

分岐器高速通過時における軌道変位が分岐器部材の 損傷および車両運動に与える影響の評価に関する研 究

塩田，勝利

<https://hdl.handle.net/2324/7443442>

出版情報：Kyushu University, 2025, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：



分岐器高速通過時における軌道変位が分岐器部材の損傷
および車両運動に与える影響の評価に関する研究

塩田 勝利

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 既往の研究	3
1.3 本論文の構成	5
第2章 用語の定義	7
第3章 高速用分岐器における分岐器部材の現地測定試験.....	12
3.1 試験概要	12
3.2 測定条件	13
3.3 試験結果	17
第4章 分岐器走行シミュレーションモデル.....	21
4.1 概要	21
4.2 動的 FEM を用いた部材損傷評価モデル.....	21
4.2.1 基本 FEM モデル.....	21
4.2.2 モデル改良.....	25
4.3 マルチボディダイナミクス (MBD) を用いた車両運動評価モデル.....	33
4.3.1 基本 MBD モデル.....	33
4.3.2 モデル改良.....	35
第5章 軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響の評価	39
5.1 概要	39
5.2 評価項目および指標.....	39
5.3 解析条件	41
5.4 分岐器部材の損傷に与える影響の評価.....	42
5.4.1 軌道部材に関する評価.....	42
5.4.2 信号部材に関する評価.....	47
5.4.3 走行速度の影響に関する検討.....	50
5.4.4 軌道変位が複合的に発生する場合に関する検討.....	51
5.5 車両運動に与える影響の評価.....	54
5.5.1 現行の整備基準値における影響.....	54
5.5.2 軌道変位の限度に関する検討.....	55
5.5.3 走行速度の影響に関する検討.....	58
5.5.4 軌道変位が複合的に発生する場合に関する検討.....	59
5.5.5 通り変位の発生位置に関するケーススタディ.....	60
5.6 軌道変位の影響に関する評価結果のまとめ.....	62
5.7 高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値の検討.....	63

第6章	まとめ	66
6.1	結論	66
6.2	今後の展望	67
6.3	公開論文等	68

第1章 序論

1.1 研究の背景

鉄道を構成する軌道部材のうち、分岐器は車両の進行方向を切り替える鉄道固有の重要部材である。分岐器は、進行方向の切り替えを実現するため、軌道部材のうち、唯一可動機構を有しており、列車の安全な運行に直結するものである。そのため、一般的な駅間の線路（以下、「一般区間」という）に比べて精緻な管理が求められている。さらに、軌道と軌道が交差することから車輪のレール間の乗り移りやレールの転換機構に起因する片側のみのレール締結といった特徴的な構造を有しており、一般区間で用いられる軌道部材とは異なる管理が求められている。このような特殊な構造を有することから、分岐器は構成される部材点数や検査項目も多く、その管理に労力を要している。

分岐器に関する検査項目の中の一つに、分岐器軌道変位検査がある。この検査では、線路のゆがみを管理しており、一般区間でも実施されている高低変位、通り変位、水準変位、軌間変位を検査するほか、分岐器特有の検査項目であるバックゲージの検査などが行われている（図 1-1）。分岐器は上述の構造上の特徴から、車両通過時に衝撃的な荷重が生じやすく、これにより軌道変位が発生しやすくなる。その状態で繰り返し車両が走行すると、軌道変位がさらに増加し、衝撃荷重も増大するため、部材損傷や走行安全性の低下につながることから分岐器内の軌道変位管理は重要となっている。分岐器の軌道変位管理は、旧日本国有鉄道（以下、「旧国鉄」という）において 1950 年代から体系的に整備されてきたとされる[1-1]。管理の初期段階では、分岐器の重要性を鑑み、一般区間と分岐器区間で異なる管理値が用いられていたものの、その後、車両の走行速度や通過重量に応じた線路等級別の管理値などが導入され、現在では分岐器も一般区間と概ね同様の基準で保守が行われている。

