 個当たり)	300kN/m	
軸ばね上下剛性 (1 軸箱当たり)	1400kN/m	
通常配置用 ヨーダンパ減衰係数 (1 本当たり)	Vp<0.025m/s	200kNs/m
	Vp>0.025m/s	20kNs/m
提案配置用 ヨーダンパ減衰係数 (1 本当たり)	Vp<0.025m/s	100kNs/m
	Vp>0.025m/s	15kNs/m

Vp: ダンパピストン速度

表2 加振波形

加振種類	周波数/地震波種類
正弦波	0.4~2.0Hz
地震波	L1 地震動 <sup>22)</sup> (G5 地盤, 地表面)
	L2 地震動スペクトル II <sup>22)</sup> (G5 地盤, 地表面)

地震時に台車に作用するヨーモーメントが抑制され、地震時走行安全性が向上することの確認である。したがって、試験体についてはヨーダンパ配置のみ通常配置・提案配置と条件変更した。加振波の条件を表2に示す。様々な加振条件で効果を把握するため、試験体を健全な状態に保ちつつ加振実験を繰り返す必要がある。そのため比較的強度の低い箇所のみずみやまくらばね(空気ばね)の伸び量等を監視しながら、できるだけ大きな加振ができるよう、正弦波加振については振幅を、地震波加振については変位入力に掛ける倍率を調整しながら加振実験を行った。

### 3.3 実験結果

加振実験における振幅調整の結果、各加振波における振幅もしくは倍率を表3に示すように決定した。試験体を健全な状態で保ちつつ加振実験を行うため、脱線に至るような極端に大きな加振はせず、前章で示した脱線のメカニズムの一因である、台車・車体間に作用するヨーモーメントに着目した。

#### 3.3.1 正弦波加振における測定波形

加振周波数0.5Hzの条件について、台車側ヨーダンパ受で測定した作用力から換算した台車作用ヨーモーメントおよび車体側ヨーダンパ受で測定した作用力から換算した車体作用ヨーモーメントの時間波形を図8に示

表3 加振振幅(正弦波)と加振倍率(地震波)

周波数	振幅	周波数 /地震波	振幅 /倍率
0.4Hz	100mm	1.2Hz	50mm
0.5Hz	70mm	1.5Hz	30mm
0.6Hz	40mm	1.8Hz	20mm
0.7Hz	50mm	2.0Hz	15mm
0.8Hz	50mm	L1 (G5) *	0.9 倍
1.0Hz	70mm	L2 (G5) **	0.2 倍

\*L1 (G5): L1 地震動 (G5 地盤, 地表面)

\*\*L2 (G5): L2 地震動スペクトル II (G5 地盤, 地表面)

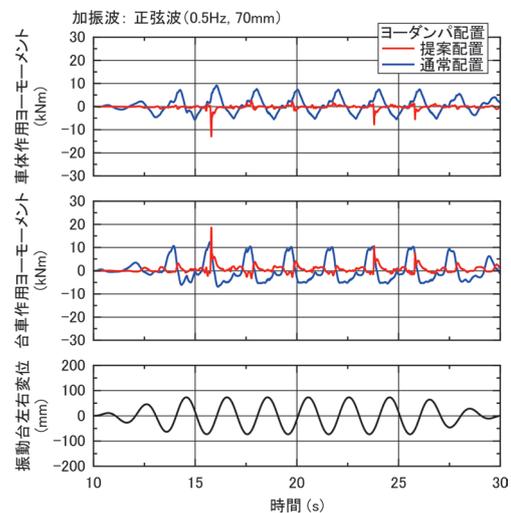


図8 正弦波加振時の測定波形例  
(加振周波数0.5Hz, 加振振幅70mm)

す。なお、台車作用ヨーモーメント・車体作用ヨーモーメントは次式で求めている。

$$M_{zT} = l_{ydT}(F_{ydTR} - F_{ydTL}) \quad (1)$$

$$M_{zB} = l_{ydB}(F_{ydBFR} - F_{ydBFL} + F_{ydBRR} - F_{ydBRL}) \quad (2)$$

ここで、 $M_{zT}$ : 台車作用ヨーモーメント、 $l_{ydT}$ : 台車中心-台車側ヨーダンパ受間左右距離、 $F_{ydTR}$ ,  $F_{ydTL}$ : 台車側ヨーダンパ受前後力(右側, 左側)、 $M_{zB}$ : 車体作用ヨーモーメント、 $l_{ydB}$ : 台車中心-車体側ヨーダンパ受間左右距離、 $F_{ydBFR} \sim F_{ydBRL}$ : 車体側ヨーダンパ受前後力(右前側, 左前側, 右後側, 左後側)である。

図8より、台車作用ヨーモーメント、車体作用ヨーモーメントともに概ね周期的な変動となっているが、スパイク状に著大値も見られる。この原因の一つとして、以下のように考えられる。前述したように、加振実験で

は台車は停止した状態であり、走行中に輪軸が軌道上を左右に動きやすいことを、車輪・レール間をグリース潤滑することで模擬している。そして、加振実験を繰り返すうちに車輪・レールの接触面間に介在していたグリースが車輪の左右摺動により押し出され、潤滑不良（油ぎれ）を起こす場合があるが、1台車内の4つの車輪で同時には起こらないため、車輪・レール間の摩擦力が不均一となり、台車が車輪フランジ遊間で許される範囲でヨー方向にわずかに旋回してしまう。その結果、前後の輪軸で車輪フランジとレールゲージコーナとの接触タイミングが異なり、台車がヨー方向に旋回し、ヨーダンパ作用力がスパイク状に発生する。実際の走行では台車内の4つの車輪で車輪・レール間の摩擦係数が大きく異なることはないと考えられる。また、本実験はヨーダンパ配置変更による、車体ロール振動に伴うヨーダンパ起因のヨーモーメント低減効果を把握することが目的であり、加振周波数付近での挙動に着目するため、加振周波数の2倍の周波数をカットオフ周波数とするローパスフィルタ（LPF）を作用させることとした。LPF後の台車作用ヨーモーメント、車体作用ヨーモーメントの時間波形を図9に示す。図9より、LPFによってスパイク状の著大値が概ね除去され、ヨーダンパを提案配置とすることでヨーモーメントの発生が抑えられていることがより明確にわかる。後述するヨーダンパ配置による台車・車体作用モーメントへの影響については、加振周波数の2倍の周波数をカットオフ周波数とするLPF後の時間波形の最大値に着目する。

### 3.3.2 地震波加振における測定波形

各地震波加振条件で正弦波加振の場合と同様にして求めた台車作用モーメント、車体作用モーメントを図10に示す。図10には各地震波の主要動（揺れの大きい時間帯）を中心に示している。ランダム波である地震波加振においても正弦波加振と同様に車輪・レール間の摩擦係数不均一によるスパイク状の著大ヨーモーメントが発生し得るが、正弦波加振と異なりLPFを作用させるための適切なカットオフ周波数を決定しにくい。そこで、主要動を中心とした時間帯での各ヨーモーメントの標準偏差に着目する。

### 3.3.3 車体・台車間に作用するヨーモーメント

ヨーダンパを提案配置とした場合と通常配置とした場合の、車体・台車間に発生するヨーモーメントの最大値（正弦波加振）もしくは標準偏差（地震波加振）の比較を図11に示す。

図8～図10に示したように、台車作用ヨーモーメントと車体作用ヨーモーメントで同様の波形となっているため、図11には台車作用ヨーモーメントについて示す。図11(a)が正弦波加振に対する結果、図11(b)が地震波加振に対する結果である。

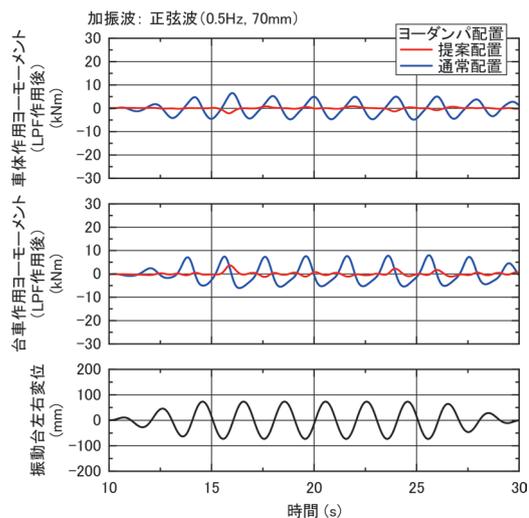


図9 ローパスフィルタ処理された測定波形（加振周波数 0.5Hz、加振振幅 70mm）

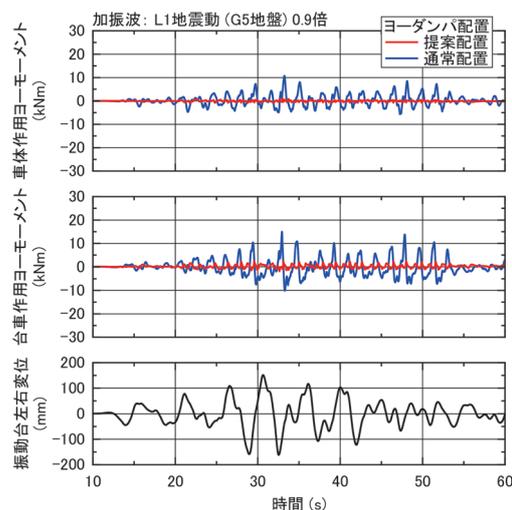


図10 地震波加振時の測定波形例（L1地震動（G5地盤）、加振倍率 0.9倍）

図11(a)より、正弦波加振においては加振周波数1.0Hz以下の領域で通常配置に比べ提案配置の方が作用ヨーモーメントが小さくなっていることがわかる。一方、加振周波数1.2Hz以上の領域では提案配置にすることの効果小さく、条件によっては提案配置にすることにより、ヨーモーメント最大値が大きくなっている。この原因として、以下が推察される。

- (1) 車体・台車間の相対ロール振動が小さく提案配置とすることのメリットが小さい。
- (2) 本実験において、前述したような車輪・レール間の摩擦係数不均一によるスパイク状の著大ヨーモーメントは、左右方向力が小さい低周波数領域の加振よりも、著大横圧が生じる高周波数領域の加振の方が起きやすい傾向となっており、LPFで

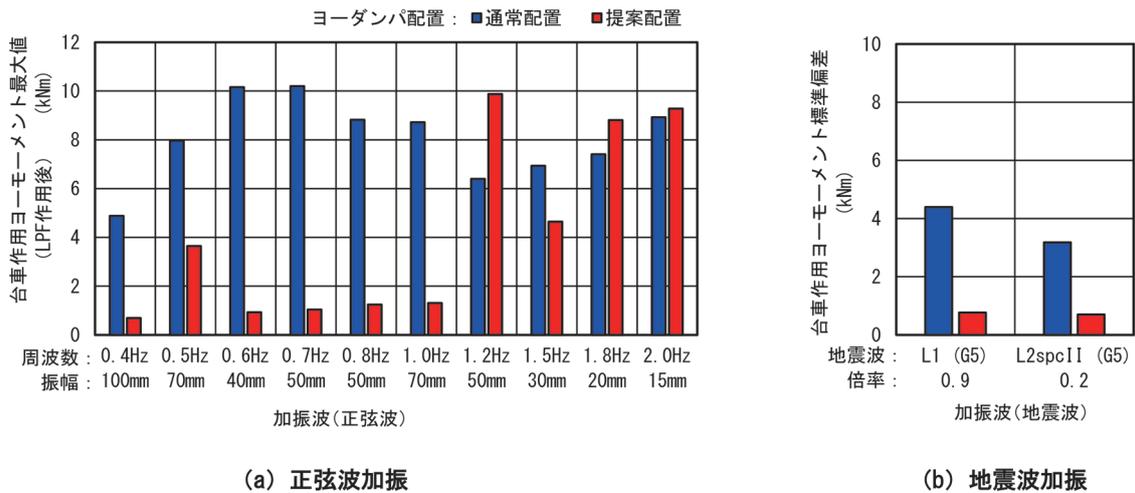


図 11 ヨーダンパ提案配置と通常配置の加振実験における台車一車体間に発生するヨーモーメント

完全に除去しきれない場合がある。

図 11 (b) より、地震波加振においては本実験で検討した設計地震動に対し通常配置よりも提案配置の方が作用ヨーモーメントが小さくなった。

#### 4. 確率的観点からの地震時走行安全性向上効果

正弦波加振に対する安全限界線図は、車両の地震時の脱線に対する耐性の基礎特性を把握することができるが、複数の条件下での地震時走行安全性の比較や、想定される地震時の軌道面振動（ランダム波）に対する安全性について把握が困難であったため、著者らはいくつかの前提条件のもと、地震時の軌道面振動波形から脱線発生確率を推定する手法を提案している<sup>23)</sup>。本手法を用いれば、想定する地震時の軌道面振動に対する走行安全性を「確率」という統一された指標で定量的に評価することができる。また、ある固定された地点に建設される土木構造物と異なり、移動体である車両は様々な地盤や構造物上に敷設された軌道上を走行しており、地震時には卓越周波数や位相特性について多種多様な軌道面振動を受ける可能性がある。したがって、車両の地震時走行安全性を評価する際には、そのような多種多様な軌道面振動について俯瞰的に評価することが望ましい。そこで本章では、地震時の軌道面振動波形から脱線発生確率を推定する手法の概略を述べるとともに、地震時走行安全性向上策の効果を多種多様な軌道面振動に対して脱線が発生する確率という観点から評価する。評価に際しては在来線車両の地震対策として、ヨーダンパの配置変更に加え、通常は乗り上がり脱線防止を主な目的として急曲線部に設置される、図 12 に示すような在来線用脱線防止ガードの設置<sup>20)</sup>についても向上効果を示す。



図 12 在来線用脱線防止ガード

##### 4.1 確率的観点からの地震時走行安全性評価法の概略

脱線発生確率の推定は、地震時における鉄道車両の脱線可能性を地震波から推定する方法<sup>23)</sup>に従って行い、以下を前提としている。

- (a) 想定した地震は発生したものとする（地震自体の発生確率は考慮しない）。
- (b) 一般性を有する軌道面振動（275種）に発生のはりはないものとする。
- (c) 車両は想定した地震に遭遇したものとする（車両の存在確率は考慮しない）。
- (d) 軌道上各地点は同様の波形で振動したものとする（隣接構造物間の動的な角折れや目違いは考慮しない）。

なお、上記一般性を有する軌道面振動は鉄道構造物等設計標準・同解説（変位制限）<sup>24)</sup>で用いられている地表面地震動 11 種（表 4、一部は鉄道構造物等設計標準・同解説（耐震設計）<sup>22)</sup>に基づき修正）を入力とし、構造物の固有周期を 0.1 秒～2.0 秒まで 25 段階に設定して求めた構造物天端応答（ $11 \times 25 = 275$  種）である。

評価対象車両の評価対象軌道面振動に対する脱線発生確率の推定手順のフローを図 13 に示し、概略を以下に示す。なお、詳細については既報<sup>23)</sup>を参照されたい。

- (1) 評価対象車両について、正弦波加振に対する 3 種

- の限界線図（周波数 0.3Hz～3Hz の加振に対する、5 波で脱線する限界、1 波で脱線する限界、および 5 波で車輪上昇量最大値が 10mm となる限界の加振振幅線図）を求める。
- (2) 複数の地表面地震動に対して固有周期を広範囲に振って求めた構造物天端の応答波（一般性を有する軌道面振動（275 種））を車両運動シミュレーションを用いて評価対象車両が脱線する最小の振幅に調整する。
  - (3) (2) 項のそれぞれの軌道面振動について、加速度波形を加速度ゼロで半波分解し、半波毎に (1) 項に示した限界線図との比較により点数付けし、連続する 10 の半波の点数和の軌道面振動波形全域における最大値を求める。
  - (4) 速度波形および変位波形についても同様の処理を行う。
  - (5) (2) 項のそれぞれの軌道面振動について、(3)、(4)

項で得られた 3 つの値のうちの最大値を脱線可能性推定指標値とし、その累積確率線図を求める。

- (6) 評価対象地震（想定した地震）における評価対象地点の軌道面振動を推定する。
- (7) 推定された軌道面振動に対し、(3)～(5) 項と同様の手法により脱線可能性推定指標値を求め、(5) 項で求めた累積確率線図に照らし合わせることで評価対象車両の脱線発生確率を求める。

表 4 地震時走行安全性評価に用いる地震波<sup>23)</sup>

地震波名	備考（地震名等）
釧路地方気象台 NS, EW	1993 年釧路沖地震
浦河観測所 NS, EW	1994 年北海道東方沖地震
神戸海洋気象台 NS, EW	1995 年兵庫県南部地震
台中 TCU068 NS	1999 年台湾集集地震
L1 地震動 (G3 地盤, G5 地盤)	鉄道構造物等
L2 地震動スペクトル II (G3 地盤, G5 地盤)	設計標準・同解説

#### 4.2 評価対象軌道面振動

評価対象軌道面振動は表 4 に示す地震動（地表面波）に加え、2004 年新潟県中越地震における新幹線脱線地点付近の推定地表面地震動<sup>1)</sup> および 2011 年東北地方太平洋沖地震における新幹線脱線地点付近の推定地表面地震動<sup>24)</sup> に対する構造物の応答を非線形 1 自由度解析により求めたものである。構造物のパラメータは以下の通りであり、合計で 78 種の軌道面振動について評価した。

- ・等価固有周期：0.0, 0.4, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0 秒
- ・構造物減衰：5%
- ・降伏震度：0.5

#### 4.3 地震時走行安全性向上効果

ヨーダンパを装備した在来線車両について、ヨーダンパを提案配置にしたり、軌道側に脱線防止ガードを設置したりするなど、地震対策を施した場合の評価対象軌道面振動に対する脱線発生確率推定値を、地震対策を施さない場合に対する比較として図 14 に示す。図中、青四角で示した脱線防止ガードのみの効果のデータは文献 20 で示したデータと同一である。横軸に地震対策を施

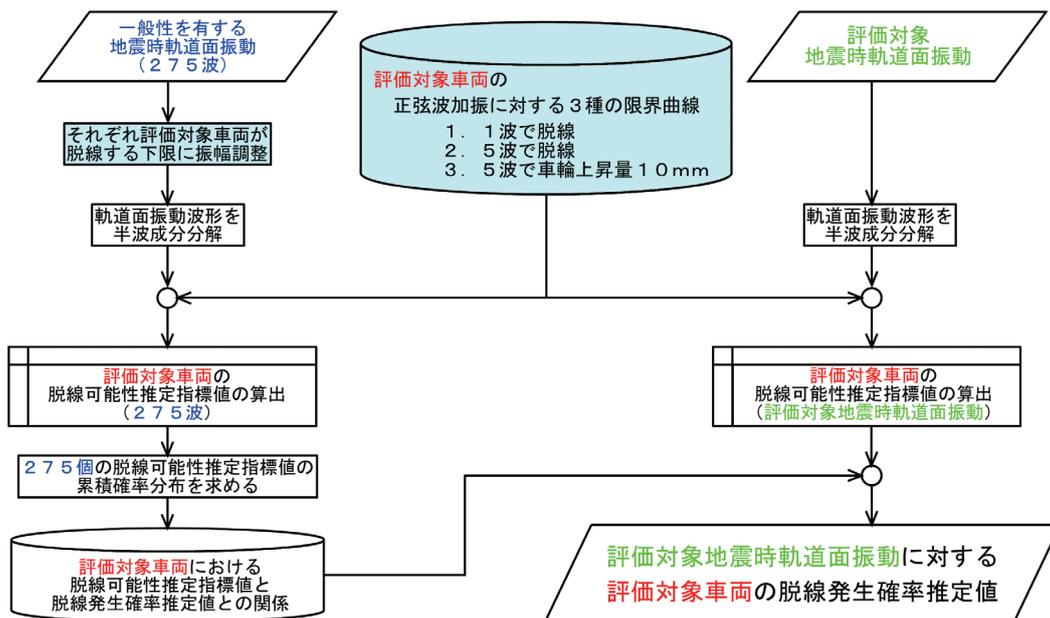


図 13 地震時における鉄道車両の脱線可能性を地震波から推定する方法のフロー

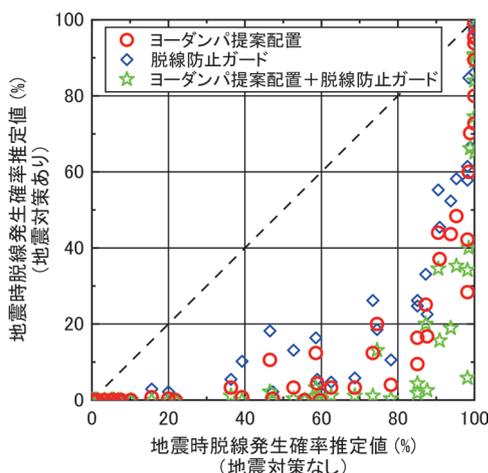


図 14 地震対策の有無による地震時脱線発生確率推定値の比較

さない場合の脱線発生確率推定値をとり、縦軸に同じ軌道面振動に対して地震対策を施した場合の脱線発生確率推定値をとっている。図中、破線上にプロットがあれば、地震対策の有無で脱線発生確率推定値が一致することを意味し、破線よりも下にプロットがあれば地震対策により脱線発生確率推定値が低減、すなわち地震時走行安全性が向上していることを意味している。なお、全体的な傾向をつかむことに主眼を置いており、軌道面振動ごとの区別はしていないが、脱線発生確率が高い領域のプロットはL2地震動のものである。図14より、ヨーダンパを装備した在来線車両の地震対策の効果について、脱線防止ガードを設置する、もしくはヨーダンパを提案配置とすることで地震時脱線発生確率を概ね半減でき、両者を併用するとさらに脱線発生確率を低減できることがわかる。

図14に示したように、ヨーダンパを装備した在来線車両について、ヨーダンパを提案配置にすることと軌道に脱線防止ガードを設置することで概ね同じ地震対策効果が得られている。これに依れば、費用が限られる中で地震対策を行う際、路線長もしくは地震対策上の重点区間長が長い割に運行している車両数が少ない場合には車両側の対策（ヨーダンパ配置変更）をとり、逆の場合には軌道側の対策（脱線防止ガード設置）をとるといった判断を鉄道事業者が行うことが可能となると考えられる。

## 5. まとめ

在来線車両の中でも比較的高速で走行する、ヨーダンパを装備した在来線車両の地震時走行安全性向上策として、通常は台車内左右対称に2本配置（通常配置）しているヨーダンパを台車内で前後にも対称に4本配置することを提案し（提案配置）、その効果を車両運動シミュ

レーションにより明らかにするとともに、その妥当性を実台車加振実験により確認した。さらに、急曲線部に一般的に設置されている在来線用脱線防止ガードを地震対策として用いた場合とあわせて、地震波に対する走行安全性向上効果を確率的観点から評価した。得られた結果は以下の通りである。

- (1) 正弦波加振に対する安全限界線図より、通常配置でヨーダンパを装備した在来線車両は0.5Hz付近の周波数領域の安全限界振幅が他の周波数領域よりも小さくなった。その原因として、この周波数領域で生じる車両下心ロール振動により車体・台車間の相対ロール振動が大きくなり、ヨーダンパ起因のヨーモーメントが台車に作用することを車両運動シミュレーションにより確認した。
- (2) ヨーダンパを提案配置とし、車体・台車間の相対ロール振動が大きくなってもヨーダンパ起因のヨーモーメントが台車に作用しないようにすることで、正弦波加振に対する安全限界線図において0.5Hz付近の安全限界振幅が増大することを明らかにした。
- (3) 実台車加振実験により、加振周波数1.0Hz以下の正弦波加振、および設計地震動（L1地震動、L2地震動）に対して、ヨーダンパを通常配置から提案配置とすることで台車に作用するヨーモーメントを低減できることを確認した。
- (4) ヨーダンパを提案配置とすること、および主に急曲線部に設置されている脱線防止ガードについて、地震波に対する走行安全性向上効果を確率的観点から評価した結果、どちらも地震時の脱線発生確率を概ね半減できることがわかった。

最後に、本研究を遂行するにあたり東日本旅客鉄道株式会社より資料を提供頂いたことを付記し、ここに謝意を表す。なお、本論文は文献25の要部抜粋である。学術的考察など詳細については文献25を参照されたい。

## 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、RA2007-8-I、2007
- 2) 森村勉、西村和彦、嘩道佳明、曾我部潔：地震時の脱線メカニズムおよび脱線防止ガード機能に関する解析、日本機械学会論文集C編、Vol.76、No.770、pp.2447-2453、2010
- 3) 森村勉、足立昌仁、石川栄、深田淳司、嘩道佳明：地震時の脱線メカニズムと脱線防止ガード機能に関する研究（1/5模型加振試験）、日本機械学会論文集C編、Vol.76、No.770、pp.2454-2461、2010
- 4) 森村勉、関雅樹、三輪昌弘、坂上啓、村松浩成、西村和彦：地震時の脱線に対する脱線防止ガード機能の実物台車振動台

- 実験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.771, pp.3086-3092, 2010
- 5) 足立昌仁, 森村勉, 西村和彦, 曄道佳明: 軌条輪上での実台車加振実験による鉄道車両の地震時脱線メカニズムの検証, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.808, pp.4786-4801, 2013
  - 6) 関雅樹, 小長井一男, 村松浩成, 渡邊康人, 可知隆, 古関潤一: 地震時の脱線防止ガードに関する研究, 土木学会論文集 F6 (安全問題), Vol.69, No.1, pp.1-18, 2013
  - 7) 楠田将之, 山口義信: 逸脱防止ガードの開発, 第 18 回鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-RAIL2011) 講演論文集, pp.31-34, 2011
  - 8) 溝口敦司, 千代誠: スラブ軌道用逸脱防止ガードの開発, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2012) 講演論文集, pp.465-468, 2012
  - 9) 梶谷泰史, 加藤博之, 浅野浩二: 車両逸脱防止 L 型ガイドの開発, JR East Technical Review, No.29, pp.27-30, 2009
  - 10) 飯田浩平, 鈴木貢, 宮本岳史, 西山幸夫, 梶谷泰史, 加藤博之, 浅野浩二, 名倉宏明: 大型振動試験装置を用いた実台車脱線実験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.781, pp.3223-3236, 2011
  - 11) 角南浩靖, 森村勉, 石川栄, 足立昌仁, 坂上啓, 南善徳, 渡邊康人, 曾田祥信: 脱線時の車両の逸脱防止に関する実台車走行試験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.770, pp.2462-2471, 2010
  - 12) 角南浩靖, 曄道佳明, 森村勉, 足立昌仁: 脱線走行時の車両の逸脱防止機能に関する理論解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.781, pp.3237-3252, 2011
  - 13) 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
  - 14) 宮本岳史, 石田弘明, 台車改良による地震時走行安全性の向上に関する解析, 鉄道総研報告, Vol.21, No.12, pp.35-40, 2007
  - 15) 鈴木貢, 飯田浩平, 宮本岳史, 中嶋大智, 遠竹隆行, 梶谷泰史: 鉄道車両の地震対策用左右動ダンパの開発, 鉄道総研報告, Vol.25, No.6, pp.17-22, 2011
  - 16) 中嶋大智, 鈴木貢, 西山幸夫, 宮本岳史, 梶谷泰史: 地震時脱線対策クラッシュブルストッパの開発, 鉄道総研報告, Vol.27, No.10, pp.17-22, 2013
  - 17) 宮本岳史, 松本信之, 曾我部正道, 下村隆行, 西山幸夫, 松尾雅樹: 大変位軌道振動による実物大車両の加振実験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.706, pp.1849-1855, 2005
  - 18) 東日本旅客鉄道株式会社: 大規模地震に対する取り組みについて, 2013 年 3 月 5 日付プレスリリース, <https://www.jreast.co.jp/press/2012/20130307.pdf>(参照日: 2022 年 3 月 1 日)
  - 19) 飯田浩平, 葛田理仁, 西山幸夫, 田中隆之, 本堂貴敏: 在来線の脱線防止ガード付き軌道上の実台車加振実験, 日本機械学会第 26 回交通・物流部門大会 (TRANSLOG2017) 講演論文集, 講演 No.2016, 2017
  - 20) Iida, K., Kuzuta, M., Nishiyama, Y., Tanaka, T. and Hondo, T., "An Experimental Study on the Performance of Guard Angle of Meter-Gauge Track during an Earthquake," Proceedings of the 26th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Paper No.024, 2019.
  - 21) 鉄道総合技術研究所編: 在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説, pp.23-31, 1993
  - 22) 鉄道総合技術研究所編: 鉄道構造物等設計標準・同解説 耐震設計, pp.271-273, 2012
  - 23) 飯田浩平, 宮本岳史, 川西智浩: 地震時における鉄道車両の脱線可能性を地震波から推定する方法, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.874, DOI: 10.1299/transjsme.18-00339, 2019
  - 24) 運輸安全委員会: 東日本旅客鉄道株式会社 東北新幹線仙台駅構内列車脱線事故, RA2013-1-I, 2013
  - 25) 飯田浩平, 葛田理仁, 西山幸夫, 金元啓幸, 中嶋大智: ヨーダンパを装備した鉄道車両の地震時走行安全性向上に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.902, DOI: 10.1299/transjsme.21-00065, 2021

特集：鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究

# 雨天走行時の 車輪／レール接線力特性における車輪削正痕の影響

山本 大輔\*

Influence of Wheel Turning Trace on Wheel/Rail Tangential Contact Force Characteristics  
under Running in Rainy Conditions

Daisuke YAMAMOTO

A wheel tread has wheel turning traces like grooves on a rubber tire tread. In the case of such a tread, the friction force of wheel/rail in wet conditions was expected to increase as was that of tire/road. Therefore, to clarify the relationship between wheel turning traces and friction force, tangential contact force measurements using a twin-disk rolling machine were carried out in several wet conditions. As a result, it was clarified that the friction force is almost unchanged regardless of the existence of wheel turning traces due to high iron's stiffness and that, especially under low velocity conditions, the friction force with wheel turning traces is smaller compared with that without wheel turning traces due to a small contact-patch. This means that the combination of wheel/rail is different from that of tire/road in terms of tangential force characteristics.

キーワード：車輪／レール，低粘着現象，車輪削正痕，水潤滑状態，接線力測定実験，タイヤ／路面間

## 1. はじめに

鉄道車両の基本的な走行性能である「止まる」「走る」「曲がる」と密接な関係にある接線力（制動力・駆動力・旋回力）は、車輪／レール間の長径 10mm 程度の小さな楕円形状（接触楕円とも呼ばれる）をした接触面形状で作用する摩擦力の特性により決まるものである。車輪とレールの組合せの場合、これらの間の摩擦係数は乾燥時で 0.3 程度とされ、雨天時などではさらに小さくなるのが経験的に知られている。

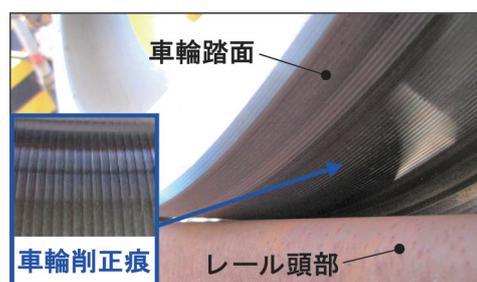
ところで、鉄道車両の車輪踏面は走行距離の増加とともに摩耗や塑性変形によりその形状が変化するため、専用の車輪旋盤を用いて元の設計形状に削り直す作業（車輪削正作業）が定期的に行われる。このとき、車輪旋盤の加工精度によっては、車輪踏面の円周方向にらせん状の車輪削正痕（バイト痕：図 1(a)）が生じることがあり、この表面形状はゴムタイヤ（以下、タイヤと記す。）のトレッドに設けられた溝（以下、グループ：図 1(b)）と良く似ている。

タイヤトレッドのグループは、雨天時に自動車が高速走行するときタイヤが路面との間で生じる水膜上に浮き上がるヒドロプレーニング現象を低減する目的<sup>1)</sup>として、接触面の排水性能を向上させるために設けられていることは一般に知られた事実である。

他方、車輪／レール間では、その接触面圧は計測することが困難なほど高く、接触面で生じる摩擦現象には不

明な点も多いため、そこで作用する接線力を一般に馴染みのあるタイヤ／路面間の現象に置き換えて推察することが少なくなかった。例えば、乾燥時では、車輪踏面に削正痕があると接触面の摩擦係数が大きくなり、車輪／レール間の接線力がより大きくなるとする考え<sup>2)</sup>や、雨天時では、接触形態の似ているタイヤ／路面間の接触理論を参考に、車輪／レール間の接触面の排水性能が向上するので接線力が大きくなるとする考え<sup>3)</sup>が挙げられる。

しかしながら、著者の理論的および実験的研究<sup>4)</sup>か



(a) 車輪踏面



(b) タイヤトレッド

図 1 車輪踏面とタイヤトレッド

\* 鉄道力学研究部 計算力学研究室



接触面では突起部と突起部が局所的に接触する状態となる。この場合、局所的な接触面では空間が生じ、接触面に介在する水がこの空間に入り込むので、突起部では水が減少し局所的に乾燥状態に近づく。これにより摩擦係数も局所的に大きくなる。これに加えて、マイクロな視点で考えると、突起部の頂部にマイクロな粗さが存在するときには、突起部は断面積が小さく剛性が小さいので損失摩擦力  $F_{xd}$  が作用し、同時に、マイクロ領域での排水性が向上して粘着摩擦も増加すると考えられている。

### 2.3 タイヤ/路面間のハイドロプレーニング現象<sup>1)5)</sup>

雨天時のハイドロプレーニング現象は、タイヤが水に高速で衝突したときに作用する水の慣性力により生じる動圧がタイヤの接地面圧より大きいときに発生すると考えられている。タイヤが水膜上に浮く直前の状態を図3(a)に示す。水は接触面前方からクサビ状に侵入するので、タイヤ/路面間の接地面は後端部のみとなる。この部分を図3(b)の簡易モデルで考えると、平板が極小さい迎え角で路面と接しているときの接触面後端で作用する水の慣性力により生じる動圧  $P_f$  は、水の密度を  $\rho$  とするとベルヌーイの定理から式(3)と表すことができる。

$$P_f = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (3)$$

接触面圧の分布を断面放物線形状と仮定すると、接触面圧はその中央が最も高くなる。そして、タイヤの接触面圧が内圧  $P_a$  の1.55倍程度に相当するとの知見<sup>5)</sup>を用いると、最大接触面圧  $P_c$  は式(4)となる。

$$P_c = 1.55P_a \quad (4)$$

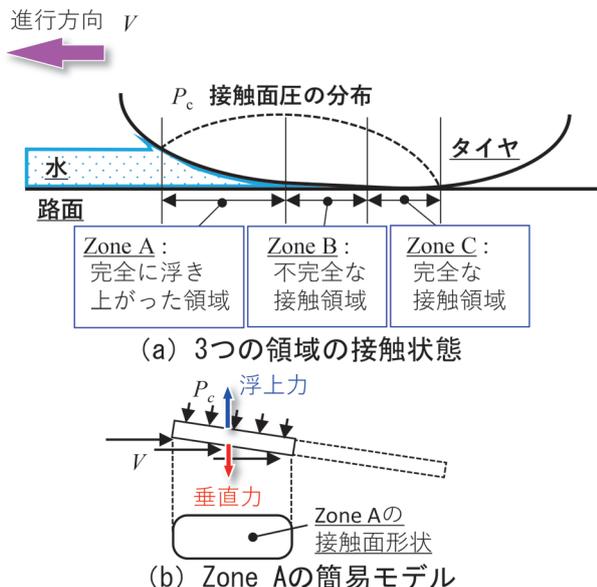


図3 ハイドロプレーニング現象の発生メカニズム

ここで、タイヤが水膜上に浮き上がる速度条件は、水の慣性力により生じる動圧がタイヤ接地面中央の接触面圧より大きいときなので、式(3)と式(4)から、

$$V \geq 50.47 \sqrt{P_c} = 63 \sqrt{P_a} \quad (5)$$

となる。単位は  $V$  が km/h、 $P_c$  と  $P_a$  が  $\text{kgf/cm}^2$  とする。

接触面が平滑な場合、水の慣性力により生じる動圧が高いほど、接触面の前端部から中央部に向けて水が侵入しやすくなると想像できる。現実的には、接触面には表面粗さがあるため、非接触部と水の慣性力により生じる動圧より低い接触面圧となる接触部を通過しながら、接触面の中央部に向けて水は侵入すると推察される。

なお、接触面に侵入する水の挙動や量を定量的に評価する際、詳細な数値解析モデル<sup>1)</sup>が提案され実用に供用されている。これについては別報に譲ることとする。

以上、タイヤ/路面間の接触理論を整理した。次章では、車輪踏面に生じた車輪削正痕と車輪/レール間の接線力特性の関係を接線力測定実験で調査し、その結果についてタイヤ/路面間の接触理論を参照し考察する。

## 3. 水潤滑条件での接線力測定実験による検証

### 3.1 接線力測定実験の概要

車輪/レール間の接触を直径30mmの一对の小型円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験により、車輪削正痕と水潤滑条件での車輪/レール間の接線力特性の関係を調査する。今回の接線力測定実験では、鉄道総研の転がり一すべり摩擦力試験機(図4)を使用した。

荷重条件は450Nとした。これは実際の車輪/レール間の接触面圧と同等の約1.0GPa程度となるよう、接触面の平滑な車輪側試験輪(Type-W)を対象に計算で求めた値である。

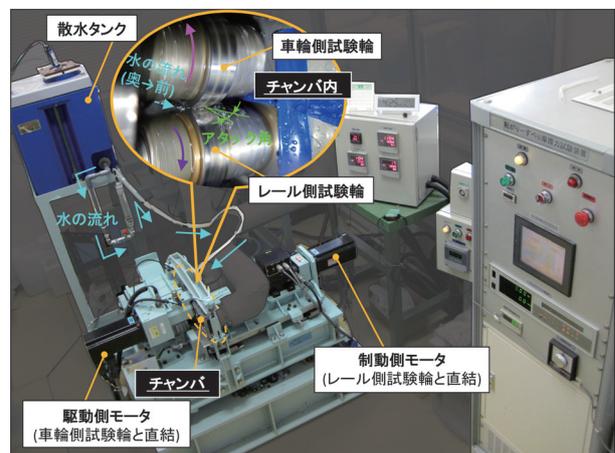


図4 水潤滑条件での接線力測定実験

水潤滑条件の実験では、水タンクから試験輪の巻き込み側の接触面近傍までチューブを設け、チューブ先端から接触面に向けて水温 20℃ 程度の井戸水を散水した。そして、両試験輪を僅かに異なる周速度で転動接触させながら、接触面に作用する前後・左右方向の接線力をそれぞれの方向に設けたロードセルで測定した。

### 3.2 試験輪の仕様

車輪側試験輪とレール側試験輪を図 5 に示す。車輪削正痕の有無と水潤滑条件での接線力特性の関係を調査するため、車輪側試験輪は接触面が平滑な Type-W と、車輪削正痕を模擬してピッチ 1mm、高さ 90 μm の微小凹凸をらせん状に設けた Type-J の 2 種類を製作した。

また、レール側試験輪は、車輪側試験輪との接触面形状（コンタクトパッチ）が楕円形状となるよう接触面を半径 300mm の円弧形状にした 1 種類を製作した。

全ての試験輪は、表面の脂分や不純物を除去するため、実験前に石油エーテルに完全に浸した状態で 15 分間の超音波洗浄を行い、完全に乾燥させた後に実験に用いた。

### 3.3 実験条件

主要な実験条件は表 1 の通りである。

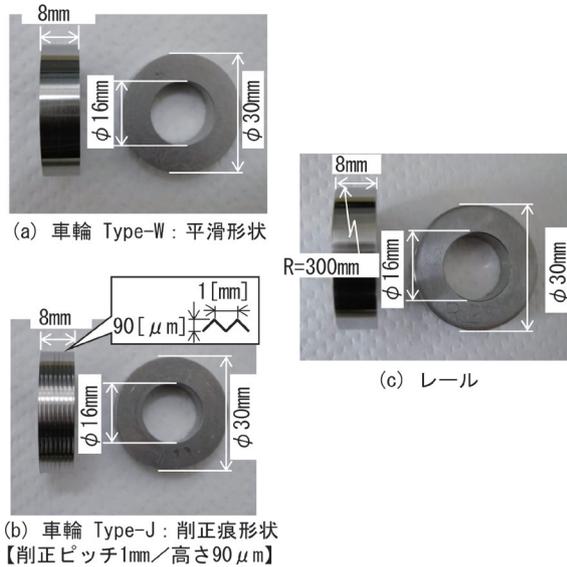


図 5 車輪側試験輪とレール側試験輪

表 1 主要な実験条件

設定項目	実験条件
周速度(km/h)	0.6, 2.8, 5.7, 8.5, 11.3, 17.0, 20.0
前後方向のすべり率(%)	0.3, 0.5, 0.8
荷重(N)	450 ※実車輪/レール間の接触面圧と同等
アタック角(deg)	0, 約0.2
散水流量(L/min)	約0.01, 約0.1, 約0.5

## 4. 水潤滑条件での接線力測定実験の結果

### 4.1 接触面の表面性状と接線力特性の関係

接線力測定実験では、乾燥条件で接線力係数が飽和傾向を示すまで測定を行い、その状態から連続して接触面に向けて散水することで、水潤滑条件での測定を行った。本節の水潤滑条件の実験では、散水流量は 0.01L/min と極少量とし、試験輪の周速度を 0.6km/h から最大 20.0km/h まで約 2 分間隔でステップ状に増加させながら周速度ごとに接線力係数を評価した。すべり率は乾燥条件と水潤滑条件ともに 0.5% 一定とした。Type-W の場合の実験結果の一例を図 6 に示す。実験 1（青線）と実験 2（緑線）は、同一条件の実験結果である。

まず、実験結果の再現性を確認する。青線と緑線の比較から、接線力係数の立ち上がりの挙動が若干異なるが、接触面が安定した状態のときは、両者の挙動は同様となっており、接線力係数は定量的にも同等と評価できる。このことから、実験結果の再現性が確認できた。Type-J についても同様であった。なお、Type-W の実験開始初期の接線力係数の立ち上がり挙動の違いは、接触面の表面性状が変化する過程における若干の差異によるものと考えられる。

次に、車輪/レール間でも、タイヤ/路面間と同様に速度依存性があることを確認するため、Type-W の場合について、周速度と接線力特性の関係を時系列波形で評価した。接触面に繰り返しの転がりをすべり摩擦力が作用すると接触面の表面性状が変化するため、接線力係数はゆっくりと増加する。そして、実験開始から 10 分程度

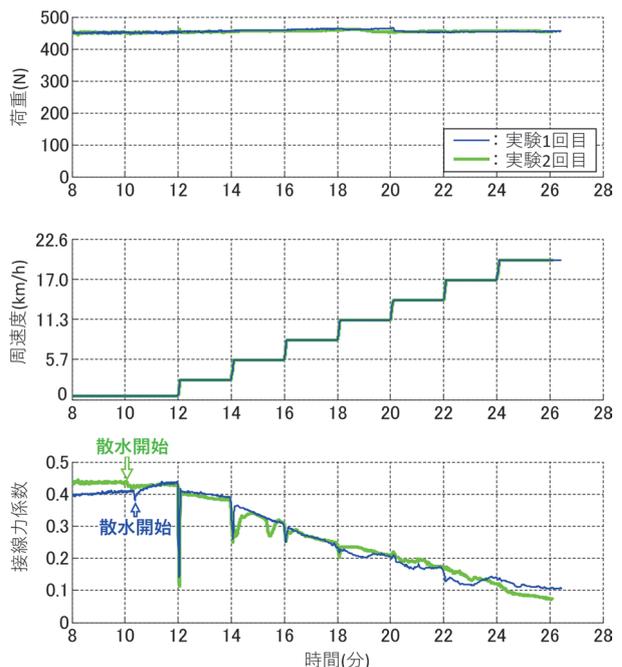


図 6 接線力測定実験の結果 (Type-W)

で接線力係数は飽和傾向を示すことが図6から分かる。この時の接線力係数は約0.42で、これを乾燥条件の代表値とする。

この状態から連続して、接触面に向けて散水流量0.01L/minで水を滴下する水潤滑条件の実験を行った。周速度0.6km/hのときの接線力係数は、乾燥条件と同等の約0.42である。しかし、試験輪の周速度をステップ状に増加すると、周速度の増加とともに接線力係数は小さくなっていく。これは試験輪の周速度の増加により、接触面に侵入する水量が増加し、接触面の潤滑効果が増したためと考えられる。この実験結果は、車輪/レール間でも速度依存性があることを示唆する結果と考える。

その一方で、試験輪の周速度ごとに接線力係数の変化に着目すると、例えば、周速度8.5km/hでは、この間の実験条件は不変だが、接線力係数は実験時間の経過とともに少しずつ低下していることが分かる。この傾向はType-Jでも同様に認められた。この理由として、接触面の表面性状の変化が考えられるので、Type-Wを対象に実験前後で車輪側試験輪の接触面の比較を行った(図7)。

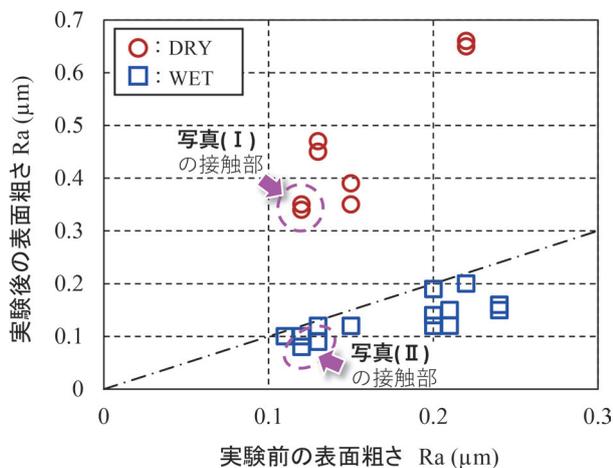
図7(a)から、表面粗さ測定器で計測した車輪側試験輪の接触面の表面粗さは、乾燥条件では実験後の方が大

きいのに対し、水潤滑条件では実験後の方が小さいことが分かる。過去の知見<sup>7)</sup>によると、乾燥条件では、実験初期に表面粗さが若干小さくなり、同時に接触面の表面性状が活性化するので、接線力係数は増加して飽和状態に達する。そして、その後は、接触面の摩耗に起因する真実接触面積の減少により、接線力係数は若干減少傾向を示すことが分かっている。図7(a)のDRYの結果も、過去の知見と符合する結果となっている。

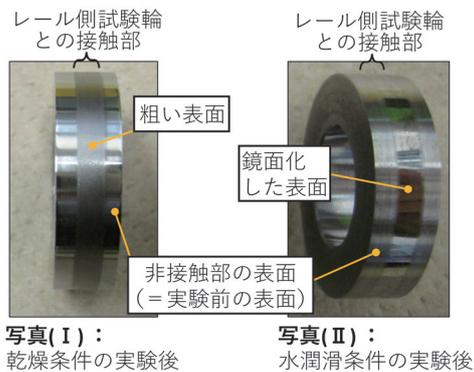
他方、水潤滑条件での接触面の表面性状と接線力特性の関係では、接触面に水が介在する状態で転がりすべり摩擦力を作用させると研磨作用が生じる場合があり、この場合、実験時間の経過とともに接触面に生成した茶褐色の酸化膜が削り取られて凝着しにくくなるので、接線力係数が少しずつ低下すると、図7(a)の表面粗さの変化から推察できる。また、実験後の車輪側試験輪の接触面を観察した図7(b)の写真(II)からも、水潤滑条件では接触部が鏡面化していることが目視で判別でき、表面粗さが小さくなっていることが理解できる。

以上から、水潤滑条件における接線力特性には、タイヤ/路面間と同様に速度依存性があることが分かった。そして、水潤滑条件における接線力測定実験で計測される接線力特性は、乾燥条件と同様に接触面形状と接触面の表面性状の変化に基づく現象に加えて、速度依存性を有する水による潤滑効果と接触面の水潤滑状態の僅かな差異により生じる研磨作用が関与することが分かった。特に、研磨作用はタイヤ/路面間では認められない現象と考えられる。

なお、接触面の水による研磨作用は、接触面に介在する水膜が比較的厚い状態となる実験条件で生じる現象と考えられ、全ての接線力測定実験で認められる現象ではないことを付記する。



(a) 接触部の表面粗さ



(b) 車輪側試験輪の接触面の変化状態

図7 実験前後の車輪側試験輪の表面粗さの比較

#### 4.2 車輪削正痕と水潤滑状態の接線力特性の関係

接触面に設けた削正痕が接線力特性に及ぼす影響を調査するため、図5の2種類の車輪側試験輪を用いて、4.1節と同様の実験を行った。周速度ごとに求めた約2分間の接線力係数の平均値を代表値とした、試験輪の周速度と接線力係数の関係を図8に示す。

図8から、乾燥条件(白抜き印)では、周速度が変化しても接線力係数はおおむね一定となっており、速度依存性は認められない。それぞれの接線力係数は、Type-Wが約0.41、Type-Jが約0.27で、接触面に削正痕を設けたときの方が小さい。これは接触面に削正痕を設けたことにより真実接触面積が小さくなったためである<sup>4)</sup>。

次に、水潤滑条件(濃色印)では、接触面の削正痕の有無に関係なく、試験輪の周速度の増加とともに接線力係数が減少している。周速度20km/hのときの接線力係数で比較すると、Type-Wは約0.10、Type-Jは0.12で、

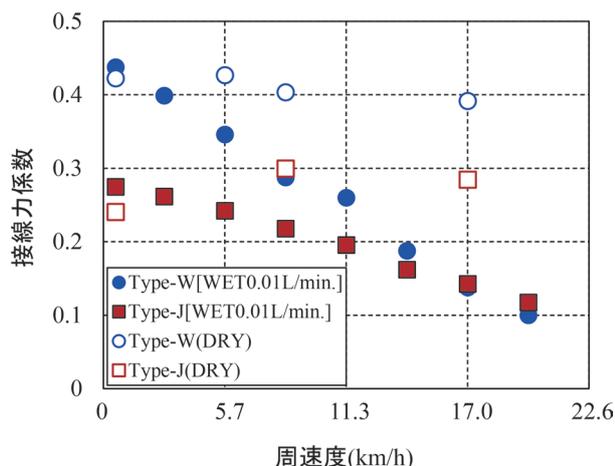


図8 接触面の削正痕と接線力係数の関係

それぞれ乾燥時の約 25%、約 44%に小さくなっている。そして、接触面に設けた削正痕の有無による接線力特性は、周速度 20km/h 程度でその差異がなくなり、これ以上の周速度になると、接触面に設けた削正痕の影響が無視できる程度に小さくなる。

ここで、タイヤトレッドに適切な形状のグループを設けたときのタイヤ/路面間のように、車輪/レール間では接触面に削正痕を設けたことによる接線力向上効果は、図 8 からは認められない。これは以下の理由と考える。

最初に、タイヤ/路面間の場合について述べる。一般にタイヤの内圧は 300kPa 程度と高くない。タイヤが水膜上に浮き上がる臨界速度を式 (5) から求めると、自動車の実用速度域の約 110km/h となる。しかし、タイヤトレッドに適切な形状のグループを設けると、以下の 2 つの理由により粘着摩擦力  $F_{xa}$  が大きくなり、ドロプレーニング現象の臨界速度が向上する効果が得られる。

一つ目は、接触面の排水性能が向上するので、タイヤ/路面間の真実接触面積が増加し粘着摩擦力  $F_{xa}$  が大きくなる。二つ目は、図 3 のように接触面が完全に水で浸された状態では、高速時ほど水の慣性力により生じる動圧によりタイヤトレッドが軸中心方向に押し潰され窪むので、タイヤ/路面間には水を溜め込みやすい状態となる。このとき、タイヤトレッドにグループを設けると排水性能が向上し真実接触面積が増加するので粘着摩擦力  $F_{xa}$  が大きくなる。

これらに加えて、タイヤは粘弾性材料でできているため、水潤滑条件では損失摩擦力  $F_{xd}$  が粘着摩擦力  $F_{xa}$  より相対的に大きくなる。損失摩擦力  $F_{xd}$  のピーク値となるすべり速度は、粘着摩擦力  $F_{xa}$  のピーク位置より一般に高いとされ<sup>6)</sup>、粘着摩擦力の弱点を補うことができる。

このように、さまざまな特性の組合せにより得られる複合的な効果により、トレッドにグループを設けたタイヤは水潤滑条件のときに幅広い速度域で全摩擦力を向上することができる。

次に、車輪/レールの場合について述べる。車輪/レール間の接触面圧は理論的に 800MPa 以上とされ、式 (8) からドロプレーニング現象の臨界速度を求めると 1000km/h 以上の値となり、鉄道車両の実用速度域においては車輪とレールの接触部が水で完全に遮断されることはないと考えられる。また、実用速度域で想定される水の慣性力により生じる動圧に対して金属は十分な堅さを持っているため、車輪踏面が部分的に窪み、タイヤのように接触面に水を溜め込む可能性も低いと考えられる。これらは真実接触面積を減少させない観点からメリットとなる。

しかし、車輪とレールを構成する金属は完全弾性体に近い材料物性のため、金属同士の接触面で作用する摩擦力は粘着接線力  $F_{xa}$  のみとなる。また、金属同士の接触面で作用する摩擦係数は、乾燥時でも一般に 0.3 程度とタイヤ/路面間と比べて小さいため、粘着摩擦力  $F_{xa}$  はタイヤ/路面間と比べて小さい。さらに、粘着摩擦力  $F_{xa}$  の弱点を補う損失摩擦力  $F_{xd}$  が期待できないので全接線力は小さく、これが作用するすべり速度の幅も狭い。これらはタイヤ/路面間の場合に対する大きな違いとなる。

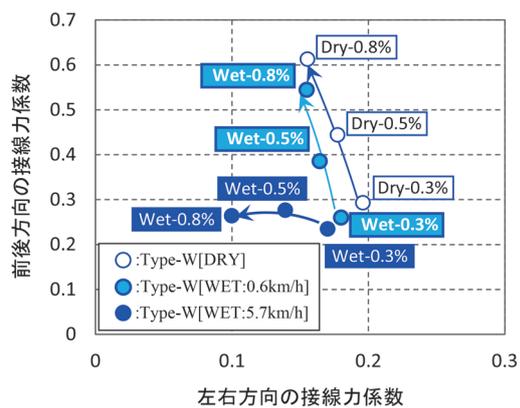
このため、車輪/レール間の接線力係数はタイヤ/路面間の摩擦係数と比べて小さく、車輪の材料物性は損失摩擦力  $F_{xd}$  を得ることができないため、車輪踏面に削正痕を設けても車輪/レール間の粘着摩擦力  $F_{xa}$  が低下するだけで、タイヤ/路面間のような摩擦力向上効果は得られないと考えられる。図 8 の結果はこの考えの妥当性を示している。

以上より、タイヤ/路面間の接触理論を参照し、接線力測定実験の結果を考察した結果、車輪踏面に生じた車輪削正痕は、水潤滑条件での車輪/レール間の接線力を向上する効果は期待できないことが明らかとなった。

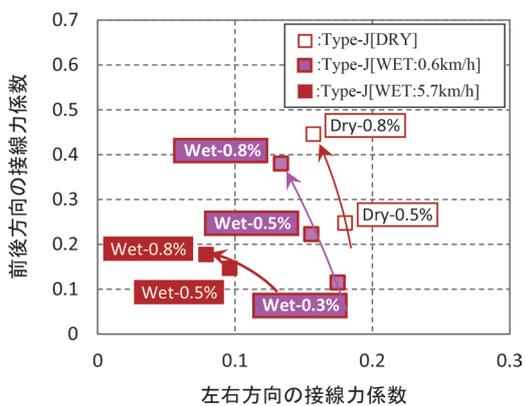
#### 4.3 アタック角の有無と接線力特性の関係

試験輪間にアタック角を設けたときの接触面で作用する前後・左右方向の接線力特性を調査するため、アタック角 0.2deg を設けた条件で接線力測定実験を行った。前後方向のすべり率は 0.3%、0.5%、0.8% の 3 通りを基本とし、Type-J の一部では 0.3% の実験を省略した。図 9(a) と図 9(b) に Type-W と Type-J の実験結果をそれぞれ示す。縦軸は前後方向の接線力係数、横軸は左右方向の接線力係数で、計測値の横のアルファベットと数値は、実験条件と試験装置に設定する前後方向のすべり率 (以下、設定すべり率と記す) を意味する。

試験輪間にアタック角を設けると、いずれの条件でも、前後と左右の 2 方向の接線力が作用している。これは 2.1 節で述べた摩擦円の原理によるもので、車輪/レール間の場合でも、タイヤ/路面間と同様の傾向となることが分かる。



(a) Type-Wの場合



(b) Type-Jの場合

図9 アタック角を設けたときの接線力特性

図9(a)と図9(b)から、乾燥条件の場合（白抜き印）では、前後方向の設定すべり率が大きくなると、前後方向の接線力係数が増加し、左右方向の接線力係数が減少するので、それぞれの印は図の左上側に移動する。水潤滑条件で周速度0.6km/hの場合（淡色印）、接触面に水が介在したことで、乾燥条件より接線力係数は若干小さいが、前後方向の設定すべり率が大きくなるとそれぞれの印は図の左上側に同様に移動することが分かる。これらの条件では、前後方向の設定すべり率をさらに大きくすると、前後方向の接線力係数はより大きくなると考えられ、接触面に作用することができる接線力にポテンシャルがあることが推察される。

その一方で、水潤滑条件で周速度を5.7km/hまで増加した場合（濃色印）、前後方向の設定すべり率を大きくしても前後方向の接線力係数は増加せず、それぞれの印は図の左側に移動している。これは接触面に作用することができる接線力のポテンシャルに対して、入力した接線力が超過していることを意味しており、試験輪の周速度の増加により接触面の潤滑効果が向上し、摩擦円の直径が小さくなったことが理由と考えられる。この場合、前後方向の設定すべり率をさらに大きくしても、前後方向の接線力係数を大きくすることはできない。

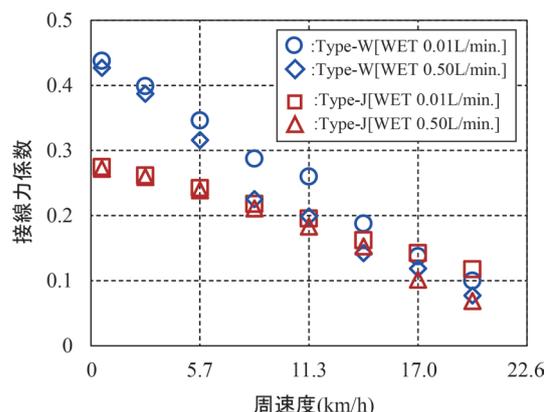


図10 散水流量の多寡と接線力係数の関係

以上より、試験輪間にアタック角を設けた場合、水潤滑条件においても、前後と左右の接線力が接触面に作用することが分かった。また、試験輪の周速度を増加すると接触面へ侵入する水量が増すので、前後と左右の接線力係数はさらに小さくなることが分かった。そして、試験輪に削正痕を設けると、接触面の真実接触面積が小さくなることと、接触面に水の潤滑効果が生じることの相乗効果により、接触面が平滑なときと比べて接触面の摩擦円がさらに小さくなるので、前後・左右方向ともに接線力係数は小さくなることが分かった。

#### 4.4 散水流量の多寡が接線力特性に及ぼす影響

散水流量の多寡と接線力特性の関係を調査するため、散水流量0.01L/minと0.5L/minの2つの条件で、周速度と接線力係数の関係を比較した。前後方向のすべり率0.5%一定、アタック角ゼロの場合のType-WとType-Jの実験結果を図10に重ねて示す。

図10から、試験輪の周速度が増加すると、接触面に侵入する水量が増えるので、接線力係数が小さくなっている。これはType-WとType-Jに共通している。そして、散水流量の多寡と接線力係数の関係に着目すると、接線力係数に差異が生じ始める周速度がType-WとType-Jで異なることが分かる。具体的には、Type-Wでは試験輪の周速度が0.6km/h程度から接線力係数の差異が生じているのに対し、Type-Jでは試験輪の周速度が8.5km/h程度以降で接線力係数の差異が生じている。この差異は、接触面圧と水の慣性力により生じる動圧の大小関係に起因するものと考えられる。これを説明するため、Type-Wを例にとり、図11の水潤滑条件における車輪回転時の接触面の状態から説明する。

図11では、車輪側試験輪とレール側試験輪の接触面には微小な表面粗さがあるため、微小な突起同志による接触部とその周囲の非接触空間が存在する。また、接触面での接触形態には赤丸印と青丸印の2つが考えられる。赤丸印は接触部と周囲の非接触空間が水で満たされ

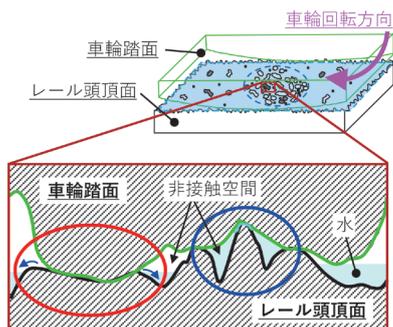


図 11 水潤滑状態の接触面 (Type-W の場合)

ていない場合、青丸印は接触部と周辺の非接触空間が水で満たされている場合である。赤丸印では、水は接触部周辺の非接触空間に流出するため、接触面では潤滑効果が低下して接線力係数は局所的に大きい傾向を示すと考えられる。他方、青丸印では、接触部とその周辺の非接触空間は水で完全に満たされているため、接触部の水はその周囲に流出することができない。このため、接触部は完全な水潤滑状態となるので接線力係数は小さい傾向を示すと考えられる。

試験輪の周速度が増加すると、2.3 節で述べたように、接触面に侵入する水の慣性力により生じる動圧が増加するので、図 11 の水位が上昇して水のない非接触空間も水で満たされる。これにより、接線力係数は下限値まで小さくなると考えられる。このような接触面の状態から推察すると、Type-W の接線力係数の差異が周速度 0.6km/h 程度と小さい条件から生じた理由は、Type-W の接触面圧が Type-J のときより小さいためと考えられる。

以上から、水潤滑条件における接線力特性は、接触面に存在する極僅かな水による潤滑効果を受け、特に、周速度が大きい時ほど顕著に受けることが分かった。そして、散水流量の多寡と接線力特性の関係では、試験輪の周速度との兼ね合いにより求まる接触面に侵入可能な水量に対して、接触面周辺に実際に存在する水量の方が多いたときに、接線力係数はより小さい傾向を示すことが分かった。

その一方で、散水流量の多寡と接線力係数の関係を定量的に評価するとその差異は小さくなく、4.2 節で述べたように、接触面に侵入する水により車輪とレールが実用速度域で完全に遮断されないことを考慮すると、接線力係数がゼロになるのではなく一定の下限値が存在すると考えられる。

## 5. まとめ

本研究では、車輪削正痕と車輪／レール間の水潤滑状態における接線力特性の関係を明確にするため、接触形態が似ているタイヤ／路面間の接触理論を参考に、車輪とレールの接触を直径 30mm の一組の小型円筒試験輪

の接触で模擬した接線力測定実験により調査を行った。本研究で得られた知見は以下の通りである。

- (1) 車輪／レール間の水潤滑条件における接線力係数は、接触面に介在する極少量の水の影響を顕著に受け、周速度 20km/h 程度までの間に乾燥時の半分以下まで急峻に減少することが分かった。
- (2) 接触面に水が介在した状態で転がりすべり摩擦力を加え続けると研磨作用により接線力係数が少しずつ減少する特徴的な現象が生じる場合があることが分かった。
- (3) 水潤滑条件で試験輪間にアタック角を設けると、乾燥条件のときより前後・左右方向の接線力係数がともに小さくなること、接触面に介在する水量が増すと摩擦円が小さくなり、これらの接線力係数はさらに小さくなること、それぞれ分かった。
- (4) 散水流量の多寡が接線力特性に及ぼす影響は小さいことが分かった。
- (5) これらの傾向は、接触面に削正痕を設けた場合も同様で、特に、削正痕を設けると接触面の真実接触面積が小さくなるので、接線力係数は、低速時には平滑な接触面のときより小さく、高速時には接触面の潤滑効果が支配的となるため、削正痕の有無による影響が無視できる程度に小さくなることが分かった。

以上から、車輪／レール間の接触面の排水性能を期待して車輪踏面に削正痕を設けたとしても、タイヤ／路面間のように接線力向上効果は期待できないことが明らかとなった。

なお、本実験では試験装置の仕様により、試験輪の周速度は最高 20km/h 程度の検討となったが、図 10 の Type-W と Type-J の実験値を結ぶ近似曲線から推察すると、周速度 20km/h 以上の場合も、接触面に設けた削正痕の有無に係わらず、両者は同等になると考えられる。

## 文 献

- 1) 中島幸雄：タイヤのハイドロブレーニングについて、混相流、Vol.27, No.2, pp.102-109, 2013
- 2) Transportation research board of the national academies, "TCRP Report 71 Track-Related research", Vol.5, pp.24-25, 2005.
- 3) 内田清五：新幹線のブレーキシステム (3)、鉄道車両と技術、Vol.6, No.4, pp.18-19, 2000
- 4) 山本大輔：鉄道車両の車輪削正痕に着目した車輪／レール間の接線力特性に関する研究、東京大学博士論文、2021
- 5) 酒井秀男：タイヤ工学、グランプリ出版、pp.271-276, 2004
- 6) 大原利一郎：摩擦の理論、日本ゴム協会誌、Vol.68, No9, pp.587-594, 1995
- 7) Yamamoto, D., Influence of Machined Surface on Transient Characteristics of Tangential Force at Wheel/Rail Interface, Quarterly Report of RTRI, Vol.61, No.2, pp.139-145.

特集：鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究

# 車輪／レール接触応力の緩和による ゲージコーナキ裂抑制手法の検討

辻江 正裕\* 幸野 真治\* 井戸 達哉\*  
陳 樺\* 曄道 佳明\*\*

A Study on the Countermeasure Method for Gauge Corner Cracking  
by Reducing the Contact Pressure Between Wheel and Rail

Masahiro TSUJIE Masaharu KONO Tatsuya IDO  
Hua CHEN Yoshiaki TERUMICHI

Gauge corner cracking (GCC) occurs in heat-treated rail installed on curved high rails with a radius of 600m to 800m. The GCC can propagate to the bottom of rail, resulting in rail breakage. However, no countermeasure has yet been developed to prevent GCC from occurring. The aim of this study is to investigate suppression method of GCC initiation by reducing the contact pressure between wheel and rail. Therefore, we focused on wear development of rail, and evaluated the effect of worn profiles of rail on wheel and rail contact. The results showed that the worn profiles of rail are effective in suppressing rolling contact fatigue that can develop into GCC by reducing the contact pressure between wheel and rail.