このような状況の中、旧国鉄では運転時分の短縮に向け、在来線における分岐器直線側の車両通過速度の向上が検討されてきた。分岐器の車両通過速度は 1968 年に最高速度 100km/h に引き上げられたが、その後、さらなる速度向上のニーズが高まり、1981 年に 120km/h での走行試験が実施された[1-2]。この試験の結果、一部の分岐器内において、車輪・レール間で著大な横圧の発生が確認された。この著大な横圧が繰り返し発生すると、分岐器の部材損傷が生じ、走行安全性を低下させるおそれがあることから、著大横圧への対策が必要となった。

上述した 120km/h での走行試験において著大横圧が確認された分岐器では、その発生要因として、レール継目部における 2 つのレールの左右方向のずれ（以下、「目違い」という）が大きいこと、クロッシングの軌間が大きいことおよびバックゲージが小さいことが挙げられた（図 1-1）。具体的には、これらの状態が生じた箇所に高速走行車両の車輪が接触することで、著大な横圧が生じたとされている。さらに、当該箇所への車輪の接触力を増大させ

る要因の一つとして分岐器内の軌道変位も影響すると考えられ、在来線の方岐器の高速通過にあたっては、これらの箇所への各種対策が必要であるとの見解が示された[1-2].

これを受け、旧国鉄では、著大横圧の発生要因であるレール継目部の目違い、クロッシングの軌間、バックゲージの管理値を一般的な分岐器の管理値より厳しく整備するといった対策を行った。さらに、追加対策として軌道変位（高低変位、通り変位、水準変位）の管理値についても一般区間の整備目標値を準用し、整備するといったことが行われた。具体的には、表 1-1 に示す対策が行われ、特に、軌道変位管理に関しては、一般的な分岐器の約 6 割の値で管理するという厳しい基準が設定された。これらの対策を行った上で、再度走行試験を実施した結果、著大横圧が確認されなかったことから、分岐器基準線側を最高速度 120km/h で通過する高速用分岐器では、表 1-1 に示す内容に従って管理することが決められた。

これらの値は、旧国鉄から JR への移行後も一部の JR において高速用分岐器の整備基準値として用いられている[1-3]。しかしながら、その後の各種検討において、表 1-1 に示した構造上の個別対策（目違い管理、クロッシング軌間管理、バックゲージ管理など）の実施により、分岐器の構造上、軌道変位の影響を受けにくく高速走行に対応していることが確認された[1-4]。この点を踏まえると、追加対策として設定された軌道変位（高低変位、通り変位、水準変位）の整備基準値は必要以上に厳しい可能性がある。上述したように分岐器における

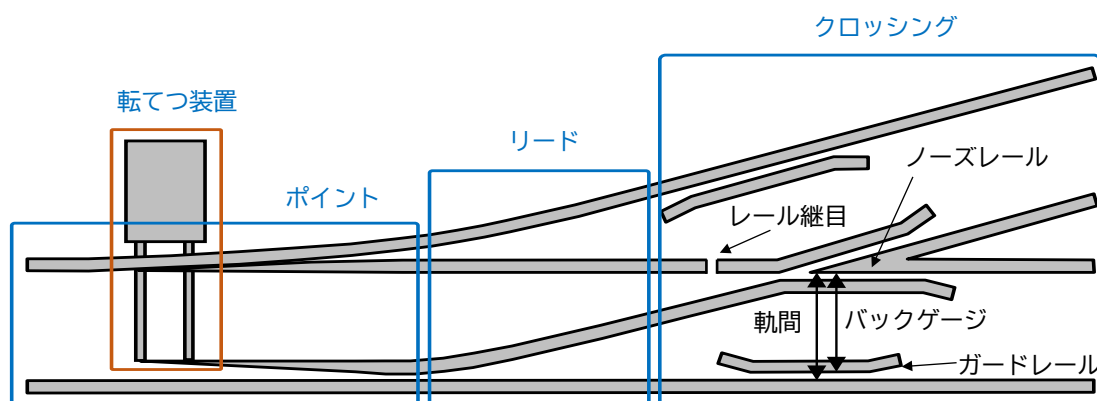


図 1-1 分岐器の構造および著大横圧の発生箇所

表 1-1 高速用分岐器および一般分岐器の管理項目の比較

管理項目		高速用分岐器	一般分岐器*
個別対策	継目部目違い	1	2
	クロッシング軌間変位	+3, -3	+5, -3
	バックゲージ	1023~1030	1022~1030
	クロッシング軌間変位	+3, -3	+5, -3
	ガードフランジウエー幅	56	なし
軌道変位対策	高低変位	13 (7)	23 (15)
	通り変位	13 (7)	23 (15)
	水準変位	11 (7)	23 (平面性管理) (18)