キーワード：ゲージコーナキ裂，摩耗進展，疲労指数，車輪／レール，Archard，マルチボディダイナミクス

## 1. はじめに

在来線の半径 600～800m の曲線外軌に敷設した熱処理レールのゲージコーナ部において、ゲージコーナキ裂の発生が多数確認されている（図 1）。ゲージコーナキ裂は大きく進展するとレール折損を引き起こす危険性があるものの、連続的に発生するため、頭部補修溶接法<sup>1)</sup>により除去することは困難である。したがってゲージコーナキ裂は、その発生を予防することが重要となる。

先行研究<sup>2)</sup>より、き裂の発生を抑制する手法の一つとして、車輪／レール間の接触面圧を低下させることが

考えられる。また一般的に、2つの物体が接触し摩耗進展すると、両者はなじむ傾向にある。つまり、車輪／レール間の接触がなじむ摩耗形状を適用することにより、車輪／レール間の接触面圧を低下させ、ゲージコーナキ裂の発生を抑制することが期待できる。そこで本研究では、ゲージコーナキ裂の発生が懸念される曲線外軌を対象に、摩耗進展解析よりレール摩耗形状を予測した。さらに、それらの曲線外軌に予測したレール摩耗形状を適用し、車輪／レール間の接触面圧の低下を図ることで、ゲージコーナキ裂に至るき裂の発生を抑制する効果について検討した。

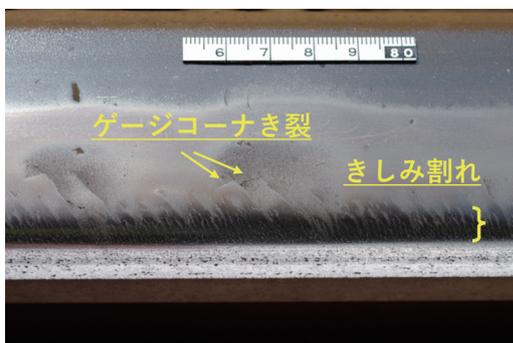


図 1 ゲージコーナキ裂の発生例

## 2. き裂発生評価

本章では、車輪／レール接触に起因する転動疲労き裂の発生評価について記述する。

### 2.1 き裂発生評価モデル

レール頭頂面を起点として発生する、シェリングやゲージコーナキ裂のような転動疲労き裂の発生を評価する指標として、シェイクダウン理論に基づいた疲労指数（FI：Fatigue Index）により評価する手法（以下、「FIモデル」とする）が、先行研究<sup>2)</sup>において提案されている。本手法では、転がり接触疲労は車輪／レール接触部における面圧やクリープ力に依存するという考え方に基づいている。そして、接触状態がシェイクダウン限界

\* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

\*\* 上智大学

表1 転動疲労試験条件

すべり率 [%]	0.5, 1.0, 2.0, 3.0
接触面圧 [MPa]	900, 1050, 1200
転動速度 [rpm]	1000
転動回数 [万回]	10
雰囲気	乾燥

を超過すると、塑性ひずみが蓄積し、転動疲労き裂の発生に至ると評価する。FIモデルにおける疲労指数の値は、以下の式(1)で与えられる。

$$FI = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} - \frac{k_s}{p_0} \quad (1)$$

ここで、 $FI$ は疲労指数、 $F_x$ ならびに $F_y$ はそれぞれ縦クリープ力ならびに横クリープ力、 $F_z$ は車輪／レール間の接触力である。また、 $k_s$ はレール鋼のせん断強度であり、 $p_0$ は最大接触面圧である。

FIモデルでは、式(1)で与えられる疲労指数の値により、き裂発生リスクを評価している。つまり $FI=0$ の状態がシェイクダウン限界であり、この値を超過した場合にき裂が発生すると評価している。

## 2.2 転動疲労試験

前項で記述したFIモデルにおいて、国内の車輪／レール材におけるシェイクダウン限界について明らかにした例はない。そこで図2に示す西原式摩耗試験機を活用し、車輪／熱処理レール材試験片を用いた転動疲労試験を実施し、FIモデルにおけるき裂発生閾値を明らかにした。

転動疲労試験に用いた試験片は車輪材ならびに熱処理レール材から切り出した、 $\phi 30\text{mm}$ の円筒試験片である。試験条件は、車輪／レールの転がり接触による摩耗進展／き裂発生を再現した先行研究<sup>3)4)</sup>に基づき、表1に示す通りとした。図2に示す歯数の異なる2つのすべり用歯車によって、試験片の回転速度に差を生じさせることにより、試験片接触部にすべり率を設定した。なお試験片の転動速度は、車輪材試験片がレール材試験片よりも速く転動するよう設定した。

また、試験中に試験片接触部に作用するクリープ力を算出するため、図2に示すトルク計により、試験片の回転軸に作用するトルクを測定した。

試験終了後にレール材試験片を切断し、転動面について光学顕微鏡(倍率:200倍)により断面観察を実施し、き裂発生状況を調査した。さらに、各試験条件について式(1)を適用し、疲労指数の値を算出した。試験片の断面観察結果の一例を図3に示す。なお、図3(a)はすべ

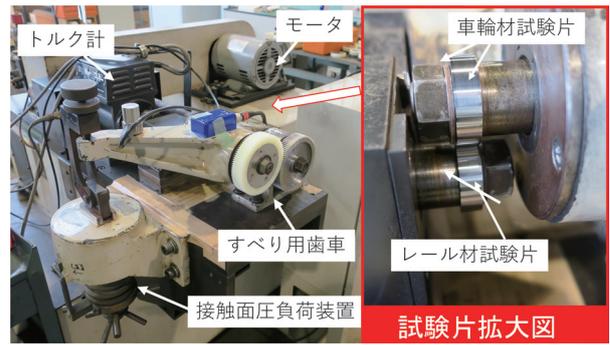
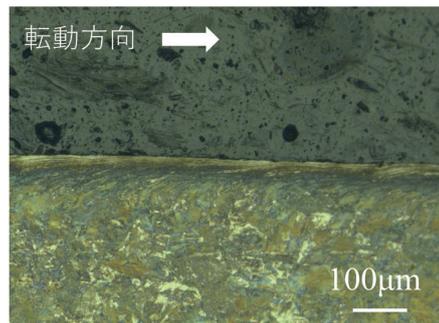
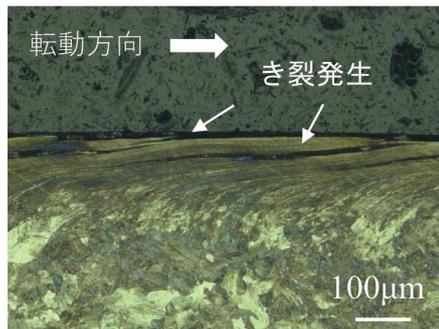


図2 西原式摩耗試験機



(a) き裂発生なし



(b) き裂発生

図3 断面観察例

り率0.5%、接触面圧900MPaで用いた試験片の観察面(き裂発生なし)であり、図3(b)はすべり率3.0%、接触面圧900MPaでの観察面(き裂発生)である。また、疲労指数の算出結果ならびにき裂発生状況を図4に示す。なお図4において、き裂が発生しなかった条件については白抜きで示す。

図3(a)に示すように、一部の条件においてはき裂の発生が確認できなかった。一方、そのほかの多くの条件では、図3(b)に示すように、塑性流動に沿ってき裂が発生していることを確認した。図4より、き裂の発生が見られなかった試験条件のうち、もっとも高い疲労指数の値は-0.80であった。一方、き裂の発生が見られた試験条件のうち、もっとも低い疲労指数の値は-0.75であった。したがって、車輪材／熱処理レール材の転が

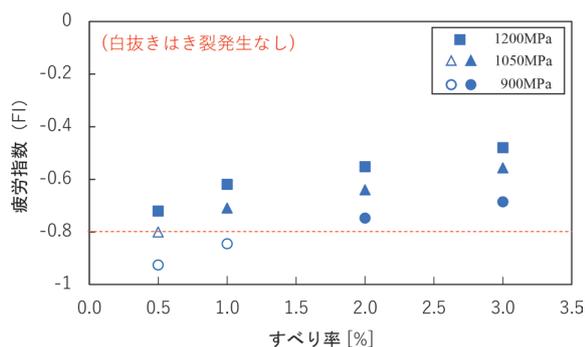


図4 転動疲労試験結果

り接触においては、疲労指数の値が-0.80より高い値になると、熱処理レール材においてき裂の発生に至ると考えられる。

2.1節に記載したように、FIモデルにおいては、理論上、FI=0においてき裂発生に至ると評価するものの、本研究で行ったき裂発生/摩耗進展を再現した転動疲労試験においては、FI>-0.8においてき裂発生に至る結果となった。本研究では、より安全側に評価を行うという観点から、本章での転動疲労試験の結果、つまりFI>-0.8においてき裂発生に至るとする。

### 3. 摩耗進展解析によるレール摩耗形状予測

本章では、ゲージコーナき裂発生の抑制を図るレール摩耗形状について検討するため、営業線においてゲージコーナき裂の発生が確認された曲線区間を対象として、摩耗進展解析を実施し、レール摩耗形状を予測した。

#### 3.1 摩耗形状予測モデルの概要

本節では、摩耗進展解析で用いた摩耗形状予測モデルについて概要を記載する。図5に摩耗形状予測モデルの解析フローを示す。

本モデルでは、マルチボディダイナミクスソフトSimpackを活用した車両運動解析、ならびにそれらの解析結果に基づく摩耗形状予測から構成される。はじめに、Simpackにおいて対象とする車両/軌道モデルを構築し、それらのモデルによる車両運動解析を実施する。つぎに、Simpackより得られた解析結果に基づき、車輪/レール接触状態を評価する。そして車輪/レール接触状態から、各箇所におけるレールの摩耗量を算出する。算出した摩耗量ならびにはじめにモデル化したレール断面形状より、レールの摩耗形状を構築する。最後に、構築したレール摩耗形状を再びSimpackの軌道モデルに再配置することで、摩耗形状の軌道モデルに更新する。以上の手順を繰り返すことにより、レール摩耗形状の時系列変化を予測することができる。

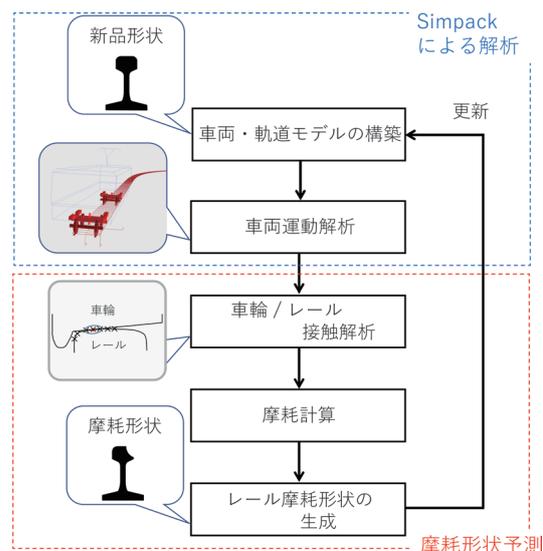


図5 摩耗進展解析の解析フロー

なお摩耗量の算出については、式(2)で与えられるArchard摩耗予測式<sup>5)</sup>を適用した。なお式(2)において、 $W[m^3]$ は摩耗量、 $F$ は車輪/レール間の接触荷重[N]、 $S$ はすべり距離[m]、 $H$ は柔らかい材料の硬さ $[N/m^2]$ である。また $k$ は摩耗係数であり、摩耗進展速度を評価する指標である。本研究では、先行研究<sup>6)</sup>における室内摩耗試験結果より、 $k=1.73 \times 10^{-4}$ としてレールの摩耗量を算出した。

$$W = \frac{k \cdot F \cdot S}{H} \quad (2)$$

また、1車両の通過によって算出される摩耗量はごくわずかであり、それによる断面形状の変化はほとんど見られず、車輪/レール接触への影響もほとんどないと考えられる。そこで図5に示す摩耗形状の更新については、先行研究<sup>7)</sup>に基づき、1車両の通過によって算出される摩耗量を10000倍して摩耗形状を形成した。

#### 3.2 解析条件

前節で記述したレール摩耗形状予測モデルを活用し、営業線においてゲージコーナき裂が発生している曲線区間の外軌を対象に、レールの摩耗形状を予測した。対象とした軌道モデルの概略を図6に示す。

図6に示すように、軌道モデルは半径800mの曲線区間であり、JIS60kgレールが敷設されている。一方、この軌道モデルを通過する車両モデルについては、在来線修正円弧踏面を有する通勤型車両(走行速度:105km/h)を対象に構築した。

先行研究<sup>8)</sup>より、ゲージコーナき裂に混在するきしみ割れの発生については、前軸における車輪/レール接

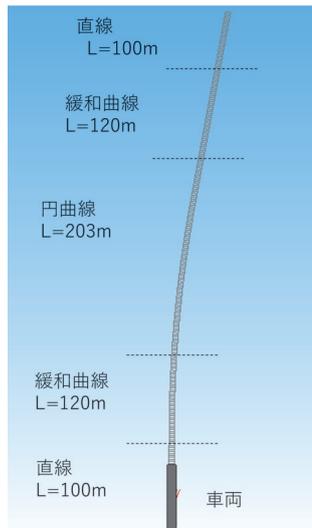


図6 軌道モデル（摩耗進展解析）

触が影響していることから、ゲージコーナキ裂についても前軸における車輪／レール接触が影響していると考え、前軸を対象に摩耗進展解析を実施した。なお摩耗進展解析においては、レールの摩耗進展に着目するため、車輪の摩耗進展は考慮せず、常に設計形状とした。また、図5に示すレール断面形状の更新については、15回繰り返して実施した。

### 3.3 解析結果

前節に示す条件における摩耗進展解析により算出した曲線外軌の摩耗深さ分布および断面形状変化を図7に示す。ただし図7において、横軸はレール頭頂面中心からGC側への距離を示す。また両図とも、摩耗深さならびに摩耗による形状変化をより顕著に示すため、縦軸は拡大して示す。

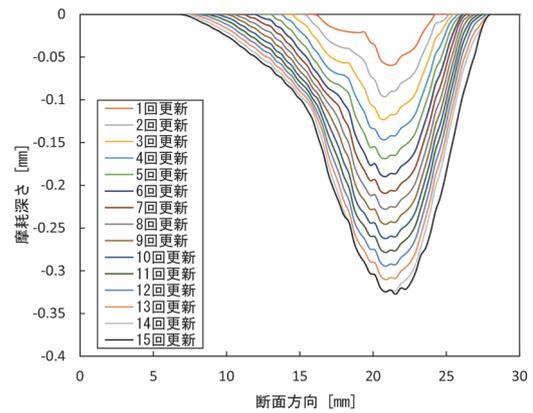
図7(a)に示すように、断面形状を更新するにつれて、摩耗深さや摩耗帯域が増加していることが確認できる。また、摩耗深さが増加する割合は、断面形状を更新するにつれて減少する傾向が確認できる。一方、図7(b)に示すレール断面形状については、断面形状を更新するにつれて、より平面に近づく傾向が確認できる。

## 4. 摩耗形状によるき裂抑制効果の評価

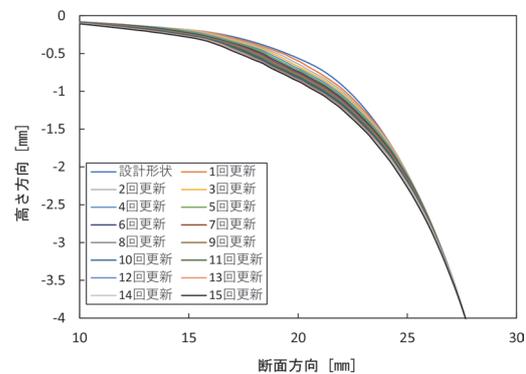
前章で実施した摩耗進展解析で予測したレール摩耗形状について、車輪／レール接触ならびにき裂発生への影響を評価するため、車輪／レール接触解析を実施した。

### 4.1 解析条件

車輪／レール接触解析は前章と同様、営業線においてゲージコーナキ裂の発生が確認された曲線区間を対象に



(a) 摩耗量



(b) 摩耗形状

図7 摩耗進展解析結果

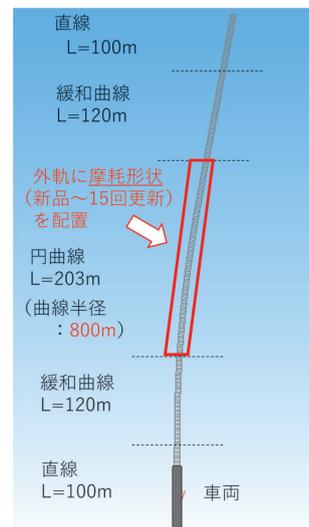


図8 軌道モデル（車輪／レール接触解析）

実施した。ただし円曲線区間の外軌については、図8に示すように、JIS60kg設計形状（摩耗進展解析の更新回数：0）ならびに前章での摩耗進展解析より得られた15ケース（更新回数：1～15）のレール摩耗形状を適用した、合計16モデルを構築した。なお車両モデルについては、

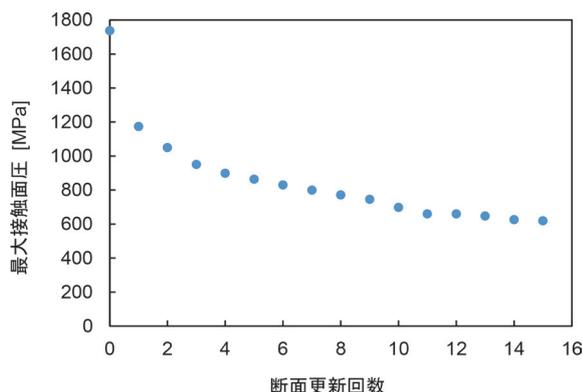


図9 解析結果（最大接触面圧）

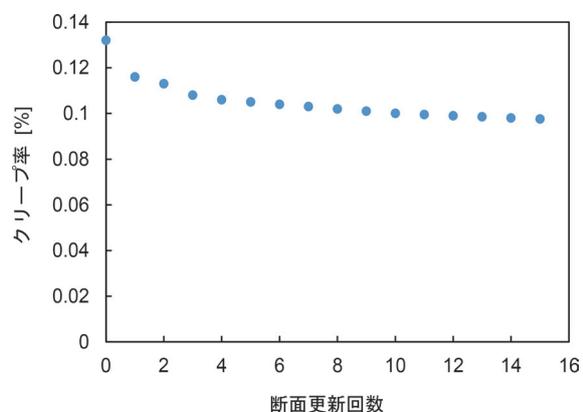


図10 解析結果（クリープ率）

前章と同じ通勤型車両ならびに走行条件を採用した。

#### 4.2 車輪／レール接触への影響評価

本節では、前節に示す条件で実施した車輪／レール接触解析の結果について示す。はじめに、円曲線区間の外軌における車輪／レール間の接触面圧について、解析結果を図9に示す。

図9に示すように、レールの摩耗が進展するにつれて、車輪／レール間の接触面圧は減少する傾向が確認できる。つぎに、車輪／レール間におけるクリープ率についての解析結果を図10に示す。

図10に示すように、レールの摩耗が進展するにつれて、車輪／レール間に発生するクリープ率はわずかに減少する傾向が確認できた。なお設計形状におけるクリープ率と比べて、最大で約23%減少する結果となった。

これらの結果より、円曲線の外軌に摩耗形状を適用することにより、車輪／レール間の最大接触面圧やクリープ率がともに減少することを確認した。

#### 4.3 き裂発生への影響評価

前節の解析結果を2章に記述したFIモデルに適用し、レール摩耗形状がき裂発生に及ぼす影響について評価し

た。車輪／レール接触解析で適用した各レール断面形状別に、算出した疲労指数の結果を図11に示す。

図11に示すように、レールの摩耗が進展するにつれて、疲労指数の値は減少していることが確認できる。このような結果となった要因として、前節に示すように、摩耗進展によりレール断面形状が変化するにつれて、車輪／レール間の接触面圧が低下したこと、ならびにクリープ率もわずかに減少したことが考えられる。

つぎに、算出した疲労指数の値について、2章に示す転動疲労試験結果をもとに、き裂発生への影響について検討した。2章に記述した転動疲労試験結果より、車輪材／熱処理レール材の転動疲労においては、疲労指数の値が-0.8より大きくなると、熱処理レール材において、き裂発生に至ることを確認した。したがって、き裂発生に至る閾値を超過した値が高いほど、き裂の発生に影響すると考え、き裂発生の閾値を超過した値を以下の式(3)で与えられる $FI_{\text{eff}}$ として評価することとした。

$$FI_{\text{eff}} = FI - FI_{\text{th}} \quad (3)$$

ただし、 $FI_{\text{eff}}$ はき裂発生の閾値を超過した値（以下、「有効疲労指数」とする）、 $FI$ は車輪／レール接触状態から算出される疲労指数、 $FI_{\text{th}}$ はき裂発生に至る閾値（2章に記述した転動疲労試験より、本研究で採用した熱処理レールの閾値は $FI_{\text{th}} = -0.8$ とする）である。有効疲労指数 $FI_{\text{eff}}$ はき裂発生の閾値を超過した範囲を示すことから、その値が高いほどき裂発生リスクが高いことを示す。また、 $FI_{\text{eff}}$ が正( $FI > -0.8$ )の場合にはき裂発生に至り、 $FI_{\text{eff}}$ が負の場合( $FI < -0.8$ )の場合にはき裂が発生しない、との指標になる。

図11に示す結果に対し、式(3)で与えられる有効疲労指数の算出結果を図12に示す。

図12に示すように、設計形状においては有効疲労指数が0.9を超過する値であったのに対し、本研究において検討した摩耗形状においては約0.4と、おおよそ半減

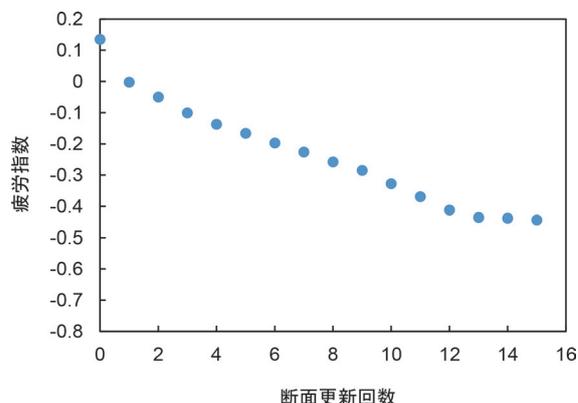


図11 解析結果（疲労指数）

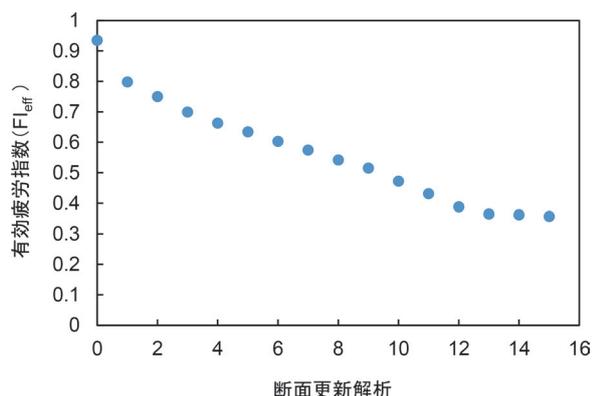


図 12 解析結果（有効疲労指数）

することが確認できた。このように、本研究で検討した摩耗形状については、有効疲労指数は減少する傾向が見られたものの、負の値にはならなかった。つまり、き裂発生に至る疲労指数の閾値  $FI_{th}$  (2章の結果より  $-0.8$ ) を下回ることにはなかったため、き裂の発生を完全に抑制することは厳しいと考えられる。しかし設計形状に比べて、有効疲労指数  $FI_{eff}$  が減少していることから、き裂の発生状況を緩和する効果は期待できる。

これらの結果より、ゲージコーナき裂の発生が確認される曲線外軌においては、レール敷設直後の車輪／レール接触においてシビアな接触状態となり、き裂発生に至ると考えられる。一方で、敷設直後のレールについて、その断面形状をレール削正により人工的に摩耗形状とすることで、車輪／レール間の接触面圧低下ならびにクリープ率の減少が図られる。つまり、図 12 に示すように人工的に形成する摩耗形状においては、有効疲労指数  $FI_{eff}$  が 0 を超過しているため、き裂の発生を完全に抑制することはできないものの、これまでのレール敷設直後の車輪／レール間におけるシビアな接触状態を回避することができるため、ゲージコーナき裂の発生を低減する効果が期待できる。

## 5. まとめ

本研究では、摩耗進展による車輪／レール接触のなじみに着目し、曲線外軌にレール摩耗形状を適用することで、ゲージコーナき裂の発生を抑制する手法について検討した。はじめに、車輪材／熱処理レール材の小型円筒試験片を用いて、摩耗進展／き裂発生を再現した転動疲労試験を実施した。つぎに、マルチボディダイナミクスに基づく摩耗進展解析、ならびに予測したレール摩耗形状における車輪／レール接触解析を実施し、レール摩耗形状によるき裂抑制効果を検証した。得られた成果は以下の通りである。

- ・転動疲労試験機により、摩耗進展／き裂発生を再現し

た。そして疲労指数によるき裂発生評価式に適用した結果、熱処理レール材においてき裂発生に至る疲労指数の値は、 $FI \approx -0.8$  であると考えられる。したがって、疲労指数が  $-0.8$  より高い値になると、き裂発生に至ると考えられる。

- ・営業線においてゲージコーナき裂が発生した曲線区間をモデルに、レールの摩耗進展解析を実施し、曲線外軌の摩耗形状を予測した。
  - ・摩耗進展解析より予測したレール摩耗形状を用いて車輪／レール接触解析を実施した結果、レールが摩耗進展するにつれて、車輪／レール間における最大接触面圧ならびにクリープ率が減少する傾向を確認した。またその結果、疲労指数も低減することを確認した。したがって、ゲージコーナき裂が発生する曲線外軌について、敷設直後のレールを削正し、人工的にレール断面形状を摩耗形状とすることで、ゲージコーナき裂の発生を完全に抑制することはできないものの、その発生を低減する効果が期待できる。
- 本研究の一部は、学校法人上智大学との共同研究により実施した。

## 文献

- 1) 伊藤太初, 梅内一行, 寺下善弘, 辰巳光正, 山本隆一: テルミット頭部補修溶接法を用いたレール補修方法, 鉄道総研報告, Vol.28, No.6, pp.41-46, 2014
- 2) Ekberg, A. and Kabo, E., "Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading- an overview," Wear, 258, pp.1288-1300, 2005.
- 3) Hiensh, M. and Burgelman, N., "Rolling contact fatigue: Damage function development from twin-disc test data," Wear, 430-431, 2019.
- 4) Akama, M. and Kimata, T., "Numerical simulation model for the competition between short crack propagation and wear in the wheel tread," Wear, 448-449, 2019.
- 5) Archard, J.F., "Contact and rubbing of flat surface," Journal of applied physics, Vol.24, pp.981-988, 1953.
- 6) 辻江正裕, 沖田雅佳, 陳樺, 曄道佳明: 混合すべり条件下におけるレール摩耗形状予測モデルの構築, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.890, DOI: 10.1299/tranjsme.20-00056, 2020
- 7) 辻江正裕, 吉岡亜陸, 水谷祐貴, 曄道佳明: マルチボディダイナミクスによるレール摩耗形状予測モデルの構築と妥当性の検証, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.854, DOI: 10.1299/tranjsme.17-00074, 2017
- 8) Jin, Y., Aoki, F., Ishida, M. and Namura, A., "Investigation and analysis of the occurrence of rail head checks," International Journal of Railway, Vol.2, No.2, pp.43-49, 2009.

# 既設橋りょうの加速度モニタリングによる構造性能評価

徳永 宗正\* 池田 学\*

Structural Performance Evaluation of Existing Bridges by Acceleration Monitoring

Munemasa TOKUNAGA Manabu IKEDA

The aim of this study is to realize monitoring structural performance condition for concrete girders. At first, we have developed a method to restore displacement waveform based on acceleration waveform during train passing by utilizing the linear vibration theory. Numerical experiments have shown that the method can estimate the maximum displacement within approximately 5% errors. Furthermore, the equivalent linearized beam theory has been extended to estimate reinforcing bar stress waveform based on the displacement waveform. These methods realized the structural performance evaluation of bridges such as riding comfort and fatigue fracture from acceleration measurements.

キーワード：加速度，モニタリング，積分，たわみ，構造性能，鉄筋応力，はり理論

## 1. はじめに

高速鉄道は開業 50 年以上が経過しており，将来の鉄道施設の経年劣化への対応が進められている。さらに，運行の高密度化や高速化が進められている。将来にわたり長期的に安定運行を確保するには，労力や経費等のリソースを的確に配分して構造物を維持管理していく必要がある。維持管理においては，既設橋りょうが保有する性能の定量化，ランク分けによりリソース配分の最適化が可能となるが，一般には目視検査による定性的な評価に留まり，列車走行性，疲労等の構造性能は定量的に評価されていない。列車走行性，疲労等の構造性能を精度良く評価するためには，定期的なたわみ測定や鉄筋の応力測定を実施する必要がある，労力・経費増大が課題となっていた。

橋りょうに対して MEMS 加速度センサ等を設置し，常時モニタリングと測定結果の機械学習を適用した分析により加速度の振幅値や固有振動数などを指標として，状態の変化を評価する研究が多くなされてきた。一方で，構造物の設計<sup>1)2)</sup>においては，加速度や固有振動数といった指標が照査の過程で計算されることはあっても，これらの指標と構造物が保有する構造性能と直接結びつけられた情報となっていない。従って，常時モニタリング<sup>3)</sup>で加速度が得られたとしても，橋りょうの性能に対して結び付けられることは少なく，実測データを十分に有効に活用できていない状況にある<sup>4)</sup>。

さらに，近年新幹線橋りょうにおいて列車通過に伴う共振が見られる個体が多く確認されているが<sup>4)5)</sup>，長期供用時における構造性能の変化に関する現象解明が求め

られている。

図 1 に，本論文における評価フローを示す。本論文では，既設橋りょうの維持管理において加速度モニタリングによる構造性能評価を実現するために，2 章において，列車通過時の加速度波形からたわみ波形への積分を可能とするアルゴリズム，3 章において，たわみ波形から内部鉄筋の応力波形へ換算するアルゴリズムを開発した。最後に 4 章において，開発した手法を既設橋りょうに適用して，簡易な加速度計測から，橋りょうのたわみによる乗り心地等の列車走行性，鉄筋応力による疲労等を評価し，構造性能の定量的な状態監視に基づく維持管理手法を提案した。

## 2. 単純支持橋りょうの加速度積分によるたわみ波形の復元方法

### 2.1 提案手法

単純支持橋りょうの加速度積分による変位波形の復元方法として，パラメータ同定に基づく手法が既往の研究<sup>6)</sup>で提案されているが，実際の橋りょうの応答を線形系により表現できない場合もあり，モデル化誤差の影響が大きくなること，計算負荷が大きく常時モニタリング等で得られた大量のデータを処理するのに不向きであることなどの問題がある。特に，橋りょうの動特性は，コンクリート部材の非線形性や，列車／橋りょうの動的相互作用の影響により，厳密には時々刻々変化することから，定常な 1 自由度系を仮定した場合には，線形理論で表現される固有振動数，減衰比等の誤差が無視できない場合がある。本研究では，モデル化が煩雑な因子を明示的にモデル化せず，可能な限りノンパラメトリックな方法とすることを念頭におき，線形振動理論を活用した

\* 鉄道力学研究部 構造力学研究室

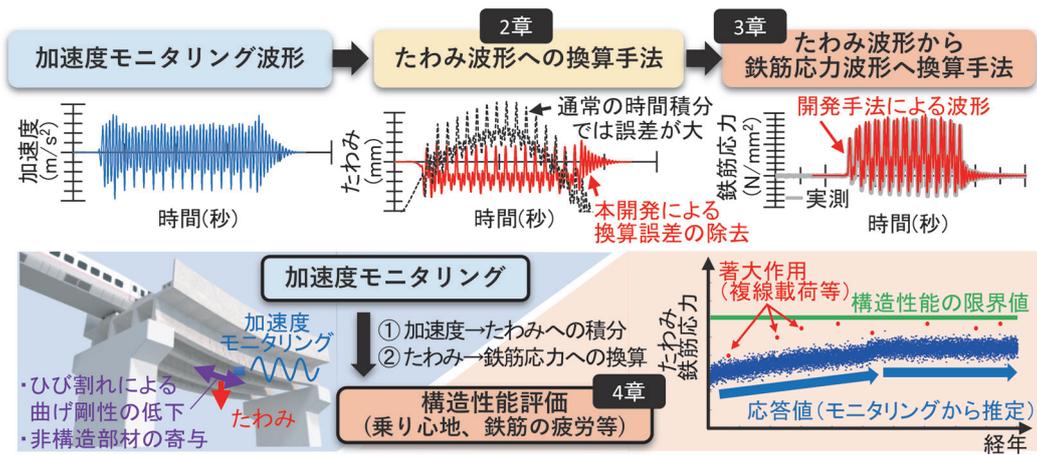


図1 加速度モニタリングによる既設橋りょうの構造性能の評価

列車通過時の加速度波形に基づく変位波形の復元方法について検討した<sup>7)</sup>。

図2に、本研究で提案する加速度積分による変位波形の算出方法のフローを示す(各記号は図3参照)。本手法を適用する上で以下の前提を置く。①実測されるデータは、軌道面直下かつスパン中央の単点の加速度波形のみ、②既知の情報、橋りょうのスパン $L_b$ 、通過した列車種別( $L_v$ ,  $a$ ,  $b$ )とする、③列車の輪重 $p_0$ は未知数で、全車両でばらつきは小さく一定値として扱うことが可能、④列車速度 $V$ は橋りょう通過中において一定と仮定する。

図2の下段で示すように、本手法は加速度波形の低周波のごく一部のみを補正する手法である。外力特性は、鉄道車両の特性を利用して理論モデルを仮定する。加速度波形により同定するパラメータは、後述する単位静的たわみ $y_{max}^{s0}$ のみである。

図3に示すスパン $L_b$ を有する単純梁に荷重列が作用する場合の動的応答は、式(1a)、式(1b)により与えられる。

$$\bar{m} \frac{\partial^2 u_{x,t}}{\partial t^2} + \bar{c} \frac{\partial u_{x,t}}{\partial t} + \bar{EI} \frac{\partial^4 u_{x,t}}{\partial x^4} = P \quad (1a)$$

$$P = p_0 \sum_j \delta \{x - vt + x_{0,j}\} \quad (1b)$$

ここで、 $u_{x,t}$ は位置 $x$ における時刻 $t$ の変位、 $\bar{m}$ 、 $\bar{c}$ 、 $\bar{EI}$ はそれぞれ単位質量、単位減衰、曲げ剛性、 $v$ は通過速度、 $p_0$ は軸重(全輪軸で一定と仮定)、 $j$ は各輪軸番号、 $x_{0,j}$ は輪軸 $j$ の初期位置を表す。 $\bar{m}$ 、 $\bar{c}$ 、 $\bar{EI}$ はスパン $L_b$ の範囲内において一定値とする。振動モードを考慮すると変数分離が成立し、さらに、モード変位 $y_i$ を用いて、 $\omega_b^2 = k_b/m_b$ 、 $c_b = 2\xi_b \omega_b$ の関係を用いると、式(2a)、式(2b)が得られる。

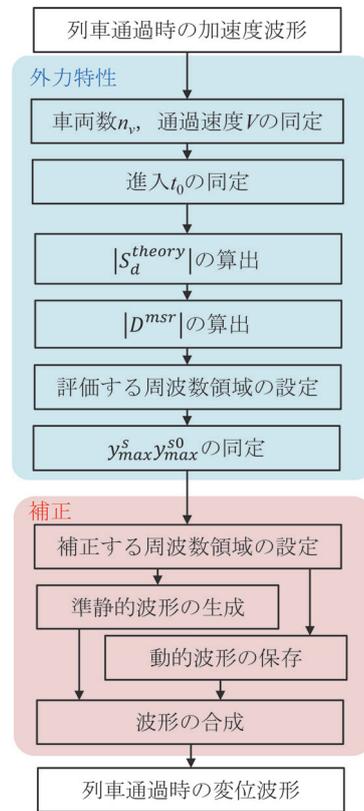


図2 加速度積分による変位波形の算出フロー<sup>7)</sup>

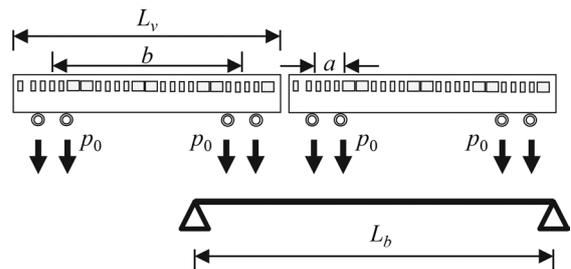


図3 単純はりに作用する列車荷重列<sup>7)</sup>

$$\omega_b^{-2}\ddot{y}_t + 2\xi_b\omega_b^{-1}\dot{y}_t + y_t = y_{max}^{s0}\lambda_t \quad (2a)$$

$$\lambda_t = \sum_j \sin \frac{v\pi}{L_b} \left( t - \frac{x_{0,j}}{v} \right) \left\{ H \left( t - \frac{x_{0,j}}{v} \right) - H \left( t - \frac{x_{0,j} + L_b}{v} \right) \right\} \quad (2b)$$

ここで、 $\lambda_t$  はモード外力である。フーリエ変換子  $F$  を用いて周波数領域上の加速度  $A = \mathcal{F}(\ddot{y}_t)$ 、周波数領域上の変位  $D = \mathcal{F}(y_t)$ 、周波数領域上の単位外力  $F_\lambda = \mathcal{F}(\lambda_t)$  と記述すると、 $\Omega_b (= \omega/\omega_b)$  の関係を用いて式 (3) が得られる。

$$(-\Omega_b^2 + 2i\xi_b\Omega_b + 1)D = y_{max}^{s0}F_\lambda \quad (3)$$

伝達関数  $S_d$  を  $(-\Omega_b^2 + 2i\xi_b\Omega_b + 1)^{-1}$  と記述すると、変位の周波数応答  $D$  は、

$$D = y_{max}^{s0}S_dF_\lambda \quad (4)$$

により与えられる。

次に、モード外力  $\lambda_t$  の周波数領域の特徴について考察する。 $\lambda_t$  のフーリエ変換  $F_\lambda$  は、パラメータ  $\omega_{vLv} (= v\pi/L_v)$ 、 $t_b (= \pi/\omega_v)$ 、 $\Omega (= \omega/\omega_{vLv})$  の関係を用いて、式 (5a)～式 (5c) のように展開される。

$$F_\lambda = F_0 F_a F_b F_{L_v} F_{w_v} \quad (5a)$$

$$F_0 = e^{-i\Omega\omega_{vLv}t_0}$$

$$F_a = 1 + e^{-i\pi\Omega\frac{a}{L_v}} \quad (5b)$$

$$F_b = 1 + e^{-i\pi\Omega\frac{b}{L_v}}$$

$$F_{L_v} = \frac{1 - e^{-i\pi\Omega n_v}}{1 - e^{-i\pi\Omega}}$$

$$F_{w_v} = \frac{\left(1 + e^{-i\pi\Omega\frac{L_a}{L_v}}\right)}{1 - \Omega^2\left(\frac{L_b}{L_v}\right)^2} \frac{1}{\omega_v} \quad (5c)$$

ここで、 $F_{w_v}$  は単一車軸による加振スペクトルであり梁長さ  $L_b$  を速度  $v$  で通過する加振周波数  $\omega_v$  に依存する成分、 $F_0$  は先頭輪軸がはりに進入する時刻  $t_0$  による位相差を表す成分、 $F_a$ 、 $F_b$ 、 $F_{L_v}$  はそれぞれ複数輪軸の周期的繰り返し効果を表す成分である。

式 (4) の関係を用いると単位静的変位  $y_{max}^{s0}$  は式 (6) により定義される。

$$y_{max}^{s0} = |DF_\lambda^{-1}S_d^{-1}| \quad (6)$$

ここで、式 (6) の右辺は、周波数領域の変位  $D$ 、列車通過による外力の周波数成分  $F_\lambda$ 、橋りょうの周波数応答関数  $S_d$  であり、周波数領域で定義された関数であることに注意する必要がある。 $S_d$  が仮定している振動系が線形 1 自由度でノイズが全く無いという条件が成立する場合には、式 (6) は全周波数領域で成立する。しかしながら、測定された加速度の低周波領域は、センサの応答特性上精度が低いことが多い上に、単純に積分した場合には変位の低周波領域はノイズの増幅の影響を受けやすい。さらに、実際の橋りょう応答は 2 次以上の高次モードおよび非線形性を有することを考えると、実橋りょうの条件下において式 (6) が成立する周波数領域は限られた領域となる。このため、 $y_{max}^{s0}$  の同定においては、ノイズ、橋りょうの高次モード、動特性の不確かさの影響を受けにくい特定の周波数領域を利用することとする。特に、固有振動数周辺においては、車両／橋りょうの動的相互作用や、橋りょうの非線形応答は、橋りょうの動特性が影響を及ぼすことから、式 (6) の不確か性が高くなる。

具体的には、実測加速度を時間領域に対して  $A^{msr}$ 、周波数領域に対して  $A^{msr}$  と定義して、実測加速度に基づき  $y_{max}^{s0,idf}$  は式 (7) により同定する。

$$y_{max}^{s0,idf} = \frac{1}{\omega_{e_2} - \omega_{e_1}} \int_{\omega_{e_1}}^{\omega_{e_2}} |(i\omega)^{-2}A^{msr}F_\lambda^{-1}S_d^{-1}| d\omega \quad (7)$$

ここで、 $\omega_{e_1}$ 、 $\omega_{e_2}$  は平均値の評価区間となる周波数の下限および上限であり、橋りょうの固有振動数  $f_b$  を用いて、それぞれ  $\omega_{e_1} = \max\{1, 0.1 \times 2\pi f_b\}$ 、 $\omega_{e_2} = 0.6 \times 2\pi f_b$  とした。この同定領域は、 $|S_d|$  が 1～1.3 程度で橋りょうの減衰比等に依存して値が変化しにくい、かつ加速度のノイズの積分による増幅の影響を受けにくい領域として試行錯誤的に決定した。

加速度を直接積分した場合の誤差は、主に時間積分の過程で低周波ノイズを増幅してしまうことに起因している。本研究で構築する方法は、実測された加速度を橋りょうの準静的成分および動的成分に分解し、ノイズの影響を強く受ける準静的成分のみを理論解により補正するものである。本研究では、低周波領域のみ線形振動を仮定して補正した  $D^{mdf}$  を式 (8) により定義する。

$$D^{mdf} = \begin{cases} y_{max}^{s0,idf}F_\lambda S_d & (0 \leq \omega < \omega_m) \\ (i\omega)^{-2}A^{msr} & (\omega_m \leq \omega) \end{cases} \quad (8)$$

ここで、 $\omega_m$  は補正境界角周波数であり、 $\omega_m = \max\{0.2, 0.6 \times 2\pi f_b\}$  とした。 $F_\lambda$  を算出するためには、軸配置に関連する  $n_v$ 、 $v$ 、 $a$ 、 $b$ 、 $L_v$ 、 $t_0$ 、および動特性に関連する  $\omega_b$ 、 $\xi_b$  が事前に必要なパラメータとなる。式 (8) により定義された  $D^{mdf}$  の逆フーリエ変換  $\mathcal{F}^{-1}(D^{mdf})$  により変

位の復元波形  $d^{ddf}$  を得る。

図4に、単位静的変位  $y_{max}^s$  を同定する評価区間、低周波領域の補正区間の概念図を示す。横軸の  $\Omega$  は各振動数  $\omega$  を  $\omega_{vLv}$  により無次元化したものである。図4(a)は外力特性に関する成分  $|F_a F_b F_{L_v}|$ 、 $|F_{w_v}|$ 、図4(b)は橋りょうの伝達特性に関する成分  $|S_d|$  である。一方で、図4(c)は橋りょうの変位応答  $|D|$  であり、図4(a)、図4(b)に示す特性の積として表される。ここでは、 $V=300\text{km/h}$ 、 $L_b=10, 30, 50, 100\text{m}$ 、 $f_b=50L_b^{-0.8}$  を仮定した場合の例を示している。

外力特性に関する成分  $|F_a F_b F_{L_v}|$  は  $\Omega=2, 4, 6\cdots$  で極大を示しており、橋りょうの固有振動数と一致すると共振が発生する。図4(c)で示す  $L_b=10\text{m}$  の場合に注目すると、橋りょうの角固有振動数  $\omega_b$  が  $4 < \omega_b/\omega_{vLv} < 6$  となることから、3次共振が発生する速度と固有振動数の関係であることが分かる。 $L_b=30\text{m}$  の場合は、 $\omega_b/\omega_{vLv} \doteq 2$  となり1次共振が発生する領域である。 $L_b=50\text{m}$ 、 $100\text{m}$  の場合は、 $\omega_b/\omega_{vLv} < 2$  となり、設定した列車速度  $300\text{km/h}$  よりも低速となると1次共振が発生する領域となる。

図4(c)で示す  $|D|$  に着目すると、 $L_b$  の増加とともに  $|F_{w_v}|$ 、 $|S_d|$  が低周波領域にシフトし、 $|D|$  の低周波成分が増加する傾向が確認できる。評価区間、補正区間は、 $f_b$  の関数として与えていることから、 $L_b$  の増加と共に、同様に低周波領域に移動している。同図から、 $L_b$  が長い場合には、 $L_b$  が短い場合と比較して、補正する成分が増加し、1自由度系を仮定して算出される  $|S_d|$  によるモデル化誤差の影響を受けやすくなること、また加速度計に含まれるノイズによる積分誤差の影響も受けやすくなる事が分かる。

## 2.2 提案手法の検証

実測された加速度から変位応答波形を復元することを考えた場合、加速度の実測波形には、橋りょうの純粋な時間軸上の応答以外にも自己ノイズが混入する。このノイズには、測定対象とする列車荷重以外の風や地盤振動等の外乱に起因するもの、電源や測定機器の特性によるもの等がある。本来、自己ノイズは一般的にはセンサの電気回路等から発生する内的な要因によるものとして表現されるが、このような内的な要因と常時微動や温度特性等の外的な要因を分離することは困難であるため、本研究では静置状態に含まれる外的な要因およびA/D変換性能を含む加速度センサシステムとしてのノイズをまとめて自己ノイズと称することとする。即ち、加速度計を設置した状態で列車が通過せずに実測される振動が自己ノイズと判断されることとなる。理論解  $a_i$  に人工的なノイズ  $\epsilon$  を付加した加速度波形  $a_e$  を用いて提案手法を検証する。

加速度を時間積分して変位を算出する操作は、加速度

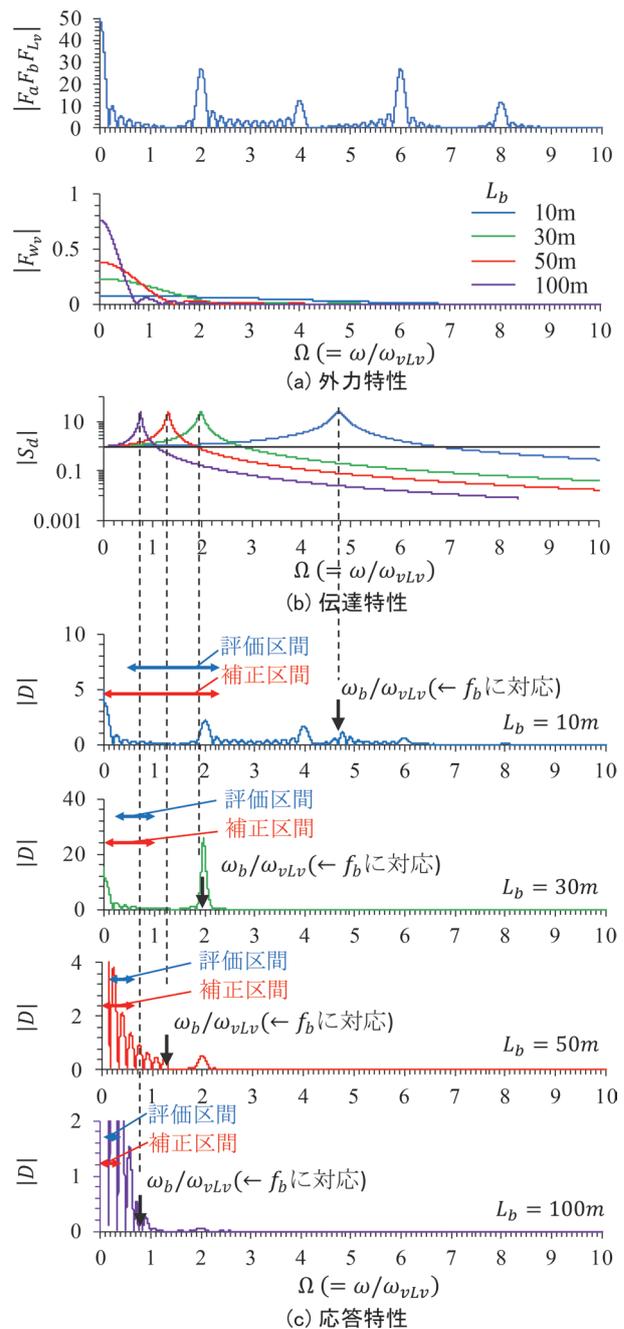


図4 単位静的変位  $y_{max}^s$  を同定する評価区間、低周波領域の補正区間の概念図<sup>7)</sup>

の各周波数成分に  $(i\omega)^{-2}$  を乗ずることと同義となることから、 $1/2\pi (\doteq 0.16)\text{Hz}$  より低い周波数領域においては変位の絶対値が著しく増幅されることとなる。加速度計でこの低周波領域を高精度に測定可能な周波数特性を持つものは一般的に少ない。さらに、例えばセンサで測定可能であったとしても、積分操作を加える場合には上記した低周波の増幅により、ノイズも増幅されることとなる。即ち、 $0.2\text{Hz}$  程度以下の周波数成分は積分操作による誤差の増幅の影響により、得られた変位波形の信頼性は著しく低いものとなる。

検証を実施するケースは、列車速度  $V=10, 60, \dots, 460\text{km/h}$ , 橋りょうのスパン  $L_b=10, 20, \dots, 100\text{m}$ , 付加するノイズの標準偏差  $\sigma_\epsilon$  は  $0.001, 0.005, 0.010, 0.015, 0.020$  とした。車両数  $n_v$  は 12 両, 軸重  $p_0$  は  $120\text{kN}$ , 列車の進入時刻  $t_0$  は 2 秒で固定値とした。単位長さ質量  $\bar{m}$  は単線のコンクリート橋りょうを, 固有振動数  $f_b$  は比較的柔構造の橋りょうを想定して, それぞれ  $\bar{m}g=100+1.5L_b(\text{kN/m})$ ,  $f_{eq}=50L_b^{-0.8}(\text{Hz})$  と設定した。 $\sigma_\epsilon$  はセンサの種類などに大きく依存するが, 4 章の実測モニタリングを俯瞰すると,  $\sigma_\epsilon=0.001\sim 0.005$  程度となる場合が多い。

図 5 に, 変位の補正波形の例を示す。図は, ノイズの標準偏差  $\sigma_\epsilon=0.020\text{m/s}^2$  で比較的大きなノイズを想定した場合の, 変位波形の理論による正解波形と提案手法による復元波形を比較したものである。図 5(a) は  $L_b=10\text{m}$ , 列車速度  $V=300\text{km/h}$ , 図 5(b) は  $L_b=50\text{m}$ , 列車速度  $V=200\text{km/h}$  の結果である。これらの結果は, 車両数  $n_v$ , 列車速度  $V$ , および橋りょうの動特性  $f_b, \xi_b$  を既知とした場合の結果である。図中, 上段から入力加速度, 時間軸および周波数軸上の変位の推定結果を示して

いる。

同図中 2 段目の変位の時刻歴に着目すると, 変位の正解波形  $d_t$  (灰色) と提案手法による補正波形  $d^{mdf}$  (赤線) が一致していることが確認できる。このように提案手法は, 波形の最大値だけでなく形状を正確に再現できることから, 疲労のように振幅と繰り返し回数が評価対象となる場合に有効であることが示唆される。一方で, 黒点線は直接積分による波形であり, 長周期のノイズにより時刻の経過と共にシフトが発生し, 正しい変位波形が得られていないことが分かる。

同図 3 段目では, 変位  $d^{mdf}$  の補正領域の準静的波形と実測された成分をそのまま活用する動的波形の時刻歴を示しており, それぞれ, 式 (4) で示す  $y_{max}^{s0,idf} F_\lambda S_d$ , および  $(i\omega)^{-2} A^{msr}$  の逆フーリエ変換により算出したものである。図から, 前者は概ね列車荷重の静的応答に近い波形であり長周期のドリフトが生じていないこと, また後者は固有振動モードの動的成分を多く含む波形であることがわかる。

図中最下段では, 理論により置換された  $y_{max}^{s0,idf} F_\lambda S_d$ , および検証用加速度波形を直接積分により得られた変位

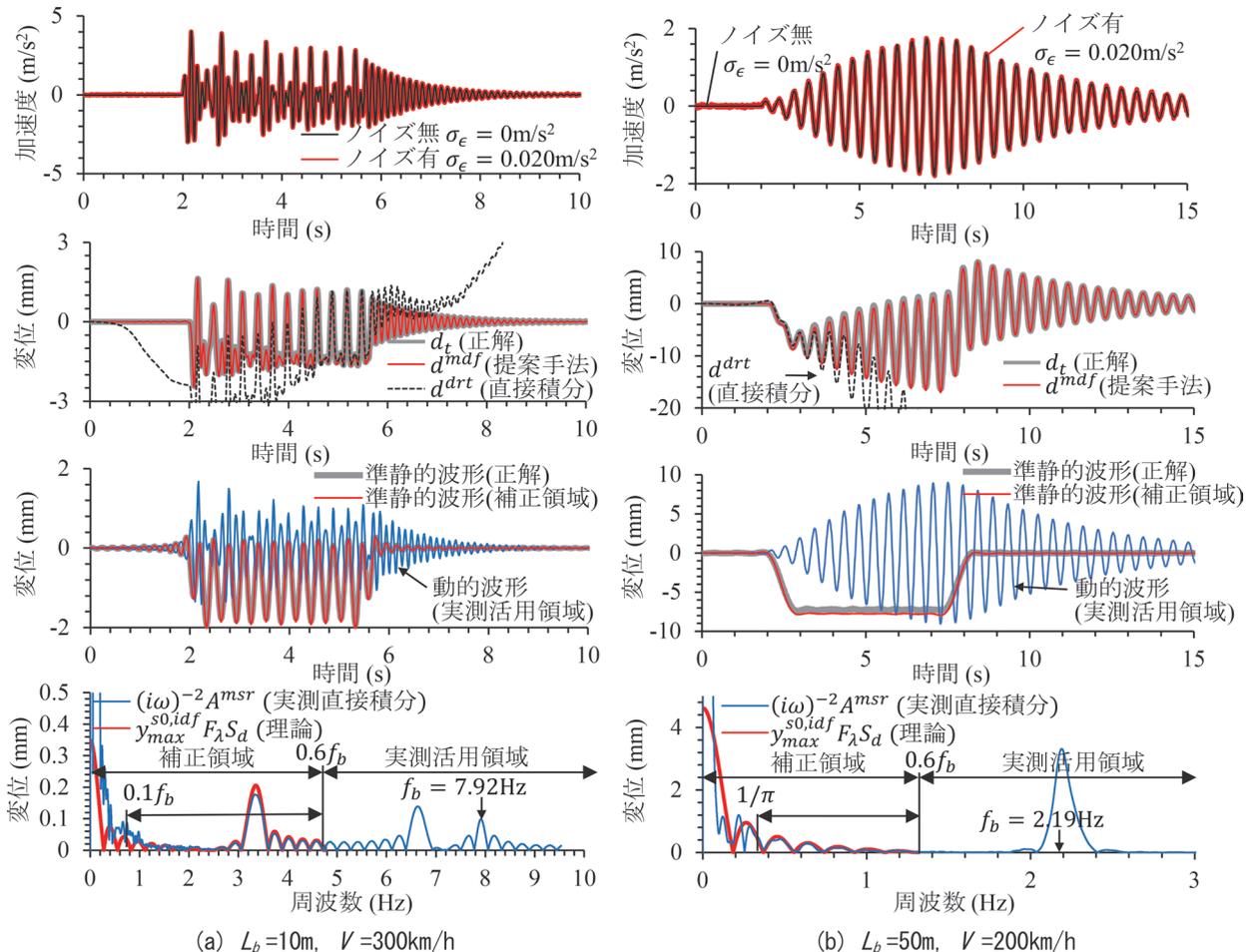


図 5 変位の補正波形の例<sup>7)</sup>

の周波数応答  $(i\omega)^{-2}A^{msr}$  を示す。 $(i\omega)^{-2}A^{msr}$  は1Hz程度以下の領域で理論値との差が大きくなる傾向が見られ、特に0.2Hz程度以下の領域において、加速度ノイズの増幅により値が理論値を大きく上回ることがわかる。 $y_{max}^{s0,idf}$  の同定領域 (図5(a)では0.8~5Hz程度、図5(b)では0.4~1.2Hz程度) に着目すると、両者が概ね一致しておりこの領域ではノイズの影響を受けにくいことがわかる。

図6に、ノイズの標準偏差 $\sigma_\epsilon = 0.001 \sim 0.020 \text{m/s}^2$  の場合の動的変位  $y_{max}^{sd}$  の最大値の推定精度を示す。 $y_{max}^{sd,idf}$  は動的変位の推定値、 $y_{max}^{sd,ext}$  は動的変位の正解値、 $y_{max}^{s,ext}$  は静的変位の正解値である。図から、静的変位である  $y_{max}^{s,ext}$  に動的変位が加わることから、当然ながら  $y_{max}^{s,ext}$  よりも  $y_{max}^{sd,ext}$  の方が大きくなる。また、 $y_{max}^{sd,ext}$  は特定の列車速度の場合に大きくなることわかる。これは橋りょうの固有振動数と列車の加振振動数が一致して共振が発生する速度  $V = 3.6f_b L_b / m$  (km/h,  $m$  は共振次数) で発生している。例えば、 $L_b = 10\text{m}$  の場合は713km/h, 357km/h, 238km/hがそれぞれ1~3次共振速度となる。 $y_{max}^{sd,ext}$  と  $y_{max}^{sd,idf}$  を比較すると、速度が低速、スパンが長く、ノイズが大きくなるほど推定誤差が大きくなる傾向が確認できる。これは、低速、長スパン、ノイズが大きい場合は加速度の絶対値が小さくなり、SN比が小さくなるためである。また、ほとんどの領域で推定誤差は正の値を示しており、安全側の評価であるが、正解値を過大評価していることが分かる。これは、2.1節で示した周波数領域の評価区間においてノイズの絶対値が影響を及ぼしているためと考えられる。

実用上  $\sigma_\epsilon \leq 0.005 \text{m/s}^2$ ,  $V \geq 150 \text{km/h}$  の領域に着目すると、 $y_{max}^{sd,ext}$  と  $y_{max}^{sd,idf}$  が一致しており、概ね5%以下の推定誤差で動的変位  $y_{max}^{sd}$  を推定可能であることが分かる。

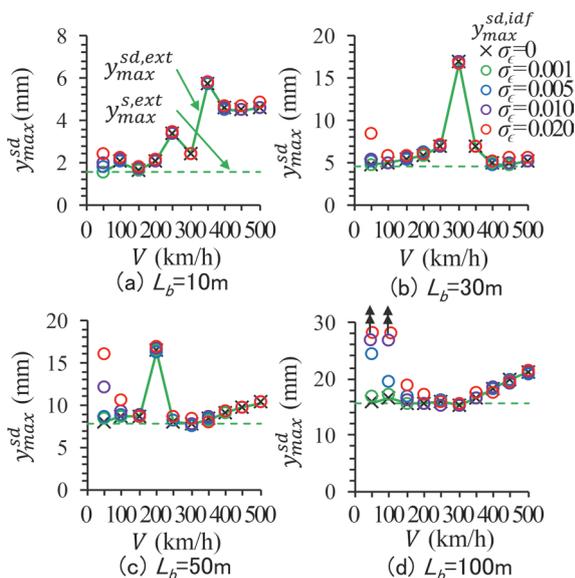


図6 動的変位  $y_{max}^{sd}$  同定精度<sup>7)</sup>

ノイズの増大と共に低速領域の推定誤差が大きくなる傾向にあるが、100km/h以下の低速であってもノイズが少ない加速度データを取得することができる場合には高精度で変位を推定できる。一方で、設置状況などによりノイズが多くなる場合には適用範囲が小さくなる。

なお、これらの方法は、1秒以下の高速計算が可能で、従来の逆解析によるたわみの評価方法と比較して500倍程度の高速化を実現している。

### 3. たわみ測定による鉄筋応力波形の推定方法

#### 3.1 提案手法

橋りょうの構造性能のうち、部材の破壊は鉄筋の降伏や圧縮コンクリートの圧壊、疲労破壊は鉄筋破断により発生し、これらは応力により評価、照査される。さらに、鉄筋の疲労破壊を評価するためには、繰り返し回数、即ち鉄筋に発生する応力の応答履歴を考慮する必要がある。特に、疲労強度には応力振幅および最小応力が大きく影響する。実際のコンクリート構造物の鉄筋に発生する応力を考えると、建設時にコンクリート型枠から脱型され、支保工から開放された瞬間から死荷重  $D_1$  が作用し、軌道等の付帯設備の敷設に伴って付加死荷重  $D_2$  が加わる。更に供用開始により列車荷重  $L$  および衝撃荷重  $I$  が影響を及ぼすこととなる。即ち、日々の列車運行による  $D_1 + D_2 + L + I$  の作用時に鉄筋には最大応力が発生する一方、 $D_1 + D_2$  の作用時に最小応力が発生し、これらの範囲が応力範囲となる。

ひび割れが生じたコンクリート部材は、線路方向に剛性等が変化するはりと考えることができ、その下側鉄筋の引張応力は実際には付着切れによる応力再配分により、列車荷重に対して非線形な挙動となるが、本研究では等価線形化した梁理論により推定する。

図7に、等価線形化はりのスパン中央のひずみ分布を示す。スパン中央の変位  $\delta$  が得られている時、梁の動的応答において正弦波半波により表現される振動モードが卓越すると仮定すると、スパン中央の曲率  $\phi$  は式(9)により与えられる。

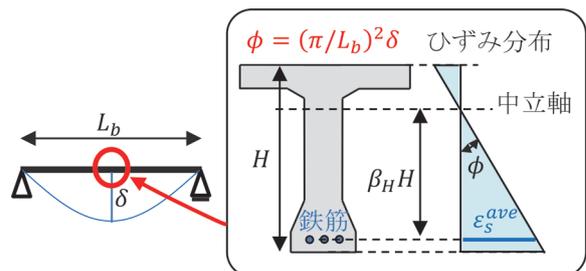


図7 等価線形化はりのスパン中央のひずみ分布

$$\phi = (\pi/L_b)^2 \delta \tag{9}$$

さらに、中立軸位置から下側鉄筋までの距離と桁高  $H$  の比を  $\beta_H$  と置くと、平面保持の仮定から下側鉄筋の線路方向に対する平均ひずみ  $\varepsilon_s^{ave}$  は式 (10) により与えられる。

$$\varepsilon_s^{ave} = \beta_H H (\pi/L_b)^2 \delta \tag{10}$$

ひび割れ断面においては、ひび割れおよび付着の劣化によりコンクリートが負担する応力が周辺の鉄筋に再配分されることとなる。ひび割れ断面の鉄筋ひずみ  $\varepsilon_s^{cr}$  と一様部材を仮定した場合の鉄筋コンクリート (RC, Reinforced Concrete) 引張部材の平均ひずみ  $\varepsilon_s^{ave}$  の比を  $\beta_{cr}$  と表現すると、図 8 に示す RC 引張部材の見かけの応力 - ひずみ関係により  $\beta_{cr}$  は式 (11) により記述できる。

$$\beta_{cr} = 1 + k_1 k_2 \frac{A_c}{A_s} \frac{f_t}{E_s \varepsilon_s^{ave}} \left( = \frac{\varepsilon_s^{cr}}{\varepsilon_s^{ave}} \right) \tag{11}$$

ここで、 $k_1$  はコンクリートの引張力分担が付着応力の分布形状に依存する係数、 $k_2$  はひび割れ間のコンクリートに生じた最大引張応力のコンクリートの引張強度との比から定まる係数、 $A_c$  は引張部材のコンクリート断面積、 $A_s$  は鉄筋断面積、 $f_t$  はコンクリートの引張強度である。

ひび割れ断面の鉄筋応力  $\sigma_s^{cr}$  はヤング率  $E_s$  とひずみ  $\varepsilon_s^{cr}$  の積により表されることから、鉄筋の応力変動  $\Delta\sigma_s^{cr}$  は、式 (10)、式 (11) の関係を用いて式 (12) で表現される。

$$\Delta\sigma_s^{cr} = E_s \beta_{cr} \beta_H (\pi/L_b)^2 H \delta \tag{12}$$

図 9 に、付着の強さに関する  $k_1 k_2$ - 平均ひずみ関係を示す。 $k_1 k_2$  に関して、多くの研究者により、単純引張時の関係式が提案されており、式 (13) で示す大野式<sup>8)</sup>、式 (14) で示す岡村式<sup>9)</sup> を例として示している。

$$k_1 k_2 = (2000 \varepsilon_s^{ave} + 0.8)^{-1} \tag{13}$$

$$k_1 k_2 = 0.0002 \varepsilon_s^{ave-1} \tag{14}$$

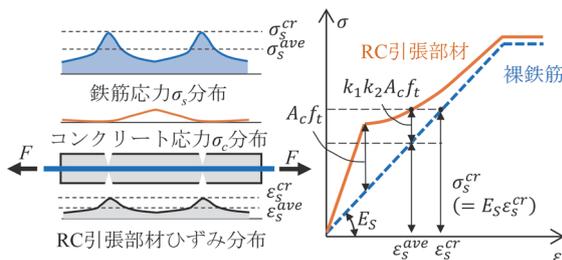


図 8 RC 引張部材の見かけの応力 - ひずみ関係

図から、両式において若干の違いは認められるものの、 $\varepsilon_s^{ave}$  の増加とともに  $k_1 k_2$  が低下し、 $1000\mu$  程度で  $k_1 k_2$  が半分程度となる傾向にあることが分かる。引張コンクリートにひび割れが発生する  $100\mu$  程度から  $200 \sim 300\mu$  程度までは  $k_1 k_2 = 1$  であり、付着破壊が生じない領域である一方、死荷重によるひずみ応答  $500 \sim 1000\mu$  程度の領域においては  $k_1 k_2 = 0.4 \sim 0.6$  程度となり、コンクリート面積の半分程度は有効断面として機能することが推察される。実供用下においては列車荷重の繰り返し載荷に伴って有効度は低下していき、初期載荷時の半分程度となる<sup>10)</sup>。

図 10 に、式 (11) に示す  $\beta_{cr}$  と平均ひずみ  $\varepsilon_s^{ave}$  の関係を示す。ここで  $k_1 k_2$  は大野式により算出した。 $A_c/A_s$  は一般的な RC 部材を想定して 10 および 20、使用時の平均ひずみ  $\varepsilon_s^{ave}$  を  $500 \sim 1000\mu$  とすると、図から、 $\beta_{cr}$  は  $1.05 \sim 1.20$  程度の狭い範囲の値を示すこととなる。即ち、使用時のひび割れ断面の付着の強さによる鉄筋応力の変動は大きくても  $10 \sim 20\%$  程度であることが分かる。先述したように  $k_1 k_2$  は繰り返し載荷により低下することから、ひび割れ発生から時間が経過していない場合には  $\beta_{cr}$  は 1.2 程度、十分に時間が経過して付着破壊が進行している場合には 1.1 程度の値となることが想定される。

桁高比、中立軸の位置等の支配パラメータの存在範囲を整理した。対象構造物は標準設計された RC 桁およびプレストレストコンクリート (PC, Prestressed Concrete) 桁とした。RC 桁に対しては、東海道新幹線、山陽新幹線 (新大阪 - 岡山)、山陽新幹線 (岡山 - 博多)、東北新幹線 (大宮 - 盛岡) のものを対象とし、断面保持の仮定が成立すると仮定して、主構造の全断面有効の断面の中立軸の位置を算出した。最外縁鉄筋位置のかぶりは平均的なものとして  $50\text{mm}$  の一定値とした。材料特性として、ヤング率はコンクリートの RC 部分が  $28\text{kN/mm}^2$ 、PC 部分が  $31\text{kN/mm}^2$ 、鋼材が  $200\text{kN/mm}^2$  とした。

図 11 に、中立軸位置とスパンの関係を示す。ここで、中立軸の位置は、スラブ上面を 0、主桁下面を 1 として無次元化した位置である。同図には併せて最外縁鉄筋位置を示す。同図から、中立軸位置は 0.2 から 0.4 程度ま

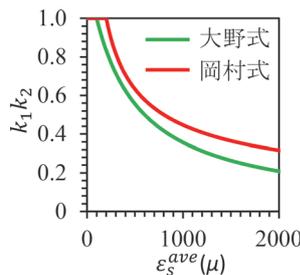


図 9 付着の強さに関する  $k_1 k_2$ - 平均ひずみ関係

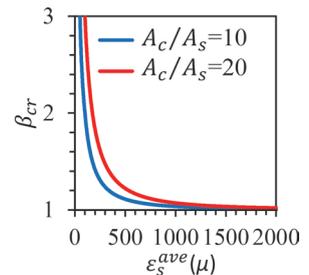


図 10  $\beta_{cr}$  と平均ひずみ  $\varepsilon_s^{ave}$  の関係

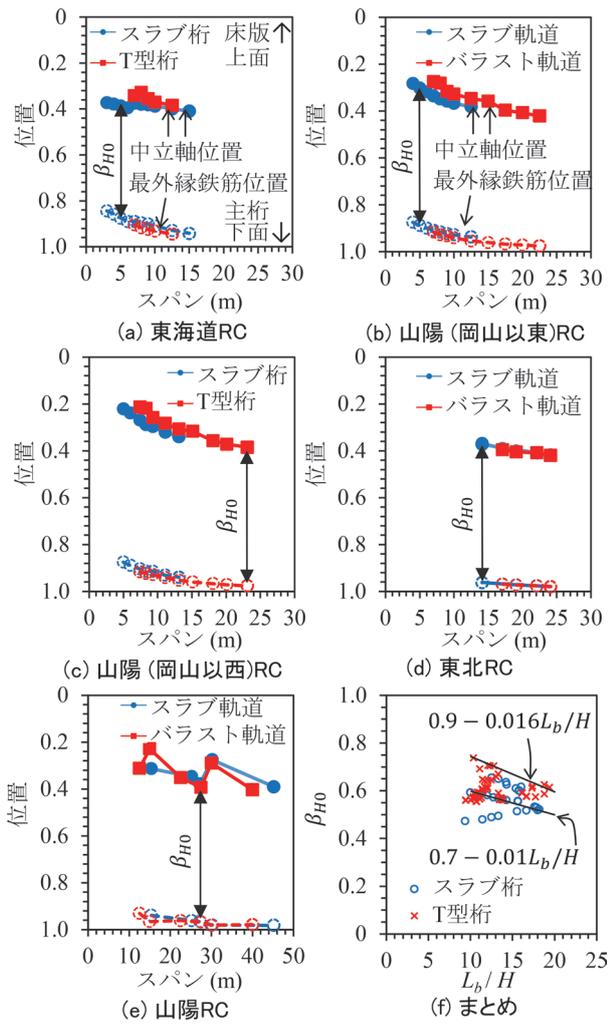


図 11 中立軸位置とスパンの関係

で下方に移動し、最外縁鉄筋位置はスパンの増加とともに0.90から0.96程度まで増加することが分かる。図11(f)は縦軸を中立軸と最外縁鉄筋の距離である $\beta_{H0}$ 、横軸を $L_b/H$ した全ケースの結果である。図から、 $\beta_{H0}$ は0.5~0.7程度に分布し、 $L_b/H$ の増加と共に減少すること、T型桁の方がスラブ桁よりも $\beta_{H0}$ が大きくなる傾向にあることが分かる。