*最も管理レベルの高い管理値
括弧内は静的値

単位：mm

軌道変位管理は重要であることに変わりはないものの、必要以上に厳しい整備基準値は、保守作業の増加とメンテナンスコストの上昇につながる。とりわけ高速用分岐器では、現行の厳格な整備基準値により、一般分岐器に比べ、軌道変位の基準値超過が相対的に多く発生しており、現場の保守管理の大きな負担となっている。

以上の状況を踏まえ、高速用分岐器における軌道保守の最適化に向け、力学的根拠に基づいた軌道変位の整備基準値の再検討が望まれている。そのためには、分岐器高速通過時における軌道変位が分岐器部材の損傷や車両運動に与える影響を定量的に評価する必要がある。分岐器は軌道を分岐させる構造上、レール乗り移り部やレール継目など、車両通過による衝撃的な荷重を受けやすい場所を多数有する。これらの箇所に軌道変位が存在する場合、衝撃荷重がさらに増大し、分岐器部材の損傷や走行安全性に低下につながることも懸念される。一般的に、軌道変位が分岐器部材の損傷や車両運動に与える影響を評価する方法としては、実車走行試験や数値解析による検討などが考えられるが、実車走行試験は安全性や計画の制約から検討条件が限られやすく、広範囲なパラメータスタディには適さない。このため、数値解析による体系的評価が有効であると考えられる。

そこで本研究では、在来線の高速用分岐器を対象とした分岐器走行シミュレーションモデルを構築し、これを用いて軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響について定量的な評価を行う。さらに評価結果を踏まえ、力学的根拠に基づく新たな軌道変位整備基準値を提案することを研究の目的とする。具体的には、(i) 高速用分岐器における軌道変位が部材損傷に及ぼす影響の実態把握およびシミュレーションモデル構築の基礎データ取得を目的とした現地測定試験を実施する。その後、(ii) 得られた試験データに基づき分岐器走行シミュレーションモデルを構築し、(iii) 構築したモデルを用いて軌道変位の影響評価に関する数値シミュレーションを実施する。最後に、(iv) 得られた知見に基づき、高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値を提案する。なお、本研究は在来線の高速用分岐器を対象とする。また、分岐線側の走行は曲線半径により速度が決められており、一般的に分岐器と同一の管理となることから、基準線側的高速走行時を対象として検討を行う。

1.2 既往の研究

分岐器内の部材損傷に関する既往の研究としては、以下のように報告されている。

近藤ら[1-4]は、信号部材であるフロントロッドの軸受摩耗予測手法として FEM を用いた振動解析を行い、その妥当性を検証している。また、平能ら[1-5]も同様に FEM を用いて信号部材であるフロントロッドの締結ボルトの損傷に関する振動解析を行い、その損傷要因について検討を行っている。ただし、車両の高速走行時における軌道変位との関係は対象としておらず、これらを考慮した動的な挙動については明らかになっていない。

堀ら[1-6]は、分岐器内の軌道変位やポイント床板等の軌道部材の保守状態が転換不能に与える影響について評価式を構築し、各種検討を行っており、トングレー先端付近の高低

変位や通り変位，ポイント床板の給油状態，控え棒の張り状態などが転換力に影響を及ぼすことを明らかにしている。ただし，本検討は転換不能を対象としたものであり，車両走行時の動的な影響については対象とされていない。

Mehmet Harmat ら[1-7]は，分岐器クロッシング部の疲労損傷を対象に，Peridynamics（非局所力学）とデジタルツイン技術を組み合わせた解析手法を提案している。従来の FEM では困難だったき裂進展のシミュレーションを高精度で実現し，損傷予測と保守計画の最適化について取り組んでいる。しかしながら，本研究で対象とする高速走行時の動的な影響および軌道変位の影響については対象とされていない。

L. Xin ら[1-8]は，分岐器クロッシング部における転がり接触疲労き裂の発生と寿命予測を対象に，FEM 解析と J-S モデルを組み合わせて応力・ひずみ分布を評価し，き裂発生位置と進展を推定する手法を提案している。さらに，本手法を用いて交換周期の合理化と保守計画の最適化について検討を行っている。しかしながら，軌道変位が部材損傷に与える影響については考慮されていない。

上述のように分岐器内の部材損傷に関する研究について数多く実施されているものの，主に部材損傷に関する原因分析やその対策などに関する研究が多く，本研究で対象とする高速走行時における軌道変位が部材損傷に及ぼす影響について検討されているものは確認できなかった。

次に，分岐器内の車両運動に関する既往の研究は，以下のように報告されている。

河野ら[1-9]は，マルチボディダイナミクスを用いて分岐器高速通過時のレール乗り移り挙動をレール断面形状の個別設定により再現できることを報告している。ただし，分岐器高速通過時におけるレール乗り移り部の車両挙動の確認のみに留まっており，軌道変位の影響についての検討は行われていない。

高井[1-10]は，分岐器の分岐線側の乗り上がり脱線に関して，その脱線メカニズムを論ずるとともに，分岐器内の軌道変位の影響も含め推定脱線係数比を用いた脱線の要因検討等を行っている。ただし，これらの検討は，低速かつ分岐線側走行時を対象としたものであり，基準線側的高速通過時についての検討はされていない。

石田ら[1-11]は，分岐線側走行時の走行安全性について，在来線の 211 系電車と 167 系電車の 2 車両を用いた実車走行試験を行い，脱線係数および車輪上昇量に着目した評価を実施した。ただし，本検討は側線用 8 番分岐器の分岐線側走行を対象としたものであり，基準線側的高速走行時についての検討はなされていない。

中橋ら[1-12]は，分岐器上の繰り返し走行による摩擦力の増加に着目し，側線用 8 番分岐器を対象に車両の繰り返し走行試験を行い，車輪とレール間の摩擦係数が車両の走行安全性に及ぼす影響を分析した。さらに，この試験を対象に走行シミュレーションを用いた検討を行っており，ポイント通過時のレールの乗り移り挙動に着目した走行安全性の評価を行っている。ただし，これらの研究も分岐線側の走行安全性に着目したものであり，基準線側的高速走行時についての検討はされていない。

Jun Lai ら[1-13]は、貨物列車が分岐器を通過する際の脱線リスクを確率論的に評価するため、マルチボディダイナミクスおよび有限要素法で動的応答を解析し、適応型 Kriging モデルを用いて信頼性評価を行っている。ただし、分岐線側走行を対象としており、基準線側の高速走行時における検討については実施されていない。

上述のように、分岐器内の車両運動に関する研究は多数実施されているものの、主に分岐線側走行時における走行安全性について実施されているものが多く、本研究で対象とする基準線側高速通過時における軌道変位が車両運動に及ぼす影響について検討されているものは確認できなかった。

1.3 本論文の構成

本論文の構成は以下のとおりである。

第1章では、研究の背景として、高速用分岐器における軌道変位の整備基準値が設定された背景およびその課題に関する概略を示すとともに、研究の目的について述べる。

第2章では、本論文において用いた鉄道に関する専門用語について概説する。

第3章では、高速用分岐器における軌道変位が部材損傷に与える影響の実態把握および分岐器車両走行シミュレーションモデルを構築するための基礎データを得ることを目的として、現地測定試験を実施した結果について論ずる。

第4章では、軌道変位の影響を評価するための分岐器走行シミュレーションモデルを構築する。具体的には、分岐器部材の損傷評価については、3次元の動的有限要素法（Finite Element Method, 以下、「動的 FEM」という）を用いてモデル化を行い、車両運動の影響評価については、Multi Body Dynamics（以下、「MBD」という）を用いてモデル化を行う。これらのモデル構築に関する検討内容およびその妥当性について論ずる。