以上より、 $\beta_H$ は断面にひび割れが入る前において非構造部材を無視した時の全断面有効時の値 $\beta_{H0}$ 、非構造部材の影響による中立軸の位置の上方への移動量 $\Delta\beta_{Hn}$ 、ひび割れ発生による中立軸の位置の上方への移動量 $\Delta\beta_{Hcr}$ を用いて、式(15)により算出する。

$$\beta_H = \beta_{H0} + \Delta\beta_{Hn} + \Delta\beta_{Hcr} \quad (15)$$

$\Delta\beta_{Hn}$ はスラブ軌道の場合0.1、バラスト軌道の場合0、 $\Delta\beta_{Hcr}$ はひび割れが発生する部材は0.1、ひび割れが発生しない部材は0、 $\beta_{H0}$ はスラブ桁の場合 $0.7 - 0.01L_b/H$ 、T型桁の場合 $0.9 - 0.016L_b/H$ により算出する。実際の維

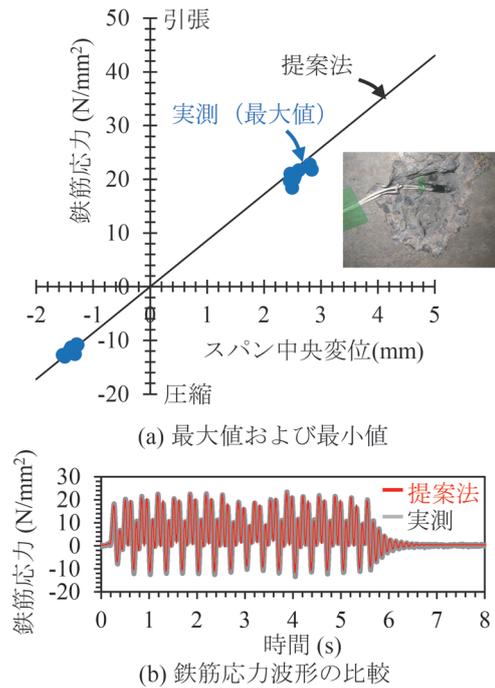


図 12 鉄筋応力の推定方法の妥当性

持管理においてはRC部材等において主桁にひび割れが発生する場合には、ひび割れ高さや鉄筋かぶりから $\beta_H$ を推定することもできる。

### 3.2 提案手法の検証

実RC橋りょうを対象として、鉄筋をはつり出したうえでひずみゲージを貼り付けてひずみ測定を実施した。加えて、ひずみ測定点の近傍においてリング式変位計によりたわみを測定した。測定ケースはそれぞれ10ケース程度である。対象橋りょうは $L_b=8.7m$ 、 $H=0.5m$ 、スラブ桁、バラスト軌道であることから $\beta_H=0.63$ と算出される。また、顕著な曲げひび割れが観察されていることから $\Delta\beta_{Hcr}=0.1$ とした。

図12に、鉄筋応力の推定方法の妥当性を示す。同図において、鉄筋応力とスパン中央変位の関係において実測値と推定値が一致していることが確認できる。3mm程度の変位に対して内部鉄筋の応力は $20N/mm^2$ 程度であり、応力の実測波形と、変位波形をスカラー倍して算出する推定法による波形が概ね一致することが確認できる。

## 4. たわみ測定による維持管理手法

### 4.1 適用対象

図13に、対象橋りょう諸元を示す。対象橋りょうは、実新幹線線区の上下線を個々に支持するRC単線桁で、橋長9m、支間長8.7m、バラスト軌道である。桁高0.5mと支間長に対して低く、比較的動的応答が大きい特徴を

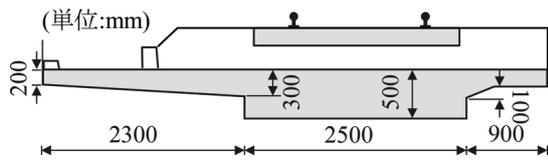


図13 対象橋りょうの断面諸元<sup>7)</sup>

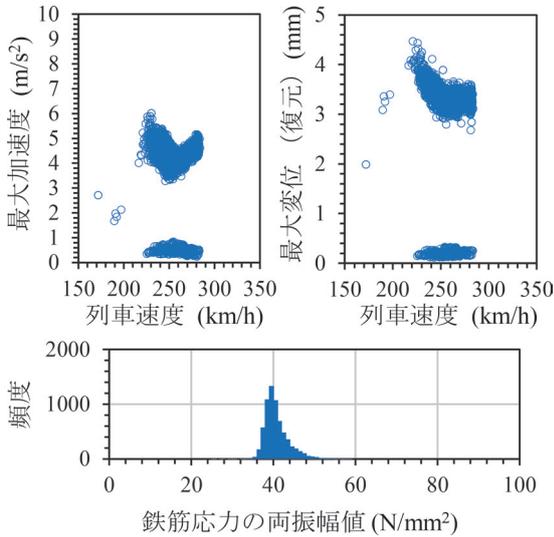


図14 変位，鉄筋応力の推定結果

有する。MEMS式加速度センサ<sup>3)</sup>により得られた、上り線側の13000ケース程度のモニタリングデータを対象とした<sup>4)</sup>。

#### 4.2 適用結果

図14に、モニタリングデータから得られた通過速度と加速度、変位の最大値の関係を示す。同図から、列車速度 $V$ が230~285km/h程度の範囲で $3.5\sim 6\text{m/s}^2$ 程度の最大加速度が記録されていることが分かる。最大変位は、最大加速度と比例関係にならず、 $3\sim 4.5\text{mm}$ 程度となる。220km/h程度で3次共振速度により加速度、変位が最大を示していることから、列車通過中の固有振動数は7.3Hz程度( $42L_b^{-0.8}$ 程度)である。列車速度が同じ場合でも最大応答に幅があるのは乗車率や車両形式が異なることが影響している。また、加速度や最大変位で小さい応答が観測されているのは、反対線の通過の際の振動が伝達されたケースである。

図15に、モニタリングデータに提案手法を適用して推定された構造的な性能を示す。

安全性(破壊)の照査値 $R_u$ は、応答値は鉄筋の変動応力の最大値 $\Delta\sigma_s$ と死荷重による応力 $\sigma_s^D$ により、限界値は簡単のために鉄筋の降伏強度 $f_y (=345\text{N/mm}^2)$ として $(\sigma_s^D + \Delta\sigma_s)/f_y/\gamma$ ( $\gamma$ :安全率=1.0)により評価した。

安全性(疲労破壊)の照査値 $R_f$ は、鉄筋応力の変動応力の最大振幅 $\Delta\sigma_s^f$ と疲労強度 $f_{suk}$ に基づき $\Delta\sigma_s^f/f_{suk}/\gamma$ に

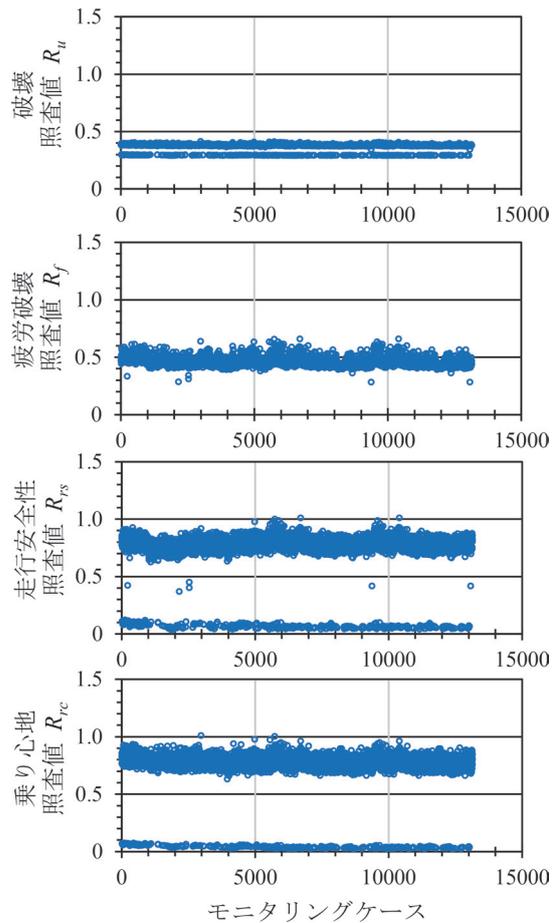


図15 構造的な性能の推定結果

より評価した。ここで、疲労強度 $f_{suk}$ の算定においては、300編成/日/単線、鉄筋の直径32mm、鉄筋本数30本、引張強度 $490\text{N/mm}^2$ 、耐用期間は100年とした。また、鉄筋腐食による強度の低減率は $1.18^{11)}$ を仮定した。なお、耐用期間を500年とした場合の疲労強度の低減率は、100年を基準にすると1.10である一方、鉄筋腐食による低減率は2.53であることから、繰り返し回数よりも鉄筋腐食の方が影響が大きい。応答値の算出においては応力波形の両振幅を用いた。走行安全性の照査値 $R_{rs}$ は、変位の寄与および $\delta_r/\delta_{lim}^{rs}/\gamma$ 、加速度の寄与 $a_r/a_{lim}^{rs}/\gamma$ の和により評価した。ここで、 $\delta_r$ は変位の最大応答値、 $a_r$ は加速度の最大応答値、 $\delta_{lim}^{rs}$ は走行安全性に対する限界変位である。 $a_{lim}^{rs}$ は限界値として $1g (=9.8\text{m/s}^2)$ とした。乗り心地の照査値 $R_{rc}$ は、変位の最大応答値 $\delta_r$ と限界値 $\delta_{lim}^{rc}$ を用いて、 $\delta_r/\delta_{lim}^{rc}/\gamma$ により評価した。限界値 $\delta_{lim}^{rc}$ は、変位制限標準<sup>1)</sup>の限界値を列車速度に対して線形に補間して用いた。破壊、走行安全性に対しては、 $R_u$ 、 $R_{rs}$ が1を超過する場合には、現状の運行速度においても問題が発生する可能性があることから、なんらかの措置もしくは入念な検査が必要となる。疲労破壊、乗り心地に対しては、 $R_f$ 、 $R_{rc}$ が1を超過しても直ちに問題が発生

するわけではないが、超過状態が継続した場合には将来的に問題が発生する可能性があるため、措置もしくは監視により対応する必要がある。

対象橋りょうの場合、 $R_u$ は0.5以下、 $R_f$ は0.7以下であることから、破壊、疲労破壊に対して十分安全が確保できていることがわかる。一方、 $R_{rc}$ 、 $R_{rs}$ に着目すると、3次共振速度と一致する列車速度で乗車率が高い極稀な場合に $R_{rc}>1$ 、 $R_{rs}>1$ となる。走行安全性の限界値は、各項目に対して厳しい条件を仮定した安全側の値となっていることから、本例のように、 $R_{rs}>1$ となる場合には、当該箇所の具体的な条件を適切に考慮して再評価を実施するのがよい。

以上のように、実際に常時モニタリングにより得られた加速度データに対して提案手法を適用でき有効なデータが得られることがわかる。さらに、定量化された構造性能を用いることで効率的な維持管理に寄与できる。

## 5. まとめ

本研究では、コンクリート桁について疲労破壊や列車走行性等の構造性能の定量的な状態監視に基づく維持管理の実現を目的として検討を行った。

- ・線形振動理論を活用した列車通過時の加速度波形に基づく変位波形の復元手法を開発し、列車速度が150km/h以上の場合、一般的なSN比で最大変位を概ね5%以下の精度で推定可能であることを数値実験により示した。提案手法は、橋りょうの動特性等の影響が大きく表れる固有振動数付近は実測データを生かし、ノイズの積分誤差の影響を受けやすい低周波領域のみを理論解に置き換えるもので、波形の最大値だけでなく波形形状も精度良く再現できる。
- ・等価線形化梁理論を拡張して、変位波形に基づく鉄筋応力波形の推定方法として、コンクリートのひび割れによる鉄筋の応力増加と、中立軸と鉄筋の距離の関係を考慮する方法を開発した。提案手法は、詳細な断面計算をせずに鉄筋の応力波形を推定でき、鉄筋の疲労の評価に必要な応力振幅および繰り返し回数を求めることが可能となる。
- ・開発した一連の手法により、簡易な加速度計測から、橋りょうのたわみに対する乗り心地等の列車走行性、

鉄筋応力による疲労破壊等の評価を実現した。これらの方法は、1秒以下の高速計算が可能で、従来の逆解析によるたわみの評価方法と比較して500倍程度の高速化を実現しており、モニタリングデータをリアルタイムに処理できる。これらの手法と簡易な加速度モニタリングを組み合わせることにより、労力をかけずに疲労破壊や列車走行性等の構造性能の定量的な状態監視が可能となる。

## 文献

- 1) 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，2006
- 2) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説（コンクリート構造物），丸善，2004
- 3) 前田昌克，鏑坂勝則：コンクリート構造物のたわみ監視装置の開発について，第72回土木学会年次学術講演会，I-353，2017
- 4) 伊藤雄郷，大野雄史，吉田幸司，西山誠治，田辺篤史：複鉄筋版桁鉄道橋の健全度評価のための簡易指標の提案，構造工学論文集，Vol. 63A，pp.876-887，2017
- 5) 土屋啓佑：北陸新幹線PRCに生じる大たわみとその対策，新線路，Vol. 30，No. 3，pp.54-56，2018
- 6) 松岡弘大，貝戸清之，徳永宗正，渡辺勉，曾我部正道：逐次データ同化を利用した列車走行時の橋梁加速度応答に基づく変位応答推計，土木学会論文集A1（構造・地震工学），Vol. 69，No. 3，pp.527-542，2013
- 7) 徳永宗正，池田学，吉田幸司：実測加速度積分による列車通過時の単純支持橋りょうの変位応答波形の復元，土木学会論文集A1（構造・地震工学），Vol. 78，No. 1，pp.47-60，2022
- 8) 大野義照：プレストレスト鉄筋コンクリート部材の曲げ性状とひびわれ制御に関する研究，大阪大学学位論文，1988
- 9) 岡村甫，前川宏一：鉄筋コンクリートの非線形解析と構成則，技報堂出版，1991
- 10) 中須誠，岩立次郎：コンクリートと鉄筋の付着力の疲労に関する研究，土木学会第51回年次学術講演会講演概要集，第5部，pp.852-853，1996
- 11) 鉄道総合技術研究所：鉄道構造物維持管理標準・同解説（構造物編）コンクリート構造物，丸善，2008

# 構造物境界部における縦まくらぎ軌道による変位抑制効果

渡辺 勉\* 箕浦 慎太郎\*  
 後藤 恵一\*\* 松岡 弘大\*\*

Verification of Longitudinal Level Irregularity Suppression Effect at the Structural Boundary by Ballasted Ladder Track

Tsutomu WATANABE Shintaro MINOURA  
 Keiichi GOTO Kodai MATSUOKA

Numerical experiments were conducted using a three-dimensional numerical analysis model to quantify load dispersion performance of ladder sleepers at line structural boundary. As a result, it was revealed that compared with conventional prestressed concrete sleepers, the ladder sleeper can reduce the pressure on the sleeper bottom plane by approximately 70%. Furthermore, when laying the ladder sleeper at the structural boundary, it was shown that laying across the structural boundary may be more effective in reducing the pressure on the sleeper bottom plane than laying it in front of the structural boundary. Finally, the ladder sleepers were installed on commercial line to verify the effect in suppressing longitudinal level irregularity.

キーワード：縦まくらぎ，バラスト軌道，高低変位，保守省力化，数値解析

## 1. はじめに

縦まくらぎとはレールと並行に配置された2つの縦はりとそれらを繋ぐ部材で構成されるまくらぎである。縦まくらぎはバラストに対してレール方向に連続した面で接触するため、レール方向に離散的に接する横まくらぎに比べて列車通過時の荷重分散性に優れている。このため、縦まくらぎは横まくらぎよりも列車走行に伴うバラストへの動的な負荷を軽減することができる。

我が国の縦まくらぎは、バラストの突き固めを基本とする定期的な軌道整備を前提としたバラスト軌道の保守省力化を第一の目的として研究開発され、1999年に実用化された<sup>1)</sup>。具体的な構成部材は、一般にプレテンション方式のプレレストコンクリート(PC)製の2本の縦はりと鋼製の継材およびポストテンション方式のPC製の端部閉合はりである。近年ではバラスト軌道の一般部だけではなく、レール継目部<sup>2)</sup>や伸縮継目<sup>3)</sup>のように衝撃荷重が発生しやすい箇所や踏切部のように軌道の支持剛性が変化する箇所など、一般部よりも多頻度で軌道整備作業が必要となる構造物境界部への適用が増えている。

このようなことから、盛土と橋台や橋桁、線路を横断する開渠などの構造物境界部においても、縦まくらぎを適用することによる保守省力化効果が期待されるが、このような箇所への縦まくらぎの敷設事例が少なく、保守

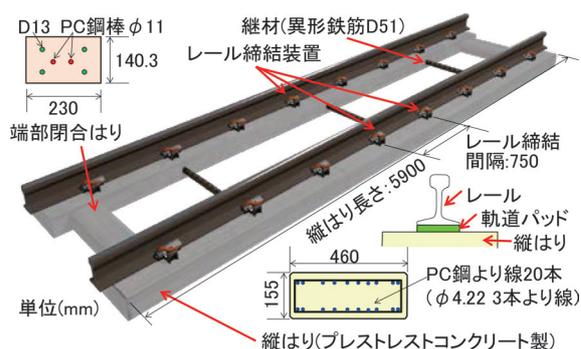


図1 本研究で対象とする縦まくらぎの概要

省力化効果の検証が不十分であるのが実態である。

以上のような背景から、本研究では以下の点に着目した検討を実施することとした。

- 1) 縦まくらぎ軌道を模擬した3次元FEM数値解析モデルを構築し、構造物境界部に縦まくらぎを敷設した場合を想定した数値実験を行い、縦まくらぎの荷重分散性能を評価する。
- 2) 縦まくらぎを営業線に敷設し、高低変位抑制効果を定量化する。

## 2. 数値実験による荷重分散性能の検討方法

### 2.1 縦まくらぎの概要

図1に縦まくらぎの概要を示す。縦まくらぎの線路方向の長さは5900mm、縦はりは幅460mm、高さ155mmの長方形断面でφ4.22mmの3本鋼より線が20本配置

\* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

\*\* 鉄道力学研究部 構造力学研究室

されている。コンクリートの設計基準強度は一般的な日本のPCまくらぎと同等の50N/mm<sup>2</sup>である。レール締結間隔は750mmである。縦まくらぎの設計は、従来のPCまくらぎ<sup>4)</sup>と同様に、使用性の照査では静止輪重80kNに割増係数(変動輪重係数)として2<sup>5)</sup>を考慮した設計応答値(曲げモーメント)に対して、デコンプレッションモーメントを設計限界値として縦はりの断面を決定した。また、安全性の照査では静止輪重80kNに変動輪重係数として4を考慮した設計曲げモーメントに対して、鋼材降伏あるいはコンクリートが圧壊する終局モーメントを設計限界値として縦はりの断面を決定した。なお、どちらの照査もバラストや路盤の沈下等により縦まくらぎがバラストに支持されなくなるリスクを想定し、不支持区間を設定した。実際の営業線における縦まくらぎの支持状態は一様支持に近いという報告<sup>6)</sup>もあるが、安全側に、不支持区間の長さをレール締結間隔の750mmとして設定し、設計曲げモーメントを算定した。

## 2.2 3次元 FEM 数値解析モデルの概要

図2に3次元 FEM 数値解析モデルの概要を示す。数値解析には鉄道総研が開発した車両と線路構造物の動的相互作用解析プログラム DIASTARSIII を使用した。

レールははり要素、軌道パッドはばね要素、まくらぎははり要素、バラストはソリッド要素、路盤はばね要素でモデル化した。レール、まくらぎはレール締結間を5分割、バラストはバラスト層全体を5層に分割した。解析モデルは縦まくらぎだけではなく、比較のために横まくらぎの解析モデルも構築した。2つの解析モデルはまくらぎの形状が異なるだけで、その他の条件はすべて同

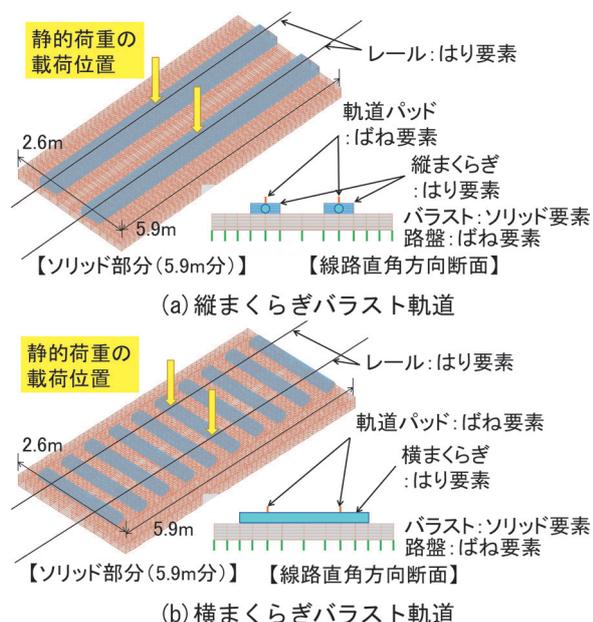


図2 3次元 FEM 数値解析モデルの概要

じである。なお、まくらぎとバラストは列車通過時に非接触状態となることも想定され、両者を非線形ばね要素等で接続するのが実現をより精度よく再現するためには必要と考えられるが、本研究においてはまくらぎとバラスト間のばね要素の非線形特性を一義的に定めることが難しいため、本解析モデルでは剛なばねでまくらぎとバラストを接続した。また、まくらぎおよびバラストをソリッド要素でモデル化した部分の前後については、解析上の助走区間を8m設けた。この区間では、レールをはり要素、軌道パッド、バラスト、路盤を1つの合成ばねでモデル化し、まくらぎおよびバラストの質量はレール節点に集約した。以上より、解析モデルの総延長はおよそ22m(8+5.9+8m)となり、バラスト・ラダー軌道の解析モデルの総節点数は、5430節点、総要素数は5728要素、横まくらぎバラスト軌道の解析モデルの総節点数は5310節点、総要素数は5584要素となった。

## 2.3 解析に用いた材料諸元

表1に解析に用いた材料諸元を示す。材料諸元は鉄道構造物等設計標準・同解説<sup>7)8)</sup>を参考に設定した。ただし、軌道パッドのばね定数は後述する振動モードごとの固有振動数の実測値に整合させるため公称値の2倍とした。また、ヤング係数はコンクリートコアの圧縮強度試験結果から対応するヤング係数を定めた<sup>8)</sup>。さらに、地盤反力係数は現地にて実施した小型FWD(東京測器研究所)試験および後述する静的載荷試験の結果に基づき定めた。縦まくらぎの比較用の横まくらぎはJIS

表1 解析に用いた材料諸元

部材	材料定数等
レール (50kgレール JIS E1101)	ヤング係数 $E=200\text{kN/mm}^2$ 面積 $A=6.405 \times 10^{-3}\text{m}^2$ 断面2次モーメント $I_y=1.960 \times 10^{-5}\text{m}^4$ 単位体積重量 $\gamma=78.5\text{kN/m}^3$
軌道パッド	ばね定数 $K_P=120\text{MN/m}^{\ast 1}$ (公称ばね定数 $60\text{MN/m}$ )
縦まくらぎ	ヤング係数 $E=38\text{kN/mm}^2$ <sup>※2</sup> 断面高さ $h=155\text{mm}$ , 断面幅 $b=460\text{mm}$ 1ユニット長 $L_1=5.9\text{m}$ 締結数 $N=8$ 締結(1レール, 5.9mあたり) 単位体積重量 $\gamma=25.0\text{kN/m}^3$
横まくらぎ (JIS-3号)	ヤング係数 $E=38\text{kN/mm}^2$ <sup>※2</sup> まくらぎ長さ $L_S=2.0\text{m}$ 断面: レール位置 $h=159.7\text{mm}$ , $b=240\text{mm}$ : 中央位置 $h=130\text{mm}$ , $b=240\text{mm}$ 単位体積重量 $\gamma=25.0\text{kN/m}^3$ まくらぎ間隔 $S=0.61\text{m}$ (41本/25m)
バラスト	ヤング係数 $E=88\text{MN/m}^2(=0.088\text{kN/mm}^2)$ 厚さ $d=250\text{mm}$ , 単位体積重量 $\gamma=19.0\text{kN/m}^3$ ばね定数 $K_B=200\text{MN/m}$
路盤	地盤反力係数 $K_{30}=50\text{MN/m}^3$ <sup>※3</sup> (ばね定数 $K_S=22.0\text{MN/m}$ )

※1 固有振動数の実測値に整合させるため公称値の2倍とした。  
 ※2: コア圧縮強度試験結果から対応するヤング係数を定めた<sup>8)</sup>。  
 ※3: 現地での小型FWD試験と静的載荷試験に基づき定めた。

E1201に規定される直線用PCまくらぎ（品型：3号）とした。

## 2.4 解析ケース

表2に解析ケースを示す。支持状態は縦まくらぎがバラストに一樣に支持されるケース（ケース1および2）に加えて、縦まくらぎが構造物境界部に敷設される場合を想定した支持Aおよび支持B（ケース3）を設定した。具体的には図3に示すように、支持Aは構造物境界の手前に縦まくらぎを敷設した場合、支持Bは構造物境界を跨いで縦まくらぎを敷設した場合である。加振方法は、静的載荷および車両走行とした。車両走行における走行方向は、バラスト区間から橋台などを想定した剛支持区間に乗り移る「段上がり走行」とした。なお、剛支持区間は表1に示すバラストのヤング係数および路盤の地盤反力係数を1000倍してモデル化した。走行車両は近年の一般的な在来線車両（軸重80kN程度、軸距2.1m、車両長20m）の3両編成とし、列車速度は90km/hとした。

## 2.5 数値解析法

DIASTARS IIIでは、車両および構造物に関する運動方程式を連立して解くことにより、複数の車両からなる長大な列車と構造物との動的な連成解析を行うことができる。効率的な数値解析を行うために、車両および構造物の運動方程式をモーダル変換する。得られる車両および構造物のモーダル座標系上での運動方程式を、Newmarkの平均加速度法により時間増分 $\Delta t$ 単位に解いていく。解析に用いた $\Delta t$ は、0.0001秒とした。また、解析モード次数は1000Hzまでの振動を再現できる次数とした。

## 2.6 解析モデルの妥当性の検証と解析結果の評価方法

解析モデルの妥当性の検証のために、静的載荷試験と縦まくらぎの固有振動数と振動モードの同定のため、インパルスハンマ試験を実施した。

図4に静的載荷試験の概要を示す。この試験により縦まくらぎバラスト軌道の支持剛性を評価する。試験は縦まくらぎに対して実施した。軌道への荷重の載荷方法は、レール頭頂面に固定したH鋼の上にデッドウェイト（鉄板）を順次載せることにより行い、160kNまで載荷した。また、載荷時の変位は220万画素で最大170fpsでの撮影が可能な産業用カメラであるCMOSモノクロカメラ（分解能0.01mm）を使用して測定した画像をデジタル画像相関法<sup>9)</sup>により処理することで取得した。

図5にインパルスハンマ試験の概要を示す。この試験では、縦まくらぎの振動特性を評価する。具体的には、縦まくらぎ加振時のインパクトハンマ（東陽テクニカ、

表2 解析ケース

ケース	支持状態	加振方法	備考
1	一樣支持	静的載荷	0→160kN (1レール 80kN) まで載荷
2	一樣支持	車両走行	—
3	支持A	車両走行	バラスト→剛支持へ段上がり走行 構造物境界の手前に縦まくらぎ敷設
	支持B	車両走行	バラスト→剛支持へ段上がり走行 構造物境界を跨いで縦まくらぎ敷設

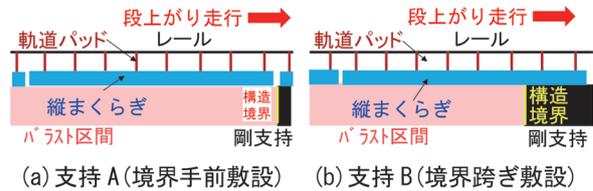


図3 解析ケースにおける支持A、支持Bの概要

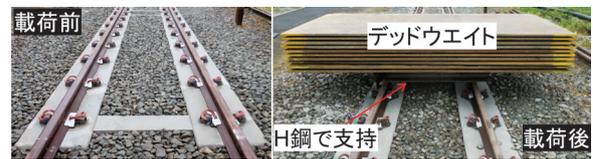


図4 静的載荷試験の概要



図5 インパルスハンマ試験の概要

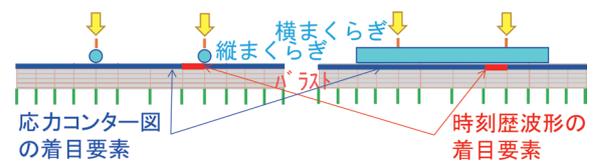


図6 検証位置の概要

086C05) および圧電型加速度計（リオン、PV85）の測定波形から算出したアクセラランスに基づき周波数領域で固有振動数と振動モード形を同定した<sup>10)</sup>。

解析結果は、既往の研究<sup>11)</sup>を参考に、バラストの沈下の進行に及ぼす影響が大きいことが知られているまくらぎ下面圧力に着目して検証することとした。具体的な位置は、図6に示す縦まくらぎおよび横まくらぎとも同じ位置におけるソリッド要素の鉛直方向の応力とした。なお、本解析モデルはバラストをソリッド要素でモデル化しており、バラスト粒子自体の応力や振動を正確に再現できるものではない。

### 3. 数値実験による荷重分散性能の検討結果

#### 3.1 解析モデルの妥当性の検証

##### 3.1.1 縦まくらぎ軌道の支持剛性

図7に静的載荷試験結果と解析結果の比較を示す。着目位置は図2(a)で示した縦まくらぎ軌道の解析モデルの中央である。試験においては160kNまでの載荷に対し、レールで1.5mm程度、縦まくらぎで0.8mm程度の沈下が生じたが、解析結果はそれらを精度よく再現できていることがわかる。また、縦まくらぎ軌道と横まくらぎ軌道の解析結果をレール変位で比較すると、横まくらぎ軌道の方が0.07mm大きくなっており、相対的に縦まくらぎ軌道の方が軌道の支持剛性が高いことがわかる。

##### 3.1.2 縦まくらぎの振動特性

図8に縦まくらぎの固有振動モードと固有振動数に関する実測と解析の比較を示す。実測において、縦まくらぎの曲げ1次モードの固有振動数は75Hz、2次モードは151Hz、3次モードは293Hz、4次モードは480Hz、5次モードは748Hzとなった。それぞれ解析により得られ

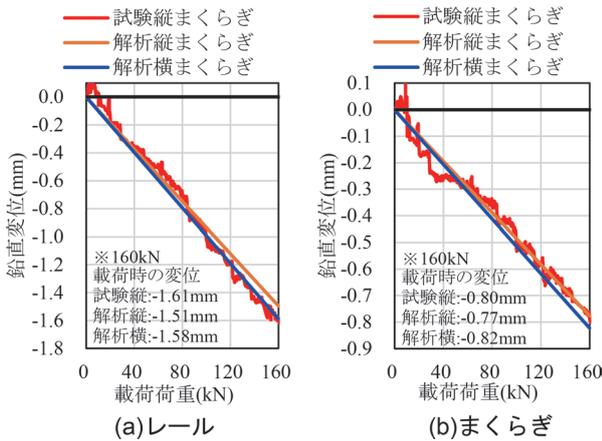


図7 静的載荷試験結果と解析結果の比較

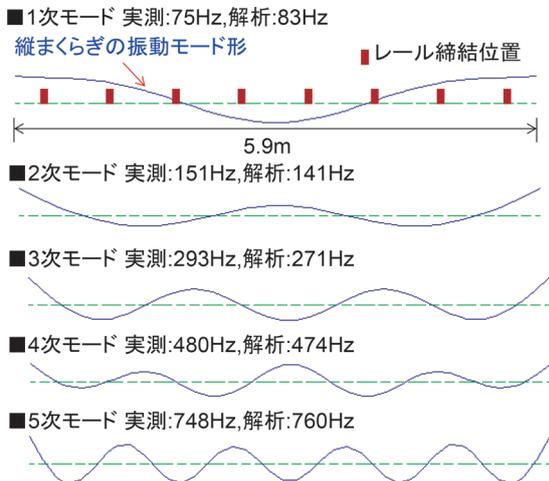


図8 固有振動モードと固有振動数の比較

た固有振動数は、ばらつきはあるものの概ね10%程度以内の誤差で固有振動数を再現できていることがわかる。なお、既往の研究<sup>12)</sup>によれば、今回比較対象とした長さ2mの横まくらぎの曲げ1次モードの固有振動数は155Hz、2次モードは460Hz、3次モードは860Hzという結果が得られており、本研究で対象とした長さ5.9m縦まくらぎとは振動特性が大きく異なる。

以上より、本研究で構築した縦まくらぎ軌道の解析モデルは軌道の支持剛性および縦まくらぎの振動特性に関する実現象を再現可能であると判断し、以降では、本解析モデルを用いて縦まくらぎの荷重分散性能に関する数値実験の結果を示すこととする。

#### 3.2 縦まくらぎの荷重分散性能に関する数値実験

##### 3.2.1 静的載荷（解析ケース1）

図9に静的荷重160kN載荷時のまくらぎ下面圧力を示す。載荷位置は、図2で示した解析モデルの中央における左右のレールである。図より、まくらぎ下面の最大値を比較すると、縦まくらぎ軌道では98.5kN/m<sup>2</sup>に対し、横まくらぎ軌道では147kN/m<sup>2</sup>となり、縦まくらぎ軌道のまくらぎ下面圧力は横まくらぎ軌道の67%程度に低減されることがわかる。また、レール長手方向の荷重分散は横まくらぎ軌道ではまくらぎ5本分であるのに対し、縦まくらぎ軌道では横まくらぎ位置で見ると、7本程度の範囲で荷重を負担していることがわかる。

##### 3.2.2 一様支持における列車走行（解析ケース2）

図10に軌道が一様に支持された条件（解析ケース2）におけるまくらぎ下面圧力の時刻歴応答波形およびその波形の周波数応答特性を示す。着目位置は図6に示した

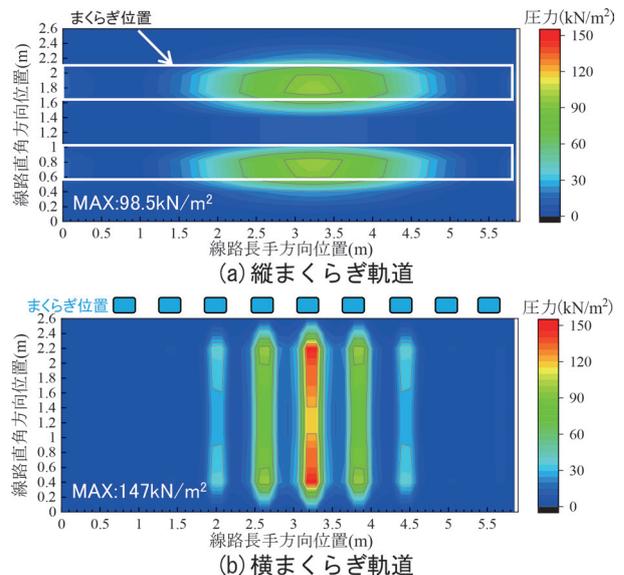
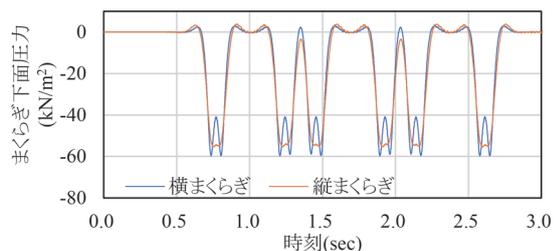
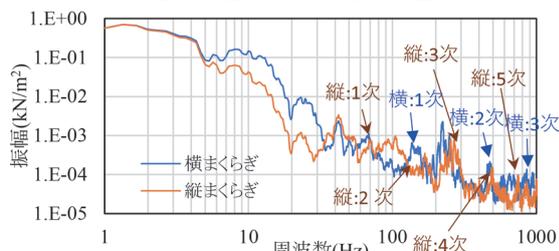


図9 静的荷重160kN載荷時のまくらぎ下面圧力（解析ケース1）



(a) まくらぎ下面圧力に関する時刻歴応答波形



(b) 周波数応答特性

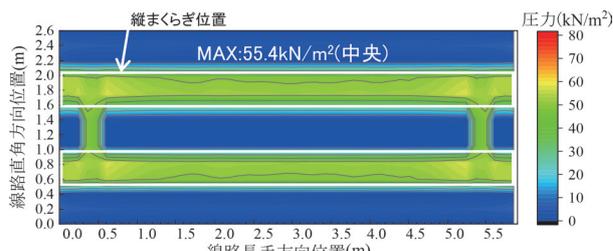
図 10 車両走行時のまくらぎ下面圧力の解析結果 (解析ケース 2)

位置である。時刻歴波形より、横まくらぎ軌道の時刻歴応答は車輪 1 軸ごとに応答のピークが見られるのに対し、縦まくらぎ軌道ではレール長手方向に横まくらぎ軌道よりも大きな剛性を有しているため、応答のピークが 1 台車ごととなっている。これにより、車輪 1 軸ごとの加振周波数  $11.9\text{Hz}$  ( $\equiv 1/(2.1\text{m}/(90\text{km/h}/3.6))$ ) に起因する成分が小さくなったため、同図(b)に示すように、縦まくらぎ軌道は横まくらぎ軌道に比べて、 $10\text{Hz}$  付近の成分が低減した。さらに高周波数側を見ると、すべてのピークを説明できるわけではないが、縦まくらぎおよび横まくらぎの固有振動数付近でそれぞれの軌道の応答ピークが見られることがわかる。

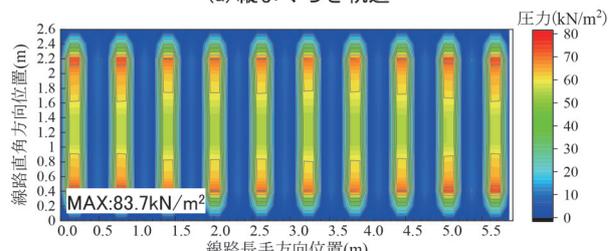
図 11 に軌道が一様に支持された条件 (解析ケース 2) における車両走行時のまくらぎ下面圧力分布を示す。縦まくらぎ軌道はまくらぎ下面圧力の最大値が  $55.4\text{kN/m}^2$ 、横まくらぎ軌道では最大値が  $83.7\text{kN/m}^2$  となり、縦まくらぎ軌道は横まくらぎ軌道に比べて、まくらぎ下面圧力を 66% 程度に低減できることがわかる。

### 3.2.3 構造物境界部における列車走行(解析ケース 3)

図 12 に構造物境界部を模擬した列車走行解析時におけるまくらぎ下面圧力の分布を示す。図 12(c) に示した構造物境界部に隣接した横まくらぎバラスト軌道では端部のまくらぎ下面圧力の最大値が  $58.6\text{kN/m}^2$  であるのに対し、図 12(a) の支持 A に示す縦まくらぎの端部の下面圧力の最大値は  $31.9\text{kN/m}^2$  となり、同じ位置の横まくらぎのまくらぎ下面圧力の 54% 程度に低減された。また、図 12(b) の支持 B は構造物境界を跨いで縦まくらぎを敷設したケースであるが、縦まくらぎの端部の下面圧力の最大値は  $11.9\text{kN/m}^2$  となり、同じ位置の横まくらぎの下面圧力の 20% 程度に低減された。

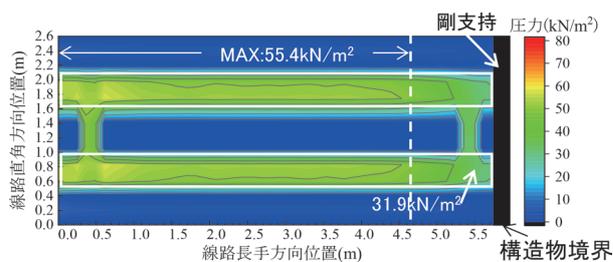


(a) 縦まくらぎ軌道

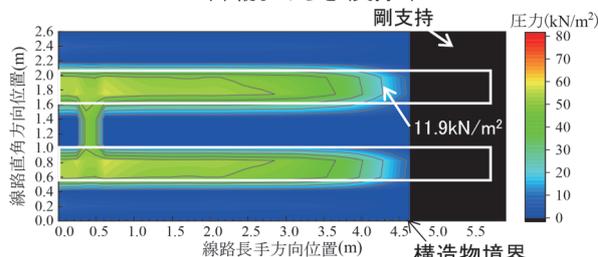


(b) 横まくらぎ軌道

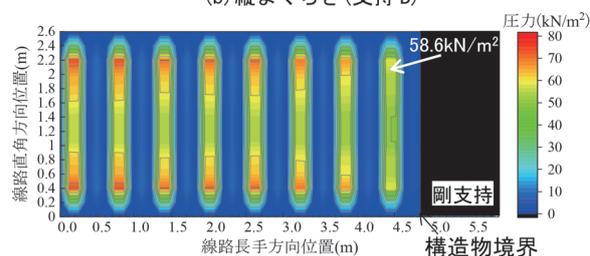
図 11 車両走行時のまくらぎ下面圧力 (解析ケース 2)



(a) 縦まくらぎ(支持 A)



(b) 縦まくらぎ(支持 B)



(c) 横まくらぎ

図 12 車両走行時のまくらぎ下面圧力 (解析ケース 3)

## 4. 縦まくらぎによる高低変位抑制効果

### 4.1 検証方法

図 13 に営業線における縦まくらぎの敷設状況を示す。敷設箇所は、 $50\text{kgN}$  レールが使用された直線区間で、

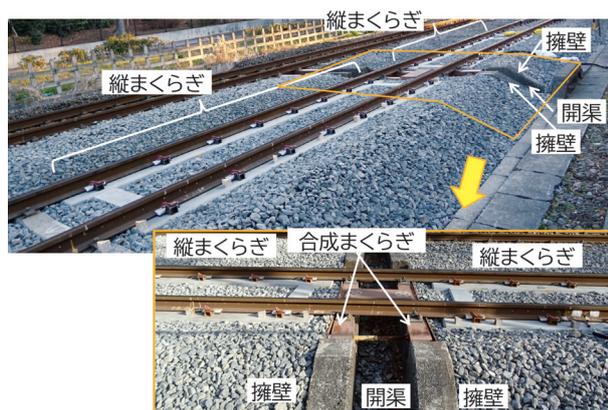


図 13 営業線における縦まくらぎの敷設状況

線路を直角に横断する開渠に隣接した箇所的前後に縦まくらぎを2体敷設した。開渠はコンクリート擁壁に挟まれており、それぞれの擁壁上には合成まくらぎが設置されている。縦まくらぎはこの擁壁から100mm程度離れた位置を目安に敷設した。この敷設方法は、表2や図3で示した支持Aに相当する。なお、走行列車は通勤列車と貨物列車で速度は60km/h程度である。

高低変位のデータは、鉄道事業者が所有する線路設備モニタリングシステム<sup>13)</sup>により取得した。縦まくらぎの比較用の横まくらぎの高低変位は、縦まくらぎ敷設前に同じ位置に敷設されていた横まくらぎの検測データを用いた。バラスト交換後の軌道整備回数は縦まくらぎで4回、横まくらぎで6回である。また、横まくらぎの初期沈下時のデータを取得できなかったため、初期沈下が収束した後の漸進的な沈下過程で比較を行うこととした。なお、軌道の沈下進みは既往研究<sup>14)</sup>による式(1)で表現されるものとした。

$$Y = a(1 - e^{-\gamma X}) + \beta X \quad (1)$$

ここに、 $a$ は初期沈下係数、 $\beta$ は沈下進み係数、 $\gamma$ は軌道状態による係数、 $Y$ は変位、 $X$ は通過トン数である。

#### 4.2 検証結果

図14に縦まくらぎと横まくらぎの高低変位進みの比較を示す。横まくらぎの軌道整備回数はバラスト交換後6回に対し、縦まくらぎでは軌道整備回数が4回であるにもかかわらず、軌道変位進みが改善されていることが分かる。具体的には、横まくらぎでは軌道整備後180日で12mm程度であるのに対し、縦まくらぎは軌道整備後680日においても6mm程度であった。なお、試験敷設箇所は、横まくらぎでは年間3~4回程度の軌道整備を行う多頻度保守箇所であったが、縦まくらぎを敷設したことにより、軌道整備から約680日経過しても高

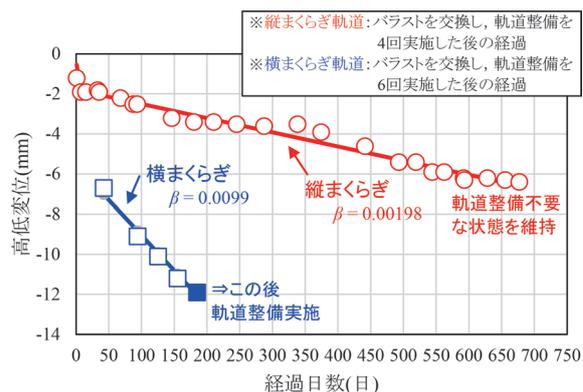


図 14 縦まくらぎと横まくらぎの高低変位の比較

低変位が抑制されており、整備不要な状態を保った。また、沈下進み係数 $\beta$ で比較すると、横まくらぎで0.0099に対し、縦まくらぎでは0.00198となり、1/5程度となった。

以上の結果より、構造物境界部に縦まくらぎを敷設することにより、保守省力化に大きく貢献できることが実証された。これらの結果は、構造物境界部の手前に縦まくらぎを敷設した場合(支持A)であるが、3章の数値実験の結果を踏まえると、構造物境界部を跨いで敷設する場合(支持B)においても、同等以上の高低変位抑制効果が期待できる。

#### 5. まとめ

本研究で得られた知見は以下の通りである。

- 1) 構造物境界部における数値実験により、縦まくらぎがバラストに一様支持された場合では縦まくらぎのまくらぎ下面圧力は横まくらぎの70%程度、構造物境界部の手前に縦まくらぎを敷設した場合には横まくらぎの50%程度、構造物境界部を跨いで敷設した場合には横まくらぎの20%程度に低減できる可能性を示した。
- 2) 縦まくらぎを営業線に敷設し、高低変位の抑制効果を実証した。具体的には、縦まくらぎの沈下進み係数が横まくらぎの1/5程度となり、横まくらぎでは年間3~4回程度の軌道整備を行う多頻度保守箇所であったが、縦まくらぎは軌道整備から約680日経過しても整備不要な状態を保った。

以上より、縦まくらぎは構造物境界部の保守省力化に有効であることが明らかとなった。なお、本研究における高低変位の評価は、東日本旅客鉄道株式会社殿に甚大なるご協力をいただいた。ここに感謝の意を表する。

文 献

- 1) 渡辺勉, 後藤恵一, 涌井一: 軌道の性能向上を目指して-ラダーマクラギの開発-, RRR, Vol.73, No.6, pp.12-15, 2016
- 2) 森山正彦: パラスト・ラダーマクラギを用いた継目落ち対策, 日本鉄道施設協会誌, Vol.47, No.9, pp.738-740, 2009
- 3) 古澤亘弘, 山崎雅士: 伸縮継目用パラスト・ラダーまくらぎ敷設後の効果とふく進防止対策, 日本鉄道施設協会誌, Vol.56, No.1, pp.17-20, 2018
- 4) 涌井一, 奥田広之: PCまくらぎの限界状態設計法に関する研究, 土木学会論文集, No.557/V-34, pp.34-54, 1997
- 5) 渡辺勉, 箕浦慎太郎, 後藤恵一, 松岡弘大: 各種不整を考慮したPCまくらぎの動的応答特性に関する研究, 第21回鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.21, pp.205-212, 2017
- 6) 井上寛美, 大屋戸理明: ラダー軌道の保守省力化効果, 鉄道総研報告, Vol.12, No.9, 1998
- 7) 鉄道総合技術研究所: 鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造, 丸善, 2012
- 8) 鉄道総合技術研究所: 鉄道構造物等設計標準・同解説 コ  
ンクリート構造物, 丸善, 2004
- 9) 松岡弘大, 上半文昭, 日下博也, 今川太郎, 野田晃浩: ノンターゲット光学式測定による桁たわみ形状測定の精度検証と適用性検討, 土木学会論文集 A2 (応用力学), Vol.74, No.2, pp.I\_715-I\_726, 2018
- 10) 松岡弘大, 貝戸清之, 渡辺勉, 曾我部正道: 走行列車荷重を利用した RC 鉄道高架橋の部材振動の同定と動的挙動の把握, 土木学会論文集 A1 (構造・地震工学), Vol.67, No.3, pp.545-564, 2011
- 11) 内田雅夫, 石川達也, 名村明, 高井秀之, 三和雅史: 軌道狂い進みに着目した有道床軌道の新しい設計法, 鉄道総研報告, Vol.9, No.4, pp.37-42, 1995
- 12) 松岡弘大, 渡辺勉, 箕浦慎太郎, 曾我部正道, 面高陽紀: 損傷 PC まくらぎの振動モード特性と打音による簡易検知手法の開発, 土木学会論文集 E2 (材料, コンクリート構造), Vol.74, No.3, pp.158-175, 2018
- 13) 松田博之, 瀧川光伸, 片岡慶太, 小関昌信他: 営業列車による線路設備モニタリング, JR East Technical Review, No.32, pp.7-10, 2010
- 14) 佐藤裕: 繰返荷重による道床沈下の実験, 鉄道技術研究報告, No.65, 1959



特集：鉄道固有の力学的問題に関わる最近の研究

# 降雪地帯を走行する鉄道車両への着雪を再現する 着雪シミュレータの開発

室谷 浩平\* 中出 孝次\* 鎌田 慈\*\*

Development of Simulator to Accurately Reproduce Snow Accretion Phenomenon  
for Railway Vehicles Traveling in Snowy Areas

Kohei MUROTANI Koji NAKADE Yasushi KAMATA

When accreted snow drops off train bogies, it might damage railway ground facilities along tracks, train devices, etc. To establish countermeasures against such snow accretion damage, we have developed a snow accretion analysis method to understand the snow accretion process. The “snow accretion analysis method” developed in this research consists of an “airflow calculation”, a “trajectory calculation” and a “snow accretion calculation”. In this research, we performed two kinds of snowfall wind tunnels to validate the proposed simulator.  
キーワード：着雪解析手法，鉄道車両の着雪，気流計算，軌道計算，着雪計算，双方向連成解析

## 1. はじめに

鉄道分野における着雪被害は、電線やパンタグラフへの着雪による集電障害、車両着雪（図1）が落下することによる地上構造物の破損やバラスト飛散、沿線の倒木・倒竹による輸送障害など多岐にわたる。この中でも車両着雪の落下は、分岐器不転換による遅延や設備の破損などを引き起こすため、重要な問題となっている。このような障害を軽減するために、高速鉄道では、地上側の対策として駅での雪落とし作業など、車両側の対策として床下機器の平滑化による着雪抑制が実施されている。しかしながら、形状が複雑で、メンテナンス上覆うことが困難な車両台車部には着雪が生じ、落雪による被害が発生している。穴戸<sup>1)</sup>は、車両台車部付近にデフレクターを取り付け、台車部に流入する雪の量を減らすことで、着雪抑制を試みたが、実物車両において着雪量の有意な低減効果の確認までは至っていない。このような着雪抑制のデフレクターや車体形状を検討する上で、実物車両を用いた試験を実施するためには多大な労力を要し、着雪が生じる天候条件にも大きく左右されるため、効率的な開発は困難である。

本研究では、着雪量を減らす鉄道車両の形状を検討するために、鉄道車両の着雪現象を再現可能な着雪シミュレータの開発を実施している。鉄道車両床下の着雪現象を再現するためには、雪の舞い上がりと複雑な床下形状の流れを再現する必要があるため、限定した条件や単純な形状を対象とした計算モデルでは、現象を正確に再現



図1 着雪した鉄道車両の台車部

することはできない。また、着雪対象物の形状や空気流の解析についての簡略化をできるだけ行わない方向で進める必要がある。さらに、着雪が成長することによって空気流が変化した場合の着雪部位やその量を見積もる上で、着雪形状を再現することが重要となる。

本研究では、鉄道車両周りの空気の流れ、この中を移動する飛雪粒子の運動、鉄道車両への着雪判定による着雪解析手法を開発<sup>2)3)</sup>した。本報告では、開発した着雪解析手法について述べるとともに、降雪風洞を用いた着雪実験の結果と比較することで、計算の妥当性を検証した結果を記載する。

## 2. 着雪シミュレータ開発のための実験

着雪シミュレータ開発のための基礎データを得ることを目的として、国立研究開発法人防災科学技術研究所雪氷防災研究センター 新庄雪氷環境実験所（以下、防災科研・新庄）において、樹枝状結晶の人工乾き雪を用いて、基本形状としての立方体模型と鉄道車両模型に対する着雪実験を実施した。なお、本章の立方体模型を用いた着雪実験の詳細は、鎌田らの文献<sup>2)</sup>に記載されている。

\* 鉄道力学研究部 計算力学研究室

\*\* 防災技術研究部 気象防災研究室

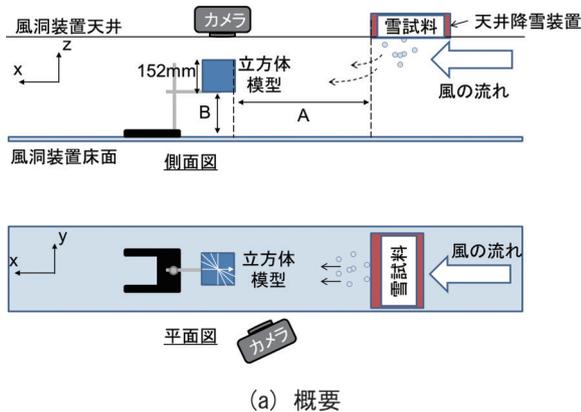
## 2.1 立方体模型の着雪実験方法

基本形状として立方体模型（寸法：152mm×152mm×152mm）を用いた着雪実験を行った。図2に立方体模型の着雪実験の概要と様子を示す。防災科研・新庄の雪氷防災棟の低温実験室内に設置されている風洞は、風洞断面1m×1m、長さ14mの風路をもつ。風洞床面に雪を敷き詰め、風洞断面の中央付近に立方体模型を配置し、気温-2℃で着雪実験を行った（流入風速2.5m/sの着雪実験では、A=1438mm、B=405mm、流入風速5.0m/sの着雪実験では、A=2533mm、B=405mm）。

風洞内への雪の供給は、天井に設置されているふりいと振動モータで構成されている天井降雪装置を用いた。一定の流入風速の下で雪を供給して、立方体模型に対する着雪実験を行い、着雪形状を測定した。

## 2.2 飛雪の抗力係数の測定方法

飛雪粒子は空中で、空気流から抗力を受けて移動するため、飛雪粒子の抗力係数が必要となる。飛雪粒子の形状は複雑であるため、抗力係数を形状から推測することが困難である。そこで、降雪風洞で浮遊する飛雪の抗力係数を求めるために、気温-2℃、流入風速2.5m/sの実験条件で雪を供給し、天井からシートレーザを照射し、風洞側面から飛雪が落下する軌道を撮影した。撮影画像の飛雪の落下角度を用いて、飛雪の抗力係数をパラメータとした重力と抗力の運動方程式を解くことで抗力係数を求めた。



(b) 立方体模型の着雪実験の様子

図2 立方体模型の着雪実験

## 2.3 鉄道車両模型の着雪実験方法

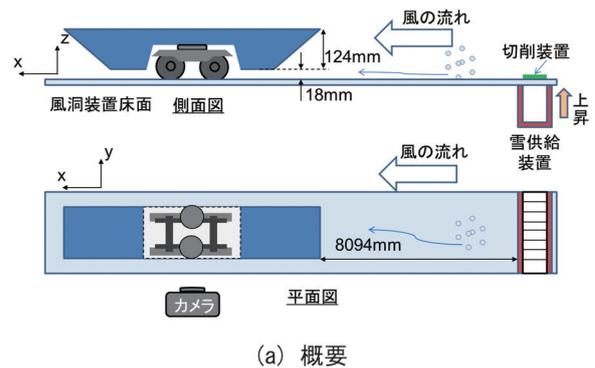
鉄道車両台車部のような複雑な流れ場での着雪計算アルゴリズムの妥当性確認を行うために、静止した鉄道車両模型に対する着雪実験を行った。図3は鉄道車両模型の着雪実験の概要と様子である。図3のように、縮尺1/10の台車モデルに上枠を取り付けたモデルを鉄道車両模型と呼ぶこととする。鉄道車両模型は、上枠の上部から下部にかけて傾斜を付けて、飛雪が底部に入りやすい形にしている。風洞内への雪の供給には、風洞の床面に設置された、雪格納部と切削装置で構成されている雪供給装置を用いた。本実験では、気温は-2℃とし、流入風速10m/sで10分間、風洞内に雪を供給し、着雪後、鉄道台車周辺の着雪分布、着雪伸長量、着雪質量を測定した。なお、着雪伸長量は、着雪が最も多く発生している場所の着雪先端から模型の着雪面までの距離とした。

## 3. 着雪解析手法

### 3.1 双方向連成による着雪解析手法

本研究で開発した着雪解析手法<sup>3)</sup>は、図4のような気流計算と着雪計算を双方向に連成させた手法である。本研究では、気流場の計算を「気流計算」、気流場の速度分布から抗力を計算し、飛雪粒子の軌道を求める計算を「軌道計算」、対象物に着雪するかどうかの判定を「着雪計算」とよび、これら全体を連成させた解析を「着雪解析」と呼ぶことにする。

本研究で開発した着雪解析手法は、図4のような手順



(b) 鉄道車両模型の着雪実験の様子

図3 鉄道車両模型の着雪実験

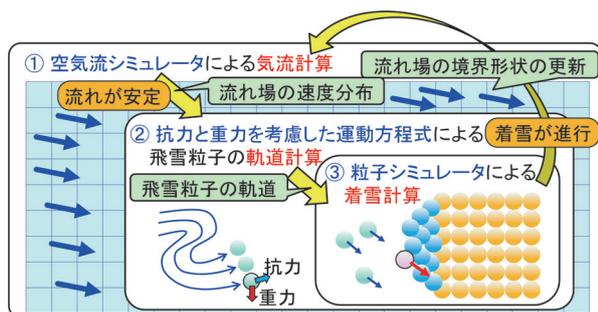


図4 着雪解析手法の概要

で実施する。まず、空気流シミュレータによる気流計算を行う。次に、雪を球形状にモデル化して、空気流の速度分布を用いて、抗力と重力を考慮した運動方程式により、飛雪粒子の軌道を計算する。その後、粒子シミュレータにより着雪計算を行う。着雪形状により変化した対象の形状を、空気流シミュレータの境界形状へと反映する。このようにして、本研究の着雪解析手法では、気流計算は飛雪粒子の軌道により着雪計算に影響を与え、着雪計算は境界形状を変化させることにより気流計算に影響を与える双方向連成解析である。なお、本来であれば、飛雪粒子が空中に存在するために発生する気流場への影響を考慮する必要があるが、その影響は降雪風洞実験においてみられなかったため、本手法では考慮していない。

### 3.2 気流計算

気流計算に用いるソフトウェアは、鉄道総研で開発を進めている不等間隔直交格子に対する有限差分法を採用した空気流シミュレータである。基礎式は非圧縮性流体に対するナビエ・ストークス方程式とし、乱流解析はラージ・エディ・シミュレーションにより実施し、サブグリッドスケールモデルは、コヒーレント構造スマゴリンスキーモデルを用いた。基礎式を差分法により離散化し、速度と圧力のカップリングはフラクショナル・ステップ法を用いた。時間進行は、3次精度のアダムス・バッシュフォース法を、空間差分は2次精度の中心差分法を用いた。境界条件は、流入面で流入風を設定し、流出面に対流流出境界条件、上面および側面ですべり速度境界条件、着雪対象の表面と計算領域下面ですべりなし速度境界条件とした。直交格子における物体形状の表現は、計算格子単位で流体と固体を判別するボクセル法とした。

流入風速の鉛直分布  $u(z)$  は、風洞で測定した結果から、流入面で、風洞の流入風速  $U$  m/s、境界層厚さ  $0.3$  m、 $1/7$  べき乗則を用いた

$$u(z) = \begin{cases} U \times \left(\frac{z}{0.3}\right)^{1/7} & (z \leq 0.3) \\ U & (z > 0.3) \end{cases} \quad (1)$$

とした。ただし、 $z$  は風洞床面からの高さである。

### 3.3 軌道計算

本研究では、雪を球形状の粒子として近似し、この粒子を雪粒子とよぶことにする。空中を浮遊する雪粒子を飛雪粒子とよび、軌道計算は飛雪粒子一つ一つに対して実施する。飛雪粒子に働く外力は、重力と気流計算の速度分布から求まる抗力とし、飛雪粒子同士の衝突を考慮しないものとした。

軌道計算には、抗力と重力を考慮した運動方程式

$$\frac{d\vec{U}_{\text{snow}}}{dt} = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{snow}}} \frac{1}{d_{\text{snow}}} \vec{U}_r \|\vec{U}_r\| + \vec{g} \quad (2)$$

を用いる。ただし、 $\vec{U}_{\text{snow}}$  は飛雪粒子の速度、 $\vec{U}_r$  は気流場に対する飛雪粒子の相対速度、 $d_{\text{snow}}$  は飛雪粒子の直径、 $\rho_{\text{air}}$  と  $\rho_{\text{snow}}$  は空気と飛雪の密度、 $C_d$  は飛雪粒子の抗力係数、 $\vec{g}$  は重力加速度である。空気の密度は、 $0^\circ\text{C}$  の密度である  $1.3\text{kg/m}^3$  を用いた。飛雪の密度には、降雪風洞で生成される樹枝状結晶が積雪した状態の密度  $100\text{kg/m}^3$  を用いた。飛雪粒子の直径には、雪の結晶の樹枝の長さ  $2\text{mm}$  の半分程度の長さである  $1\text{mm}$  を用いた。2.2節で述べた降雪風洞実験において、流入風速  $2.5\text{m/s}$  での飛雪の落下角度が  $22^\circ$  であったことから、飛雪の落下角度が一致するように、重力と抗力の運動方程式 (2) を解いて求めた飛雪の抗力係数は  $1.04$  となった。ただし、抗力係数は飛雪の形状に依存するため、ある程度ばらつきがあると考え、本研究では、抗力係数を平均  $1.04$ 、標準偏差  $0.2$  とした正規乱数の値にし、この値を軌道計算に用いた。なお、標準偏差  $0.2$  は、パラメトリックスタディにより実験の降雪状況に最も近い値と判断したものである。

### 3.4 着雪計算

本研究の着雪計算に用いるソフトウェアは、鉄道総研で開発を進めている粒子シミュレータである。着雪計算では、飛雪粒子の着雪の判定が重要である。これについては、2.1節で述べた鎌田ら<sup>2)</sup>による立方体模型の着雪実験の分析から「飛雪粒子の着雪表面に対する接線方向の速度 (図5) の大きさが、風速に依存しないある一定の値よりも小さい場合には着雪し、大きければ着雪しない」ことが示された。

そこで、本研究では、これらの実験結果を取り入れ、図6の2つの着雪判定により構成される着雪計算アルゴリズムの開発を行った。なお、図6の固体粒子は、解析モデルの形状を構成する粒子である。ここで、鉄道車両などのモデルの形状は固体粒子により構成されている。また、着雪粒子は、飛雪粒子が固体粒子に着雪する

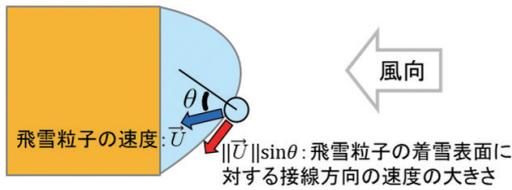
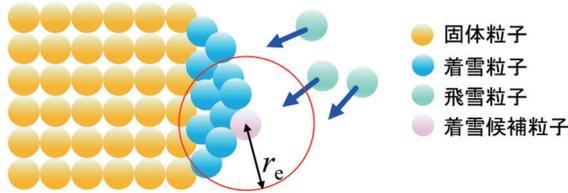
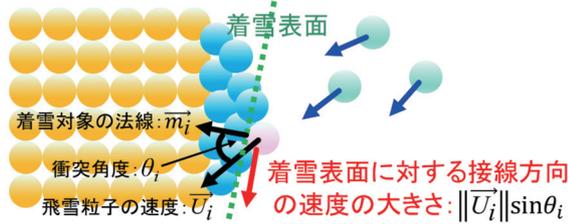


図5 飛雪粒子の着雪表面に対する接線方向の速度の大きさ



(a) 空間充填率による判定 (第1の着雪判定)



(b) 着雪表面に対する接線方向の速度の大きさによる判定 (第2の着雪判定)

図6 2つの着雪判定

ことで、動きが止まった粒子である。

着雪計算アルゴリズムの第1の着雪判定は、図6(a)に示される着雪粒子の空間充填率による着雪判定である。この着雪判定は、飛雪粒子の周りに十分に多くの着雪粒子、あるいは着雪対象物を構成する固体粒子がなければ着雪しないという判定である。まず、粒子*i*の粒子数密度を

$$n_i = \sum_{j \neq i} w(\|\vec{r}_{ij}^*\|) \quad (3)$$

$$w(\|\vec{r}_{ij}^*\|) = \begin{cases} \left(\frac{\|\vec{r}_{ij}^*\|}{r_c} - 1\right)^2 & (0 \leq \|\vec{r}_{ij}^*\| \leq r_c) \\ 0 & (r_c < \|\vec{r}_{ij}^*\|) \end{cases} \quad (4)$$

と定義する。 $w(\cdot)$ は重み関数であり、 $\vec{r}_i$ は粒子*i*の位置であり、 $\vec{r}_{ij}^*$ は粒子*i*と*j*の相対位置 $\vec{r}_{ij}^* = \vec{r}_j - \vec{r}_i$ である。 $r_c$ は重み関数の影響半径であり、粒子の直径 $l_0$ と係数 $c_0$ を用いて、 $r_c = c_0 \times l_0$ と定義され、粒子法でよく用いられる $c_0 = 3.1$ を用いた。着雪判定では、粒子を格子状に配置した場合の基準となる粒子数密度を $n^0$ とし、粒子の空間充填率 $n_i/n^0$ が着雪充填定数 $\alpha$ より大きい

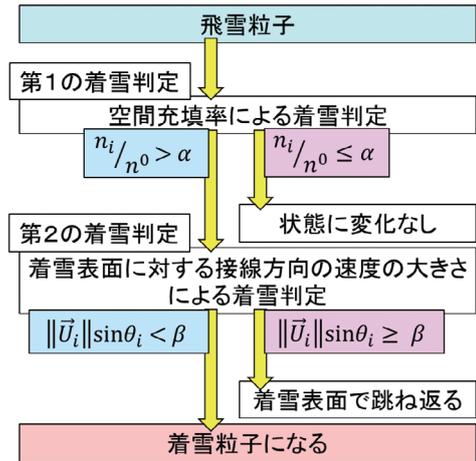


図7 着雪計算アルゴリズム

$$\frac{n_i}{n^0} > \alpha \quad (5)$$

になれば、飛雪粒子は着雪候補粒子となり、第1の着雪判定を満たしたことになる。本研究では、表面に付着しているかどうかの判定だけでよいため $\alpha = 0.65$ とした。

第2の着雪判定は、図6(b)に示される着雪表面に対する接線方向の速度の大きさによる着雪判定である。まず、粒子*i*が着雪判定を行う着雪対象の法線を

$$\vec{m}_i = \sum_{j \neq i} \frac{\vec{r}_{ij}^*}{\|\vec{r}_{ij}^*\|^2} w(\|\vec{r}_{ij}^*\|) \quad (6)$$

と定義する。着雪候補粒子の速度を $\vec{U}_i$ 、着雪対象の法線方向を $\vec{m}_i$ とすると、 $\vec{m}_i$ と $\vec{U}_i$ のなす角は、

$$\theta_i = \arccos\left(\frac{\vec{U}_i \cdot \vec{m}_i}{\|\vec{U}_i\| \|\vec{m}_i\|}\right) \quad (7)$$

となり、この角度を衝突角度 $\theta_i$ とよぶことにする。

着雪表面に対する接線方向の速度の大きさ $\|\vec{U}_i\| \sin \theta_i$ が、着雪の成長がこれ以上進まない状態での着雪表面に対する接線方向の速度の大きさ $\beta$ より小さい

$$\|\vec{U}_i\| \sin \theta_i < \beta \quad (8)$$

になれば、飛雪粒子は、第2の着雪判定を満たしたことになる。本研究では、鎌田ら<sup>2)</sup>の着雪実験より求めた値に近い $\beta = 2.0 \text{ m/s}$ とした。

図7は、飛雪粒子が着雪粒子になるか判定するための着雪計算アルゴリズムである。第1の着雪判定の式(5)と第2の着雪判定の式(8)を満たせば、飛雪粒子は着雪粒子になる。第1の着雪判定を満たし、第2の着雪判

定を満たさない場合は、飛雪粒子が着雪表面付近にあるが、着雪表面に対する接線方向の速度が大きく着雪しない状況である。この場合は、着雪表面において、飛雪粒子が非弾性衝突で跳ね返るものとした。これら以外は、雪粒子の状態を変えないものとする。なお、飛雪粒子の反発係数は、氷の反発係数 0.8 とした。

### 3.5 着雪計算による気流計算の計算格子の更新方法

着雪解析手法では、着雪計算において着雪がある程度進むと、着雪計算から気流計算に切り替わる。着雪による気流計算の境界形状の変更は、気流計算の計算格子中心における着雪粒子の空間充填率により判定する。本研究では、式(5)の空間充填率による判定を用いて、各計算格子を固体へと変更するようにした。ただし、 $r_i$ を各計算格子の中心座標、 $\alpha=0.5$ 、 $r_c=2.0 \times (dx_i+dy_i+dz_i)/3.0$ 、 $dx_i$ 、 $dy_i$ 、 $dz_i$ は各格子の軸方向の長さとした。

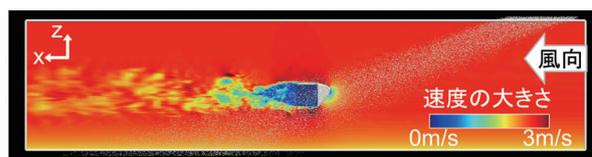
### 3.6 気流計算と着雪計算の切り替え

本研究の着雪解析は双方向連成解析であり、気流計算と着雪計算を切り替えるタイミングを決める必要がある。気流計算の開始時は、着雪形状からの固体境界の形状の変更により、変更された固体境界付近の計算が不安定になり、数値振動が生じる。そこで、この数値振動がある程度取まってから、次のステップの着雪計算を行う必要がある。このことを踏まえて、気流計算の各タイムステップの速度の発散の最大値が、計算が十分に安定した値よりも小さくなると気流計算は終了し、軌道計算と着雪計算に切り替わるという方法を用いた。一方で、着雪計算から気流計算に切り替わるタイミングは、100 タイムステップ毎としている。この着雪解析では、気流計算は、固体境界の形状の変更により生じる数値振動を収束するに行っているだけであるため、着雪解析の時間経過は着雪計算の時間経過と一致するものとする。

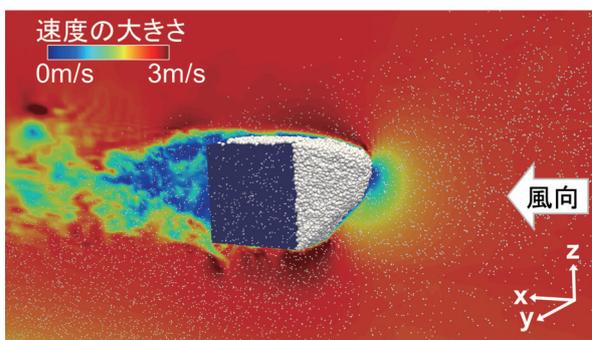
## 4. 立方体モデルの着雪解析の検証

本章では、着雪解析手法の妥当性確認のために、図8のような降雪風洞での立方体モデルを用いた着雪実験を再現した着雪解析を実施した。本章で実施した着雪解析に用いた物性値は、空気の密度  $1.3\text{kg/m}^3$ 、飛雪の密度  $100\text{kg/m}^3$  とし、飛雪粒子の直径を平均  $1\text{mm}$ 、標準偏差  $0.2\text{mm}$  の正規乱数により生成される値とし、飛雪の抗力係数を平均  $1.04$ 、標準偏差  $0.2$  の正規乱数で生成される値とした。着雪が多く発生した流入風速  $2.5\text{m/s}$  の場合について、妥当性確認を行い、着雪の少ない流入風速  $5.0\text{m/s}$  の場合については、計算結果を示すにとどめる。

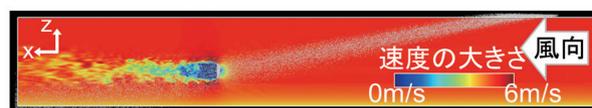
気流計算の格子は、最小格子間隔  $4\text{mm}$ 、 $x$  方向 275 格子、 $y$  方向 125 格子、 $z$  方向 125 格子の格子点数  $4,296,875$



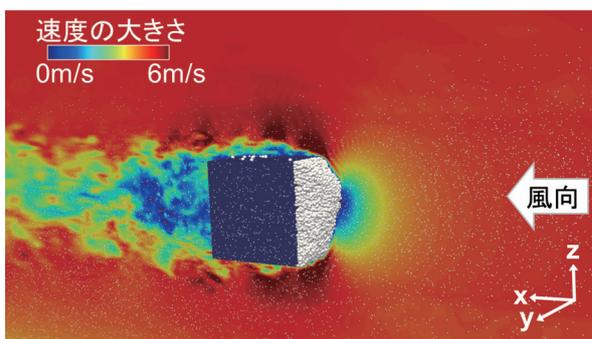
(a) 側面全体 (流入風速 2.5 m/s)



(b) 立方体モデル付近 (流入風速 2.5 m/s)



(c) 側面全体 (流入風速 5.0 m/s)



(d) 立方体モデル付近 (流入風速 5.0 m/s)

図8 立方体モデルの着雪解析

の不等間隔格子を用いた。軌道計算では、実際の飛雪の物性値である直径  $1\text{mm}$  の飛雪粒子を用いたが、着雪計算は計算コストが大きいため、直径  $1\text{mm}$  の飛雪粒子が  $4^3$  個集まって運動しているという粗視化を行っている。そのため、着雪計算での接触判定は直径  $4\text{mm}$  の粗視化粒子で行っている。以後、本章では、「粗視化粒子」のことを単に「粒子」と呼ぶことにする。

着雪解析における飛雪粒子の生成数は、着雪実験における降雪装置から供給される飛雪の量に比べ、意図的に多くしている。これは、着雪実験では 30 分間かけて着雪を成長させるが、そのような長時間の解析を実施することは計算コストの面で困難であるためである。そこで、解析が破綻しない程度で最大限に飛雪粒子を発生させている。このような理由から、着雪実験と着雪解析では、経過時間は一致しないため、比較する際には何らかの対

応付けをして比較をすることになる。

図8(a)と図8(c)では、右上部から発生させた飛雪粒子が自由落下し、空気流に流され立方体モデルへ着雪していく様子を見ることができる。図8(b)と図8(d)では、着雪先端部分の流れ場の速度が小さくなっていることが確認できる。この解析では、計算時間間隔を気流計算0.0004s、着雪計算0.00016sとし、着雪計算を6万ステップ実施した。総粒子数が約8万粒子の解析となった。

図9は流入風速2.5m/sの場合の立方体模型の着雪実験と着雪解析の結果である。着雪解析の黄色破線は着雪実験の着雪形状である。これらと比較した結果、概ね着雪形状を再現していることが確認できる。

図10は流入風速5.0m/sの場合の立方体模型の着雪実験と着雪解析の結果である。流入風速5.0m/sの着雪実験では、飛雪の衝突により、着雪面端部(図10(a)の赤色破線内)の着雪部分に削剥が発生した。現状の着雪解析では削剥解析は実施されないため、着雪解析の着雪面端部(図10(b)の赤色破線内)の着雪形状が、着雪実験とは異なる。一方で、削剥の影響が少ない着雪面中央(図10(b)の緑色破線内)の立方体表面に対する着雪表面の角度は再現していることが確認できる。

図11は、実験と解析での着雪先端の推移を比較した結果である。図11(a)は、着雪先端と着雪伸長量の関係を示している。着雪対象物から最も離れた着雪箇所を着雪先端とする。図11(b)は、実験と解析での着雪先端の推移を示している。着雪実験と着雪解析の着雪伸長量と先端の高さの関係は、概ね一致していることから、上方から飛雪が来ることによって、着雪が進むにつれて着雪先端が高くなりながら着雪伸長量が増加するという着雪実験の様子を、着雪解析においても再現していることが確認できる。ここで、着雪解析の方が、先端の位置がやや高いのは、着雪実験では立方体模型が前下方に傾いた影響であると考えられる。

図11(b)は、着雪実験の経過時間と着雪解析のステップ数を対応付けるために用いることができる。そこで、図11(b)を用いて、着雪実験の経過時間と着雪解析のステップ数を対応付けた。具体的には、図11(b)にある10分後、15分後、20分後、30分後の実験値からできるだけ近い着雪伸長量の解析結果を見つけ、その解析のステップ数を、それぞれの実験値と対応付けた。図9と図10の中にある「着雪解析〇ステップ後」というのは、この手法を用いて実験の経過時間と対応付けた解析のステップ数である。

図12(a)は着雪実験の射影面積における着雪解析の相対誤差の求め方であり、図12(b)は相対誤差の推移である。着雪実験では、図12(a)の「実験」が撮影された結果である。着雪解析の結果を、立方体模型が一致

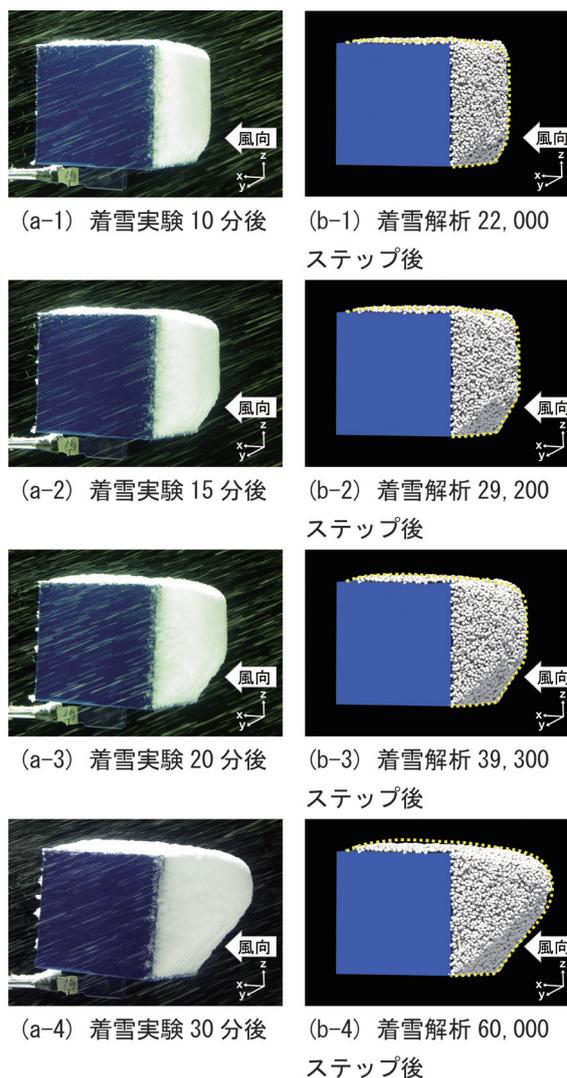


図9 立方体模型の着雪実験と立方体モデルの着雪解析 (流入風速2.5m/s, 側面やや斜め前方から見た場合)

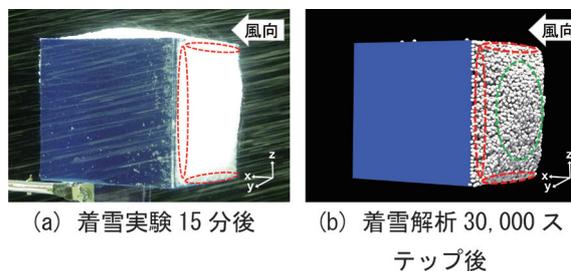


図10 立方体模型の着雪実験と立方体モデルの着雪解析 (流入風速5.0m/s, 側面やや斜め前方から見た場合)

する射影面に射影した結果が図12(a)の「解析」である。それぞれの着雪した部分の射影面積を求め、着雪実験を基準に相対誤差を求めた結果が図12(b)である。図12(b)では、横軸は着雪実験の経過時間であり、着雪解析

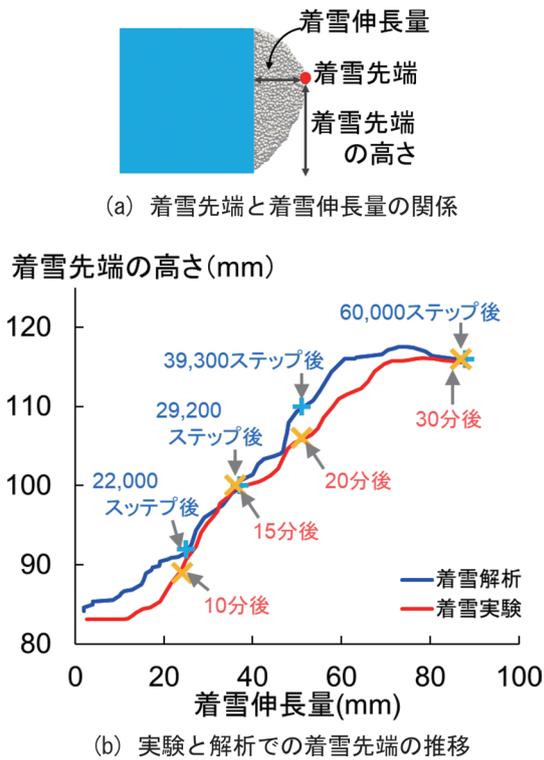


図 11 実験と解析での着雪部分の先端の推移の比較 (流入風速 2.5m/s)

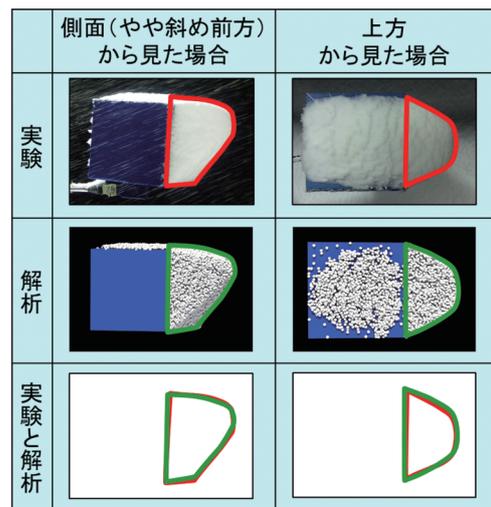
は図 11 (b) を用いて対応付けた。側面 (やや斜め前方) と上方からの撮影の分析では、ともに着雪解析は着雪実験を射影面積の 6% 程度の相対誤差で再現していることが確認できる。

### 5. 鉄道車両モデルの着雪解析

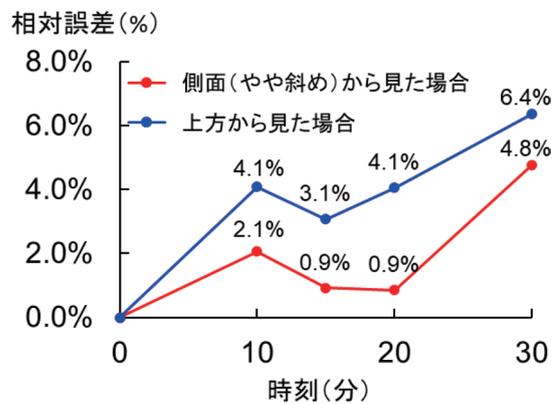
本章では、鉄道車両台車部のような複雑な流れ場での着雪計算アルゴリズムの妥当性確認を行うために、鉄道車両モデルの着雪実験を再現する着雪解析を実施した。フサギ板の形状が変更された場合であっても、実験における着雪分布と着雪量を、解析により再現できるかを調べるために、垂直なフサギ板モデル (図 13(a) と図 13(c)) と傾斜のあるフサギ板モデル (図 13(b) と図 13(d)) を用いた。

着雪解析に用いた物性値は、流入風速 10.0m/s、空気の密度 1.3kg/m<sup>3</sup>、飛雪の密度 100kg/m<sup>3</sup> とし、飛雪粒子の直径を平均 1mm、標準偏差 0.4mm の正規乱数により生成される値とし、飛雪の抗力係数を平均 1.04、標準偏差 0.2 の正規乱数で生成される値とした。飛雪粒子が雪面に衝突し分裂することなどを考慮して、飛雪粒子の直径の標準偏差を立方体モデルより大きく設定した。

気流計算の格子は、最小格子間隔 2mm、x 方向 855 格子、y 方向 220 格子、z 方向 125 格子の格子点数 23,512,500 の不等間隔格子を用いた。着雪計算では、直径 2mm の粗視化粒子による着雪計算を行った。



(a) 相対誤差の求め方



(b) 相対誤差の推移

図 12 流入風速 2.5m/s の着雪実験の射影面積における着雪解析の相対誤差

飛雪粒子の生成に関しては、実験の風洞床面の雪供給装置の位置に、飛雪粒子を 10mm 間隔に格子状に 408 個 (風路方向 1 個、風路幅方向 34 個、高さ方向 12 個) 発生させ、飛雪粒子の位置に乱れを与えるために、20mm 間隔内に収まるように、一様乱数で乱れを与えた。なお、飛雪粒子は、風洞内に流されていくため、0.001s 間隔で再生成した。こちらの場合も、着雪解析における飛雪の生成数は、着雪実験における降雪装置から供給される飛雪の量に比べ、意図的に多くしている。

計算時間間隔を気流計算 0.0002s、着雪計算 0.00004s とし、着雪計算を 300 万ステップ実施した。総粒子数が約 550 万粒子の解析となった。

図 14 に鉄道車両モデルの着雪解析全体像を示す。台車付近に付着している大きな白球は着雪粒子、空中を浮遊している小さな白点は飛雪粒子、線は流線、色は速度の大きさである。流線のシードは、大きく着雪している部位である風下側フサギ板の両端部と中央部に配置した。流線から車両後部の雪の舞い上がりは、空気流の乱

れから発生していることが確認できる（図14）。

図15(a-1)と図15(a-2)は着雪実験10分後の結果であり、図15(b-1)と図15(b-2)は着雪解析300万ステップ後の結果である。図15(b-1)と図15(b-2)の白球は着雪粒子である。フサギ板を変化させた時の着雪分布の変化を調べるために、着雪が多く発生する赤線破線内の着雪分布に注目すると、実験と解析で類似していることが確認できる。

図16～図18は、降雪風洞実験を模擬した車両モデルの着雪解析300万ステップ後の着雪解析の結果に流線を加えた結果である。台車付近に付着している白球は着

雪粒子、線は流線、色は速度の大きさである。流線のシートは、大きく着雪している部位である風下側フサギ板の両端部と中央部に配置した。図16では、車輪が止まっているため、車輪前方に着雪が発生している。台車底部の機器の間を縫う様に流線が発生している様子が確認できる。垂直なフサギ板モデルを真下からみると、風上側フサギ板付近から入ってきた流れが、風下側フサギ板付近で淀み、着雪が多いことが分かる（図17(a)）。傾斜のあるフサギ板モデルを真下からみると、風上側フサギ板付近から入ってきた流れの多くは、淀むことなく風下側フサギ板付近から流出していることが分かる（図17(b)）。垂直なフサギ板モデルを真横からみると、風上側フサギ板付近から入った流れが、風下側フサギ板にあたり、上昇して台車付近で淀んでいることが分かる（図18(a)）。一方、傾斜のあるフサギ板モデルを真横からみると、風上側フサギ板付近から入った流れが、風下側フサギ板にあたり、下降して流出していることが分かる（図18(b)）。図16～図18の結果をまとめると、垂直なフサギ板モデルでは台車付近で淀んだ低速な流れになっており着雪しやすいが、傾斜のあるフサギ板モデルでは風下側フサギ板付近で高速な流れになっており着雪しにくいことが分かる。

図19は、フサギ板に着雪した解析と実験での着雪伸長量を比較した結果である。着雪実験は10分後の測定結果であり、着雪伸長量は、垂直なフサギ板モデルでは17mmであり、傾斜のあるフサギ板モデルでは5mmであった。着雪解析では、300万ステップの着雪伸長量は、垂直なフサギ板モデルでは18.13mmであり、傾斜のあるフサギ板モデルでは5.25mmであった。着雪解析300万ステップ後の結果が、着雪実験10分後の結果に近い状態になっているとみることができる。フサギ板の違いからくる着雪抑制効果を着雪実験と着雪解析で比較すると、着雪実験では着雪伸長量70%減少、着雪解析では着雪伸長量71%減少であり、よく一致している。これは、着雪実験で行ったフサギ板の形状変更による着雪伸長量の変化を、着雪解析においても再現できていることを示している。

図20は、フサギ板に着雪した解析の着雪体積と実験の着雪質量を比較した結果である。なお、着雪体積は、着雪粒子数から計算している。着雪体積に一定の密度を

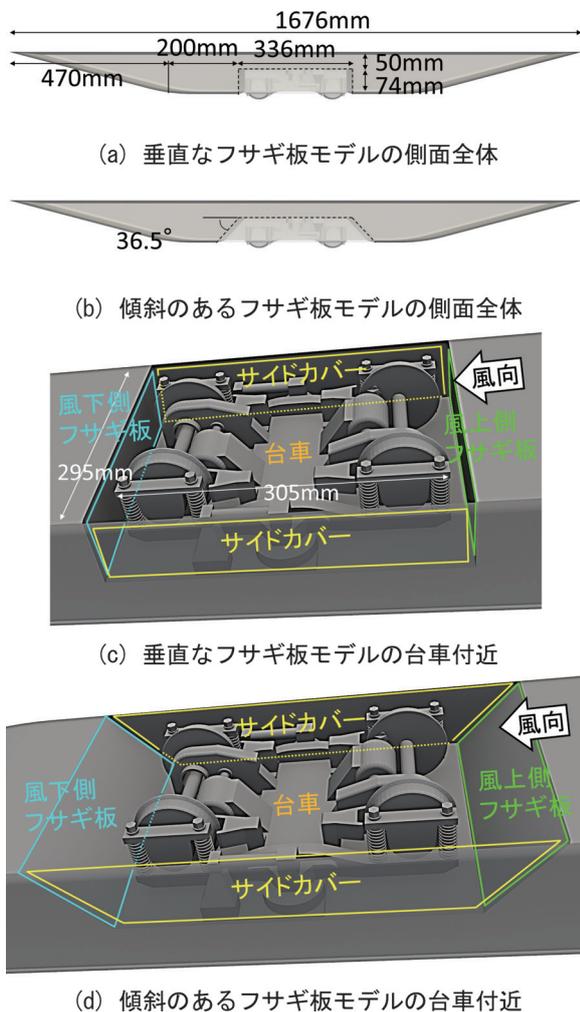
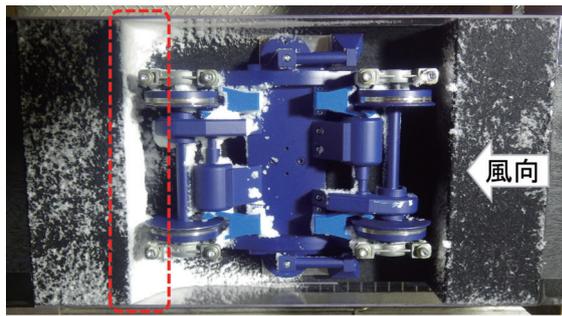


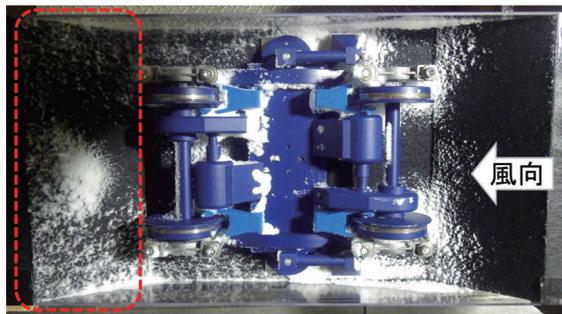
図13 鉄道車両モデル



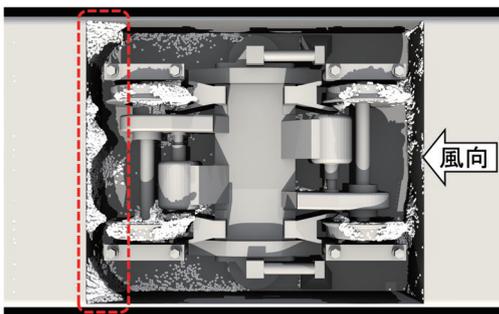
図14 鉄道車両モデルの着雪解析（側面全体）



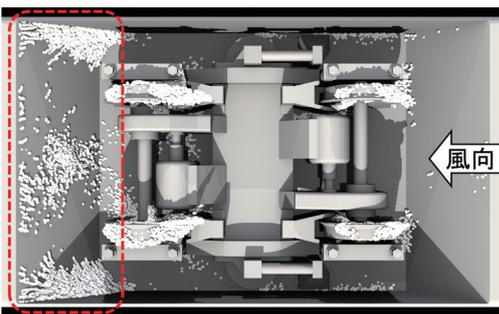
(a-1) 垂直なフサギ板モデルの着雪実験



(a-2) 傾斜のあるフサギ板モデルの着雪実験



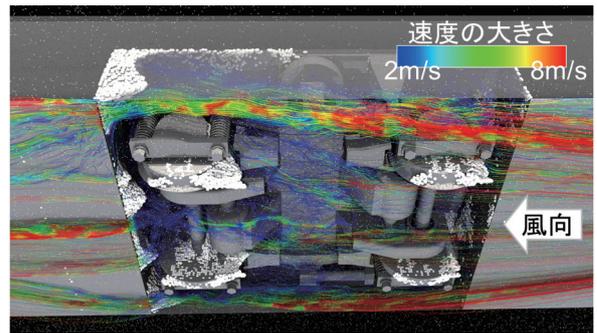
(b-1) 垂直なフサギ板モデルの着雪解析



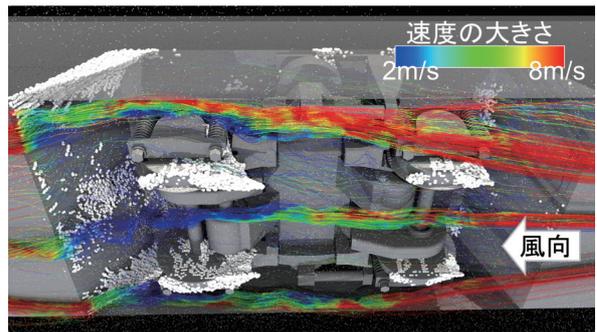
(b-2) 傾斜のあるフサギ板モデルの着雪解析

図 15 鉄道車両模型の着雪実験と鉄道車両モデルの着雪解析（真下から見た場合）

乗ることによって着雪質量が求められるため、両者の値は比較可能である。着雪実験は10分後の測定結果であり、着雪質量は、垂直なフサギ板モデルでは22.4gであり、傾斜のあるフサギ板モデルでは11.1gであった。着雪解析では、300万ステップの着雪体積は、垂直なフサギ板模型

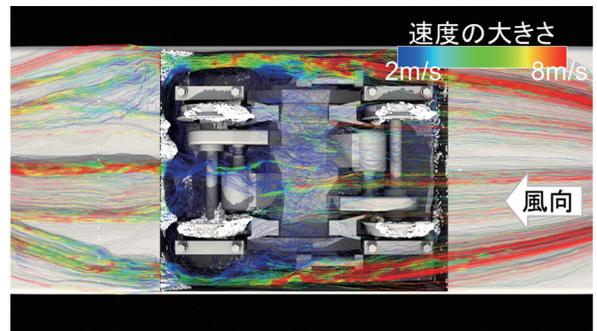


(a) 垂直なフサギ板モデル

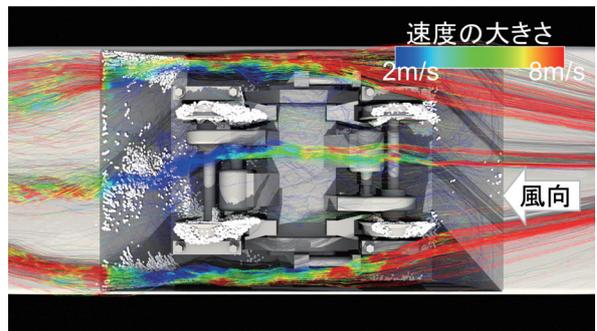


(b) 傾斜のあるフサギ板モデル

図 16 鉄道車両モデルの着雪解析（仰視図）



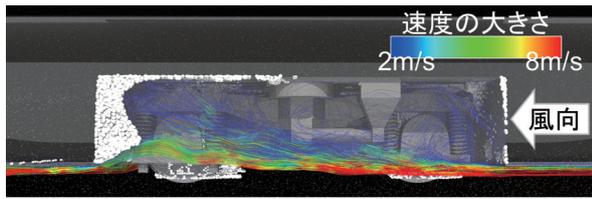
(a) 垂直なフサギ板モデル



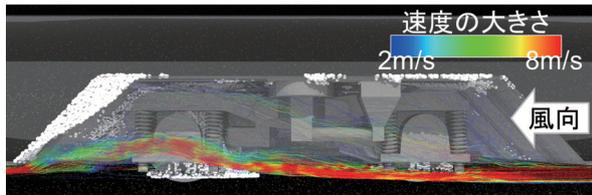
(b) 傾斜のあるフサギ板モデル

図 17 鉄道車両モデルの着雪解析（真下から見た図）

では117.4cm<sup>3</sup>であり、傾斜のあるフサギ板模型では65.0cm<sup>3</sup>であった。着雪解析300万ステップ後の結果が、着雪実験10分後の結果に近い状態になっているとみな



(a) 垂直なフサギ板モデル



(b) 傾斜のあるフサギ板モデル

図 18 鉄道車両モデルの着雪解析（真横から見た図）

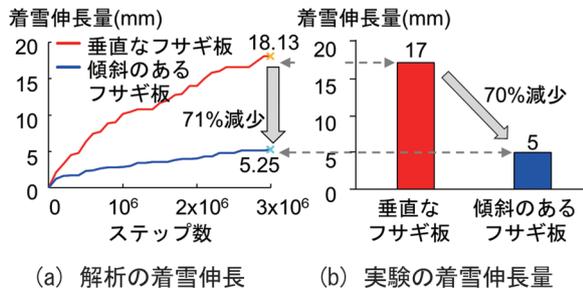


図 19 フサギ板に着雪した解析と実験の着雪伸長量

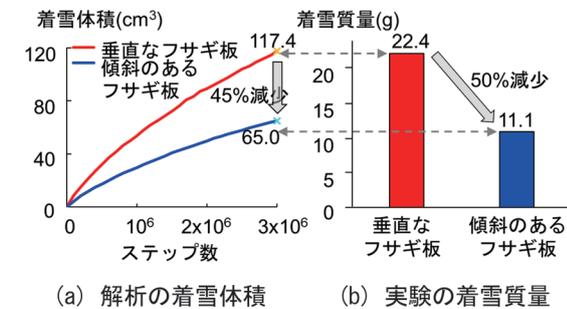


図 20 フサギ板に着雪した解析と実験の着雪量

すと、着雪実験の着雪抑制効果は着雪量 50% 減少、着雪解析の着雪抑制効果は着雪量 45% 減少であり、よく一致している。これは、着雪実験で行ったフサギ板の形状変更による着雪量の変化を、着雪解析においても再現できていることを示している。図 19 では、最も着雪している箇所の着雪量の変化を、図 20 では、全体的な着

雪量の変化を示している。以上のことから、鉄道車両モデルの着雪解析は、着雪実験をよく再現していると確認できた。

## 6. まとめ

本研究では、着雪しにくい鉄道車両形状の開発を目指して、着雪の成長を再現できる着雪解析手法を開発している。開発を進めている着雪解析手法は、気流計算と軌道計算と着雪計算を組み合わせたものであり、着雪形状と着雪の体積の時間変化を計算することが可能となった。

降雪風洞を用いた 2 種類の着雪実験結果と比較することで、着雪解析手法の妥当性確認を行った。まず、立方体模型への着雪実験について、着雪解析は着雪実験の着雪の射影面積を 6% 程度の相対誤差で再現していることが確認できた。次に、複雑な流れ場となる鉄道車両モデルについて、フサギ板の違いからくる着雪抑制効果を着雪実験と比較した。その結果は、着雪実験で行ったフサギ板の形状変更による着雪伸長量の変化を、着雪解析においても再現できていることを示した。さらに、着雪実験において、垂直なフサギ板モデルよりも傾斜のあるフサギ板モデルの方が着雪伸長量と着雪量が減少する原因を、着雪解析により考察することができるようになった。

なお、本研究の結果の一部は、理化学研究所のスーパーコンピュータ「京」と名古屋大学のスーパーコンピュータ「FX100」を利用して得られたものである（課題番号：hp170067, hp180014）。

## 文献

- 1) 宍戸真也, 中出孝次, 井門敦志, 飯倉茂弘, 鎌田慈, 遠藤徹, 根本征樹, 小杉健二, 佐藤威: 鉄道車両台車部の着氷雪低減デフレクターの開発, 鉄道総研報告, Vol.23, No.3, pp.29-34, 2009
- 2) 鎌田慈, 室谷浩平, 中出孝次, 高橋大介, 佐藤研吾, 根本征: 鉄道車両に用いる着雪シミュレータの開発 (その 1) -実験による着雪発達条件の検討-, 雪氷, 83 巻, 1 号, pp.79-96, 2021 (DOI: 10.5331/seppyo.83.1\_79)
- 3) 室谷浩平, 中出孝次, 鎌田慈: 鉄道車両に用いる着雪シミュレータの開発 (その 2) -実験から導き出した着雪発達条件を用いた着雪解析手法の検討-, 雪氷, 83 巻, 5 号, pp.465-487, 2021 (DOI: 10.5331/seppyo.83.5\_465)

# バラスト軌道のマイクロメカニクスに着目した解析手法の改良

河野 昭子\*

## Improvement of Numerical Method Focusing on Micro Mechanics of Ballasted Track

Akiko KONO

Numerical simulation by DEM have been adopted as analysis methods for focusing on micromechanics of ballasted tracks. However, DEM simulation has issues of low quantitative accuracy because DEM models are subjected to be simplified to reduce a computational load. Therefore, DEM code was parallelized by using Open MP to decrease computing time that contribute to improve quantitative accuracy by using more precise models. Then the author validates simulation results by comparing with measured data from real railway lines.

キーワード：バラスト軌道，道床沈下，離散体モデル，個別要素法，V&V

### 1. はじめに

材料の微視構造に着目するマイクロメカニクスは、金属材料の研究分野<sup>1)</sup>が始まりと言われているが、その後、土や砂で構成される地盤材料の研究にも適用されてきた<sup>2)</sup>。これは、巨視的には一つの弾塑性体である連続体を、粒子と間隙から構成される粒子集合体として扱うもので、実験分野では例えばPIV<sup>3)</sup>などの可視化手法が、解析分野では例えばDEM<sup>4)</sup>などの離散体モデル化手法が用いられてきた。その後、微視的観察により得られた情報から構成則を導きマクロな連続体モデルに取り入れる「ミクロからマクロへ」の観点での研究も進められてきた<sup>5)</sup>。

他方、バラスト軌道の道床バラスト層の変形挙動や劣化現象の観察や予測においても、微視構造つまりバラスト碎石の個々の物性や挙動に着目した測定手法、解析手法が開発され、用いられてきた。例えばレール継目部の道床沈下急進箇所において、衝撃荷重下の道床振動と道床沈下の関連性を検証するために、バラスト碎石サイズの加速度計を用いて、列車通過時の道床振動加速度の測定が行われている<sup>6)</sup>。

また解析分野ではバラスト軌道の離散体モデルが開発され、カント区間の道床流動や道床交換後の初期沈下を抑制する工法を検討する上で、DEMシミュレーションが行われている<sup>7) 8)</sup>。ただし、DEMシミュレーションにおいては、連続体モデルの解析と比較して計算負荷が著しく高いというデメリットがあった。また計算負荷低減のために解析モデルの粒子形状の精度を下げることで、道床バラスト層のマクロな残留変位である道床沈下の値が、実現象と比較して著しく増大する事例があった<sup>9)</sup>。

そこで本研究では、DEMプログラムの接触判定のプ

ロセスを改良し、並列化による計算速度の向上を図ると同時に、高速化の効果がトレードオフとまらない範囲で解析モデルを精緻化した。その上で、道床交換後の初期沈下を再現し、実測結果との比較により、精度を確認した。

なおDEMシミュレーションにおいては、筑波大学で開発された“DEM-CS”<sup>10)</sup>を筑波大学と鉄道総研との共同研究で改良した“DEMCS-track”<sup>11)</sup>を用いてきたが、従来はシングルコアで実施していた。よって“DEMCS-track”を並列計算が可能となるように改良することとした。

### 2. 解析手法の改良

#### 2.1 並列化による計算速度の向上

個別要素法の計算速度を向上する方法としては、主に①接触判定の領域設定を効率化する、②接触判定と接触力の計算プロセスを並列化する方法が検証されている。

②については、OpenMPを用いた事例が多く見られ、検証のために‘スピードアップ’(逐次計算に要する計算時間を並列計算に要する計算時間で除した値)が示されている。例えば和田らの研究では<sup>12)</sup>、OpenMPによる並列計算のスピードアップについて、プログラムの構造や粒子径、計算機の条件による影響を検証している。そして、粒子径を格子の一辺の1/200とした場合、スレッド数16におけるスピードアップが11から14程度となることを示している。また同時に、粒子径を1/400とした場合は、同じくスレッド数16においてスピードアップが9程度まで下がることを示している。

大塚らの研究でも、OpenMPによる高速化を試みているが、スピードアップはスレッド数8における3.08が最大となり、それ以上のスレッド数では若干低下する傾向が示されている<sup>13)</sup>。

本研究で用いる“DEMCS-track”は、接触判定の効率

\* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

化は行われているが<sup>14)</sup>、シングルコアで計算を行っているため、上述の研究を参考とし、OpenMPによる並列化を試みた。また、スピードアップの程度として、最大10程度を目標とした。

### 2.1.1 負荷チェック

効率的なスピードアップを図るために、まず、シミュレーション過程における計算時間を測定し、計算負荷の割合を把握した。

バラスト要素約20000個、構成球要素約220000個を用いて実物大軌道の断面を再現した大規模モデル(図1(a)参照)を用いてシミュレーションを行った際の各実行過程における負荷割合を表1に示す。なお表中の「結果出力」とは、粒子位置や接触点の情報出力のことである。これらの情報は膨大となるため、出力ファイルのサイズを抑えるために指定したステップ数毎(概ね10000ステップ毎)に出力する設定としている。そこで、負荷割合の測定においても、結果出力が発生するステップと発生しないステップに分類した。

なお、負荷チェックに用いた解析モデルのDEMパラ

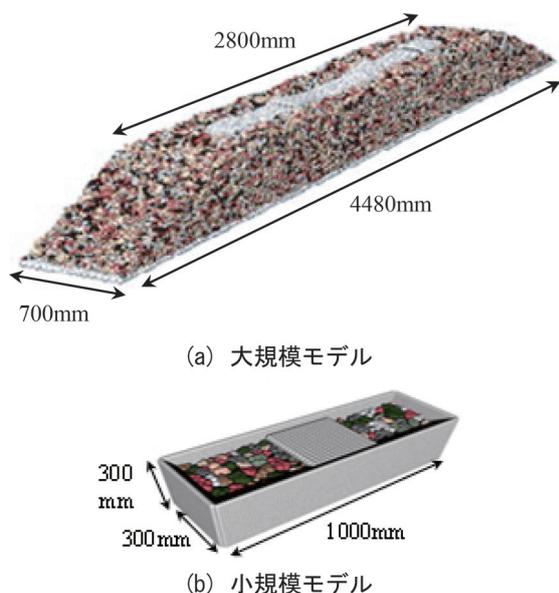


図1 負荷チェックに用いた解析モデル

表1 各実行過程の負荷割合

実行内容		負荷割合 [%]	
		結果出力アリ	結果出力ナシ
構成球同士の接触判定、接触力算出	変数の初期化	5.16	15.48
	所属Boxの登録 接触判定 接触力計算	27.87	83.57
球集合体要素への作用力の加算 並進・回転の算出		0.12	0.95
結果の出力(指定したステップ毎)		66.85	0.00

メータを表2に示す。

表1より、結果出力アリでは、負荷割合は「結果の出力(出力ファイルへの書き込み)」が全体の66.85%を占めるのに対して、結果出力ナシでは、負荷割合は「接触判定、接触力計算」が全体の83.57%を占めている。これより、大規模モデルにおけるシミュレーションでは、計算結果の出力ファイルへの書き出しにも時間を費やすことが明らかであるが、この点についてはbinary形式にすることで時間の短縮が期待できる。また、結果の出力は、通常10000stepに1回程度に設定しているため、計算速度を向上する上では「接触判定、接触力算出」のループを並列化するのが、最も効率的であると判断した。

### 2.1.2 並列数と計算時間の関係

接触判定と接触力計算のループをOpenMPにより並列化した後、前節で示した「大規模モデル」と合わせて、バラスト要素数が1/10程度の「小規模モデル」(図1(b))において同一シミュレーションを1000step実施し、スレッド数毎の計算時間を測定した。その結果を図2に示す。図中、左軸は大規模モデル、右軸は小規模モデルの値を示す。また、各スレッド数における「スピードアップ」を表3に示す。

ところで並列化においては、通信等によって生じるオーバーヘッドがスレッド数に伴い増加するため、図2においても、計算時間の減少傾向がスレッド数の増加に伴い緩やかになる。ただし、少なくともスレッド数32までは計算時間が減少し、増加に転じる傾向は見られない。

また表3より、大規模モデルの場合、スレッド数1

表2 解析パラメータ

		バラスト要素	まくらぎ要素
粒子間接触ばねのばね係数(N/m)	$K_n$	$9.09 \times 10^6$	
	$K_s$	$2.27 \times 10^6$	
粒子間ダンパの減衰係数(N·s/m)	$C_n$	608	
	$C_s$	304	
スライダの摩擦係数(度)	$\mu$	36	20
時間増分(s)		$5.0 \times 10^{-6}$	

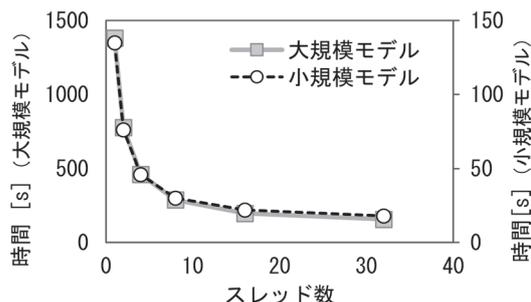


図2 並列処理後のスレッド数と計算時間

表3 並列処理後のスレッド数と計算時間

スレッド数	計算時間 [s]		スピードアップ	
	大規模モデル	小規模モデル	大規模モデル	小規模モデル
1	1382	135	1.00	1.00
2	777	76	1.78	1.78
4	461	46	3.00	2.93
8	288	30	4.80	4.50
16	197	22	7.02	6.14
32	157	18	8.80	7.50

では1382秒かかる計算が、32並列の場合は157秒となり、この時のスピードアップは8.8となる。また小規模モデルの場合でも、スレッド数1では135秒かかる計算が、32並列では18秒となり、この時のスピードアップは7.5となっている。

なお、従来のワークステーションを用いたシングルコアにおける計算時間と、上述の大型計算機を用いたシングルコアにおける計算時間を比較すると、大型計算機の方が約1割計算時間が短かった。並列化による効果とは別に、この計算機の性能による効果も考慮した場合、同条件の計算に費やす時間が、従来に比較して全体で約十分の一となった。

## 2.2 解析モデルの精緻化

### 2.2.1 バラスト粒子のイメージベースモデリング

離散体モデルにおいては砂や岩石のような不規則形状をモデル化する際に、多面体を用いる場合<sup>15)</sup>と球集合体を用いる場合<sup>16)</sup>があるが、多面体による接触判定では判定法によっては異常貫入が発生する事例もあるため<sup>17)</sup>，“DEMCS”では球集合体モデルを採用している。モデル化においては、実際のバラスト碎石の3次元形状をレーザースキャナで測定し、3次元座標データを用いて、動的最適化法<sup>18)</sup>によって球を配置させる。また道床バラスト層のモデル化において重要なのが粒度分布であるが、実現場に導入される新品バラストについては、図3に示す粒度分布範囲が定められている。そこでバラスト碎石の形状測定は、図に示すふるい目毎に行い、各バラスト要素モデルを作成した上で、図3の粒度分布範囲内に収まるように配合した。

ところでバラスト碎石のような角張った形状をモデル化する場合、図4に示すように、構成球の半径が小さいほど、実形状とくに稜角の角張りを精緻に再現できるが、構成球を小さくすると球の個数は増えるため、計算効率の面ではデメリットとなる。特に、本研究の対象としている実軌道の断面寸法（図5参照）を条件とした場合、まくらぎ一本分のみの範囲をモデル化しても、バラスト

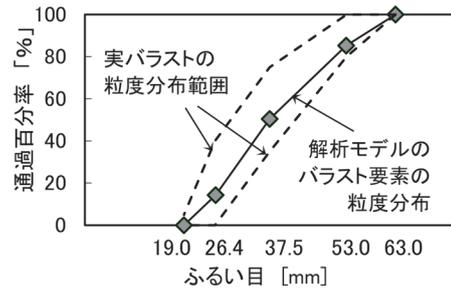


図3 新品バラストの粒度分布範囲

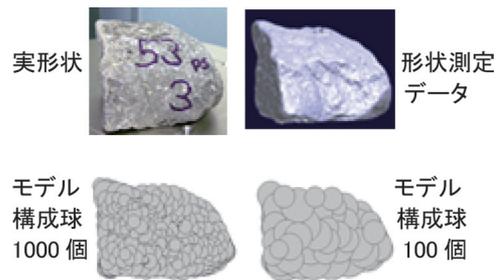


図4 球集合体によるバラスト碎石のモデル化例

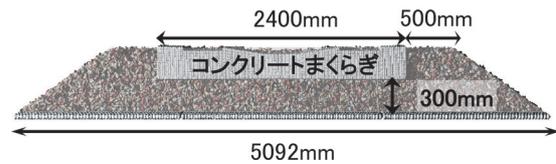


図5 バラスト軌道モデルの断面サイズ

要素（粒径20～60mm）の個数は30000個前後となるため、一要素を構成する球の個数は極力減らすことが望ましい。

### 2.2.2 角張度の定量的評価

バラスト碎石の品質を評価する上では「稜角に富むこと」（粒子が円磨化していないこと）が望ましいとされているが、従来「角張」の評価は目視によるものであり、定量的な数値基準は示されていない。粒子形状の「角張度= Angularity」については、定量的評価法も提案されているが<sup>19)</sup>、実軌道レベルでバラスト碎石の形状データを取得し分析を行うことは、作業効率の面で非現実的ともいえる。

そこで本研究では、Lees<sup>20)</sup>の「視覚印象による角張度」により実バラストとモデルの角張度（以下、Angularity）を評価した。これは評価する形状をLeesが提案したチャートと目視により比較し、同程度の角張形状の数値をAngularityとするものである。ただし目視のため評価者によって誤差もあるため、本研究では2名で評価した値の平均値を用いた。

3次元形状を測定した20個のバラスト碎石とその球集合体モデルについてAngularityを求めた結果を表4に示す。表より解析モデルのAngularityは全体的に実形状

より低く、両者の差の値は50~200となり、20粒子のうち3粒子において200、4粒子において150となる。

ここで、実バラストの形状とモデル化したバラスト要素の形状の例を図6に示す。それぞれのAngularityは、図6(a)に示す要素の実形状では500、モデルでは450となり、図6(b)に示す要素の実形状は650、同モデルでは450となっている。つまり、構成球の数を一定としてモデル化した場合、実形状のAngularityが大きいほど、モデル化によるAngularityの低下が大きくなることが示された。

冒頭で述べた通り、従来のバラスト軌道の離散体モデルにおいて繰返し载荷下における道床沈下量を求めると、シミュレーション結果が実現象に比較して数倍レベルになっていた。この要因としては、初期のバラスト要素の締固め度が不十分であったことも考えられるが、それと同時に、バラスト要素の稜角の再現が不十分で、実バラストにおける「円磨化したバラスト碎石」に近い形状であったことも影響しているといえる。

表4 実形状とモデルのAngularity

実形状 Angularity	モデル Angularity	Angularity の値の差	試料数
500	400	100	1
500	450	50	2
550	450	100	5
550	500	50	1
600	450	150	4
600	500	100	4
650	450	200	3

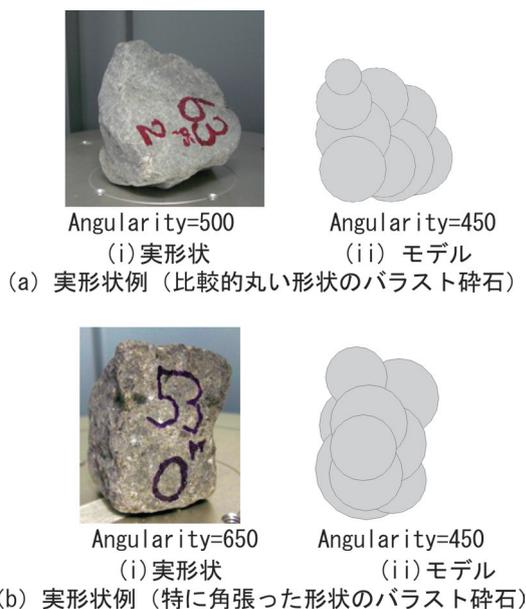


図6 Angularityの例

### 2.2.3 Asperity 要素<sup>21)</sup>の導入

McDowellら<sup>21)</sup>は、球集合体でモデル化したバラスト要素を用いたDEMシミュレーションを行っているが、バラスト要素の角張度が、粒子集合体のせん断強度等に影響を与えるとして「Asperity 要素」の導入を提案している。これは、球を組み合わせた四面体形状の要素に、半径の小さい球を付加する方法である。これにより、Asperityを導入した粒子集合体においては、粒子集合体のせん断強度等が向上する結果を示している。

そこで本研究においても、構成球の数を極力抑えた上でAngularityの値を実形状に近づけるために、表4に示した実形状とモデルのAngularityの差の値が150以上となるバラスト7粒子のモデル化においては、Asperity要素を導入することとした。その例として、図7に4個のAsperity要素を付加した結果を示す。この形状について同様の手法でAngularityを評価した結果、構成球10個ではAngularityが450だったのに対して、構成球14個では600に向上した。同様に他の6粒子についても、3粒子は450から550に、3粒子は450から600に向上した。

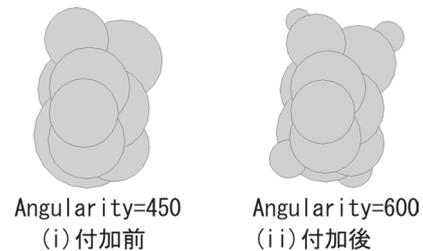


図7 Asperity要素を付加したモデルの例

## 3. 精度の検証

### 3.1 解析モデルにおける締固め度の調整

改良後のシミュレーションの精度を検証する上では、実軌道における実測データが必要不可欠であるが、ここでは、道床更新翌日の列車走行時の初期沈下の実測データを用いて検証を行うこととする。

まず上記データと比較する上では、道床更新直後の道床の状態を解析モデルで模擬する必要があるが、須長ら<sup>22)</sup>は、実物大試験軌道の締固め過程の道床の密度を測定し、その変化を図8の通りに示している。同図より道床の密度は締固めの初期では1.40g/cm<sup>3</sup>程度であるが、緩詰めから密詰めへと締固めが進むと密度も向上し、最終的に1.67g/cm<sup>3</sup>程度となる。

これに対して現場における道床更新時には密度の測定は困難であることから、本研究では締固め度が低いことも想定し、図5に示した断面形状の道床に充填するバラスト要素の個数を調整し、見かけの密度が1.67g/cm<sup>3</sup>（バ

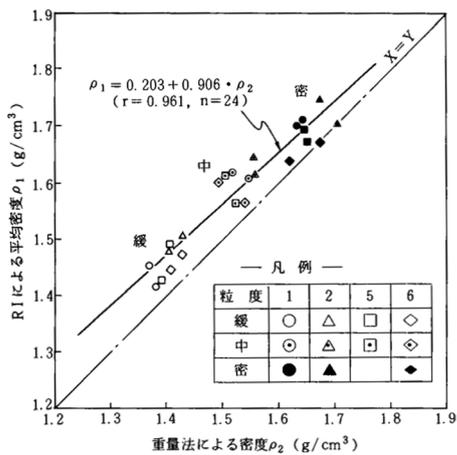


図8 道床の締め固め過程の密度変化<sup>22)</sup>

ラスト要素 30440 個), 1.60g/cm<sup>3</sup> (バラスト要素 29500 個), 1.57g/cm<sup>3</sup> (バラスト要素 29140 個) 1.50g/cm<sup>3</sup> (バラスト要素 28410 個) となる 4 通りの解析モデルを構築した。以下, 密度の高いモデルから「モデル A」「モデル B」「モデル C」「モデル D」と記す。

まくらぎ要素も球集合体要素であるが, 形状および要素の質量は標準軌用の「3H 型」コンクリートまくらぎの寸法および質量 (JIS E 1201) を再現した。

各モデルのまくらぎ下部分の道床層を幅 300mm×高さ 125mm のメッシュに分割し, 各メッシュの見かけの密度を分布図で示した結果を図 9 に示す。図より, 各モデルにおいてメッシュ毎のばらつきはあるものの, 全体平均としては上記で示した密度に調整されている。

### 3.2 軌道支持剛性の実測結果との比較

前述の通り実現場においては, 道床の密度を精度よく測定するのは困難であり, 通常, 図 10 に示す小型 FWD 試験<sup>23)</sup> により軌道支持剛性を測定している。この手法は, 小型の重錘をまくらぎ上に落下させ, 重錘とまくらぎ間の作用荷重とまくらぎの鉛直方向の変位を測定する方法である。

そこで, 先述の 4 通りの解析モデルについて, 当該試験と同様に重錘要素をまくらぎ要素に落下させるシミュレーション (図 11) を行い, 解析モデルの軌道支持剛性を求めた。解析パラメータは表 2 に示した通りである。

上述の方法により得られた各モデルの軌道支持剛性の値を図 12 に示す。ここで図の横軸は, 各モデルの見かけの密度とした。また図中の点線は, 実際の道床交換箇所の実測値の範囲 (37~38kN) を示す。同図より, 解析モデルの密度と軌道支持剛性は, ほぼ線形の関係を示している。また, 実測結果との比較においては, モデル B の軌道支持剛性が実測結果と最も近い。このモデル B の密度は, 先述の通り, 従来用いられている「十分に締め固めた道床」の密度 1.67g/cm<sup>3</sup> より小さい値であるが,

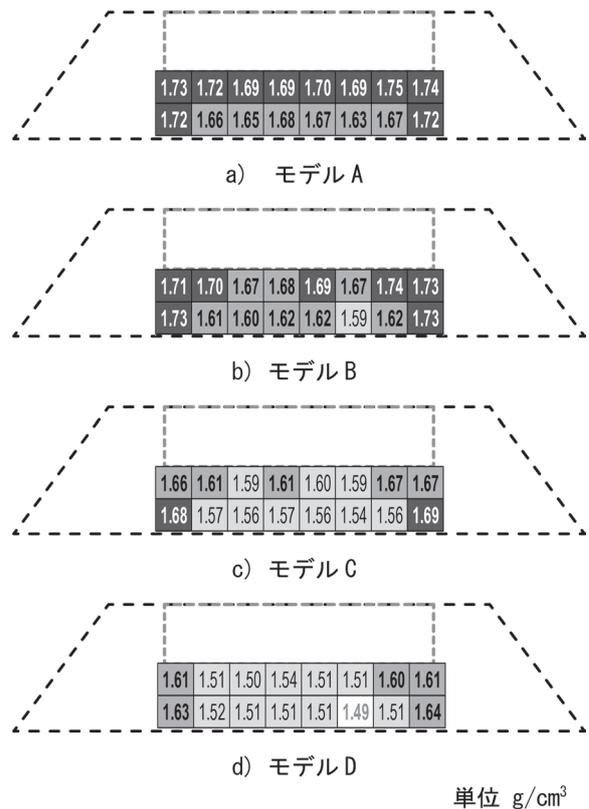


図9 解析モデルの密度分布



図10 小型 FWD を用いた軌道支持剛性測定<sup>23)</sup>

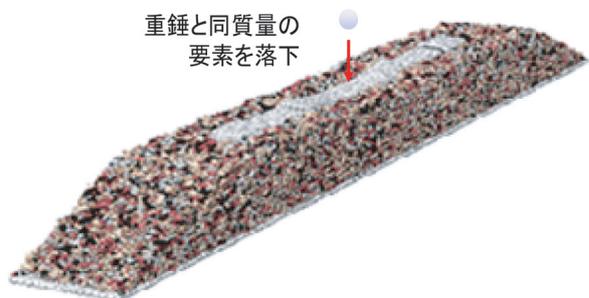


図11 小型 FWD の再現シミュレーション

実測現場が道床交換直後であったことから, 条件として合致する。

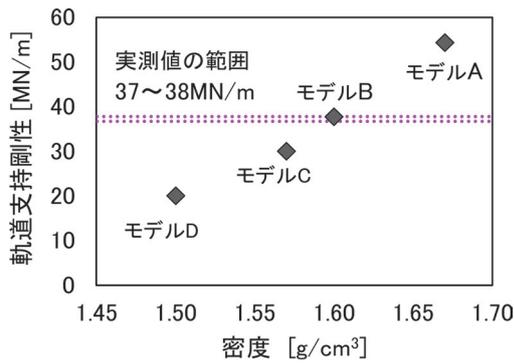


図 12 解析モデルの軌道支持剛性

### 3.3 道床交換直後の初期沈下の比較

前節で道床交換後の軌道支持剛性が最も近かった「モデル B」を用いて、道床交換翌日の列車約 70 編成通過過程の道床沈下を再現する。解析パラメータは表 2 に示した通りである。また解析モデルの境界面は、軌道横断面側と側面側ともに物理境界としたが、側面側は図 11 に示す通り、バラスト要素とは接触していない。

まくらぎ要素に入力する列車通過荷重波形を図 13 に示す。図は車両の一台車（前軸と後軸）通過時にまくらぎ一本がレール底面から受ける荷重波形であるが、本解析では一編成 20 台車とし、70 編成分つまり合計 1400 回、図に示す荷重波形を、まくらぎ要素の中心に鉛直方向の外力として入力した。なお計算時間は、図 13 の一台車波形に約 2 時間を要するため、1400 回の計算終了までには約 117 日（4ヶ月弱）を要した。

図 14 に、まくらぎ要素の鉛直方向変位の時系列波形の一部を示す。図より、まくらぎ要素の変位は台車通過による増減を繰り返しながら、残留変位も累積していく。ここでは一編成の沈下進みとして、20 台車毎の除荷時の変位の差分を算出した。一方、比較する実測値については、合計 26 箇所測定された道床交換翌日の沈下進みのデータより平均値と標準偏差  $\sigma$  を求めた。これらより、平均値と平均値  $\pm \sigma$  を「モデル B」のシミュレーション結果と合せてプロットした結果を図 15 に示す。

まず沈下進みの実測値は、1 編成目で平均 0.37mm、標準偏差 0.20mm であるが、2 編成目では平均 0.14mm、

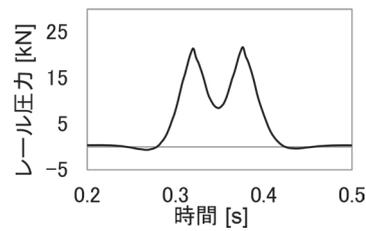


図 13 入力荷重波形（一台車通過過程）

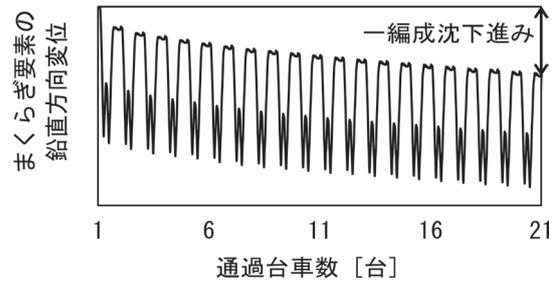


図 14 シミュレーションにおけるまくらぎ要素の変位

標準偏差 0.12mm と急激に減少し、その後も徐々に収束し、10 編成目以降は 0.053mm から -0.026mm の間で変動する。これは、道床交換後は、締固め作業を行うものの間隙の割合が大きいいため沈下進みの平均値が大きく、更に粒子配列のバラツキも大きいいため沈下進みの標準偏差も大きくなることを表している。そして、その後の列車通過により間隙は圧縮され、列車通過荷重に対する粒子構造も形成されるため、沈下進みの平均値および標準偏差の両者が減少し、収束する。

これに対して、図中黒色菱形印で示す「モデル B」を用いたシミュレーション結果における沈下進みは、1 編成目で 0.57mm、2 編成目で 0.14mm となり、1 編成目が実測値平均値より大きい値を示すものの、実測値の平均値 +  $\sigma$  の値の範囲内に含まれる。また 10 編成目以降は 0.048mm から -0.002mm の間で変動するが、ここでも実測値の平均値  $\pm \sigma$  の範囲内に収まっている。

以上より「モデル B」のシミュレーション結果は、道床交換後の現場の軌道支持剛性と、作業翌日の列車通過過程の沈下進みの両者において実測結果の範囲内となったことから、十分な精度を有することが確認できた。

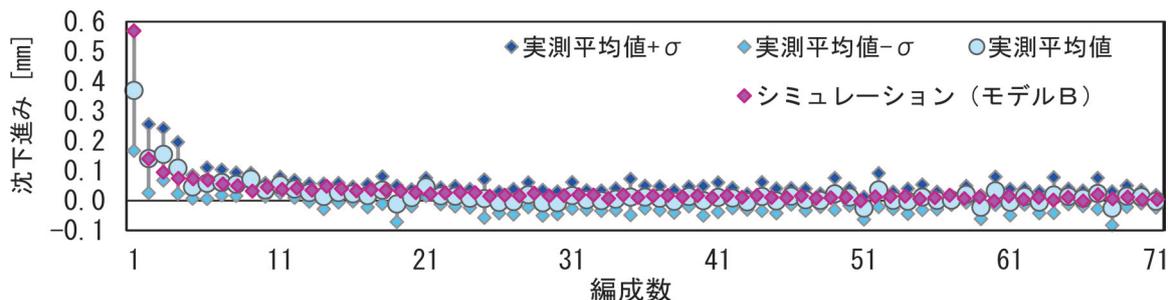


図 15 シミュレーション結果と実測値の比較<sup>14)</sup>

#### 4. おわりに

バラスト軌道のマイクロメカニクスに着目した解析手法として、離散体モデルを用いたDEMシミュレーション手法を改良した。得られた知見は以下の通りである。

- ・3次元個別要素法プログラムのOpenMPによる並列化により、32並列におけるスピードアップが8.8となった。
- ・計算速度の向上によりバラスト要素モデルの精緻化を図った結果、バラスト要素の角張度（Leesの視覚印象法による）が450から600に向上した。
- ・道床更換翌日の列車70編成通過過程を想定した初期沈下シミュレーションを行い、実測データと比較した結果、解析における沈下進みが実測データの平均値 $\pm\sigma$ （標準偏差）の範囲内に留まり、十分な精度を有することが確認できた。

#### 文献

- 1) 大南正瑛（編）：マイクロメカニクス入門，オーム社，1980
- 2) 例えば 佐武正雄：土の構造とメカニクス - ミクロからマクロへ - 3. 土のマイクロメカニクス入門，土と基礎（社団法人地盤工学会），Vol.50, No.7, pp.49-54, 2002
- 3) D.J. White, W.A. Take, M.D. Bolton : Soil deformation measurement using particle image velocimetry (PIV) and photogrammetry, *Geotechnique*, Vol.53, No.7, pp.619-631, 2003.
- 4) C. O'Sullivan, L. Cui, S.C. O'Neill : Discrete Element Analysis of the response of granular materials during cyclic loading, *Soils and Foundations*, Vol.48, No.4, pp.511-530, 2008.
- 5) Soga, K., C. O'Sullivan, Modelling of geomaterials behavior : *Soils and Foundations*, Vol.50, No.6, pp.861-875, 2010.
- 6) Aikawa, A., et.al : Development of a measuring instrument for triaxial acceleration on a ballast particle, *Proc. Railway Engineering*, 2007.
- 7) Kono, A. : DEM simulation about the effect of the sleeper shape on the Ballast Migration, *Proc. 8 th Int'l. Conf. on DEM*, 2019.
- 8) 河野昭子 : OpenMPを用いた並列化による離散体シミュレーションの速度と精度の向上，第25回鉄道工学シンポジウム論文集，CD-ROM，2021
- 9) Kono, A. : Validation of numerical simulation using 3 d-discrete element ballasted track model, *Computers in Railways XVI : Railway Engineering Design and Operation*, WIT Press, Southampton UK, pp.169-177, 2018.
- 10) Matsushima, T., Saomoto, T.: Discrete Element Modelling for Irregularly-Shaped Sand grains, *Proc. Numerical Methods in Geotechnical Engineering*, pp.239-246, 2002.
- 11) Kono, A., Ferrellec. J.F., Nhu. V.H., Saussine. G. : Ballasted tracks tamping analysis and optimization using DEM, *Proceedings of WCRR 2019*, 2019.
- 12) 和田 直樹ほか：粒子接触判定計算のOpenMPによる最適化，情報処理学会研究報告，Vol.2012-HPC-136, No.3, 2012
- 13) 大塚順：個別要素法による粉粒体シミュレーションへのOpenMP並列の適用，ハイパフォーマンスコンピューティングと計算科学シンポジウム，p.52, 2012
- 14) 河野昭子，松島亘志：DEMによる単粒度碎石層の残留変位予測における定量的精度の検証，土木学会論文集 A2（応用力学），Vol.77, No.2, 2022
- 15) Saussine. G. and Azema. E., Gautier. P.E., Peyroux. R., Radjai. F. : Numerical modeling of the tamping operation by Discrete element Approach, *Proc. WCRR 2008*, 2008.
- 16) Suhr. B., and Six. K. : Parametrization of a DEM model for rail-way ballast under different load cases, *Granular matter*, Vol.19, No.4, 64, 2017.
- 17) 河野昭子 ほか：多面体要素を用いたDEM三軸圧縮試験の試み，第43回地盤工学会研究発表会講演概要集，pp.823-824, 2008
- 18) Matsushima, T. and Saomoto, T. : Discrete Element Modelling for Irregularly-Shaped Sand grains, *Proc. Numerical Methods in Geotechnical Engineering*, pp.239-246, 2002.
- 19) Kono, A. and Sekine, E., Kohata, Y. : An Evaluation Method for the Shape of Ballast Grains Using their Digitalized Data, *Quarterly Report of RTRI*, Vol.42, No.1, pp.26-31, 2001.
- 20) Lees. G : A New Method for Determining the Angularity of Particles, *Sedimentology*, Vol.3, No.1, pp.2-21, 1964.
- 21) McDowell. GR et al. : Discrete element modelling of scaled railway ballast under triaxial conditions, *Granular Matter*, Vol.18, No.3, 66, 2016.
- 22) 須長誠，榎本秀明：ラジオアイソトープを用いた道床バラストの密度測定，鉄道総研報告，Vol.6, No.10, pp.47-54, 1992
- 23) 中村貴久，桃谷尚嗣，谷川光：保守後の軌道の支持状態を診る，RRR，Vol.76, No.2, pp.16-19, 2019



鉄道総研報告 監修スタッフ

■監修責任者

芦谷公稔

■編集責任者

谷村幸裕 上半文昭

■企画・監修

鈴木浩明	川崎邦弘	長倉 清	日比野有
伊積康彦	石毛 真	神田政幸	重枝秀紀
桃谷尚嗣	布川 修	新井英樹	福田光芳
上田 洋	上半文昭	斉藤実俊	水上直樹
富田 優	小島謙一		

鉄道総研報告 第36巻 第7号

2022年7月1日 発行

監修・発行所：公益財団法人 鉄道総合技術研究所

〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38

©2022 Railway Technical Research Institute

本誌に関するお問い合わせ先  
総務部広報 電話 042-573-7219

# RTRI REPORT

▶ Special Features: Recent Research on Railway-specific Dynamic Issues ◀

Vol. 36 No. 7

Jul. 2022

## PERSPECTIVE

- Recent Research on Railway-specific Dynamic Issues  
..... FUEHAN (1)

## PAPERS

- Analytical study on effect of Sliding Friction on Unstable Vibration of Pantograph  
..... Y.AMANO, S.KOBAYASHI (7)
- Improvement of Running Safety of Railway Vehicles with Yaw Damper during Earthquakes  
..... K.IIDA, M.KUZUTA, Y.NISHIYAMA, H.KANEMOTO, D.NAKAJIMA (17)
- Influence of Wheel Turning Trace on Wheel/Rail Tangential Contact Force Characteristics  
under Running in Rainy Conditions  
..... D.YAMAMOTO (27)
- A Study on the Countermeasure Method for Gauge Corner Cracking  
by Reducing the Contact Pressure Between Wheel and Rail  
..... M.TSUJIE, M.KONO, T.IDO, H.CHEN, Y.TERUMICHI (35)
- Structural Performance Evaluation of Existing Bridges by Acceleration Monitoring  
..... M.TOKUNAGA, M.IKEDA (41)
- Verification of Longitudinal Level Irregularity Suppression Effect at the Structural Boundary  
by Ballasted Ladder Track  
..... T.WATANABE, S.MINOURA, K.GOTO, K.MATSUOKA (51)
- Development of Simulator to Accurately Reproduce Snow Accretion Phenomenon  
for Railway Vehicles Traveling in Snowy Areas  
..... K.MUROTANI, K.NAKADE, Y.KAMATA (59)
- Improvement of Numerical Method Focusing on Micro Mechanics of Ballasted Track  
..... A.KONO (69)