第5章では、構築した分岐器走行シミュレーションモデルを用いて、軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響について検討する。具体的には、分岐器部材として、軌道部材および転てつ装置等の信号部材に発生する応力や変位の評価を行う。また、車両運動として、走行安全性および車両動揺に関する評価を行う。さらに得られた評価結果を取りまとめ、高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値の検討を行う。

第6章では、本研究で得られた結論を記し、今後の展望について述べ、本論文の結論とする。

参考文献

- [1-1] 宮下綾乃, 及川祐也, 塩田勝利: 分岐器の軌道変位検査における測定位置および項目の変遷に関する文献調査, 日本鉄道施設協会誌, Vol.63, No.2, 2025.
- [1-2] 日本鉄道技術協会, 新しい軌道管理手法の研究 (1982), pp.89-93, 1982.
- [1-3] 鉄道現業社, 新線路, Vol.76, No.9 (2022), p.52.
- [1-4] 近藤祐樹, 島本琢磨, 波多野明日可, 泉聡志, 酒井信介, 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志, 車両通過時の衝撃振動による分岐器のフロントロッド摩耗予測のための有限要素モデリング, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.832, 2015
- [1-5] 平能敦雄, 田處恵大, 波多野明日可, 泉聡志, 新野義行, 戸丸耕太, 鈴木雅彦, 金田敏之, 有限要素法による鉄道分岐器のボルト締結部の信頼性評価, 第 25 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.18-33, 2018.
- [1-6] 堀雄一郎, 道辻洋平, 分岐器の保守状態による転換力への影響に関する考察, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.28, No.1, pp.188-195, 2024.
- [1-7] Mehmet, Hamarat., Mayorkinos, Papaalias., and Sakdirat Kaewunruenl., Fatigue damage assessment of complex railway turnout crossings via Peridynamics-based digital twin, scientific reports, nature, article number 14377, 2022.
- [1-8] L, Xin., V.L. Markinea., and I.Y. Shevtsovb., Numerical Analysis of Rolling Contact Fatigue Crack Initiation and Fatigue Life Prediction of the Railway Crossing, 10th International Conference on Contact Mechanics (CM2015), 2015.
- [1-9] 河野浩幸, 須田義大, 山口正博, 矢延雪秀, 津田和則, 高速鉄道車両の分岐通過時の運動解析, 日本機械学会 2004 年度年次大会講演論文集 (7), pp.393-394, 2004.
- [1-10] 高井秀之, 鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応答, 東京大学学位論文, 2013.
- [1-11] 石田弘明, 植木健司, 山下祐史, 浅野浩二, 金子弘企, 脱線に対する安全性評価指標の研究—分岐器通過試験データによる検討—, 日本機械学会第 4 回交通・物流部門大会講演論文集, pp.391-393, 1995.
- [1-12] 中橋順一, 土井久代, 鈴木貢, 宮本岳史, 分岐器通過シミュレーションによる安全性の検討, 日本機械学会第 16 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, pp.623-626, 2009.
- [1-13] Jun, Lai., Kai, Wang., Yan, Shi., Jingmang, Xu., Jiayin, Chen., Ping, Wang., and Michael, Beer., Reliability assessment of freight wagon passing through railway turnouts using adaptive Kriging surrogate model, International Journal of Rail Transportation, Vol.13, pp.49-68, 2025.

第2章 用語の定義

本論文では、以下に述べる鉄道分野の技術用語を用いる。

分岐器 図 2-1 に示すように、軌道を二つ以上に分ける軌道構造。

高速用分岐器 在来線において分岐器基準線側を 120km/h 以上で走行する分岐器。

片開き分岐器 図 2-1 に示すように、直線の軌道で他の 1 軌道が、直線の左側又は右側に分かれる分岐器。

分岐器番数 分岐器の分岐する度合いを示すもの。その分岐器に用いるクロッシング(後述)の交差する角度を次の式で表す。

$$N = 1/2 \times \cot(\theta/2)$$

N : 分岐器番数, θ : クロッシングの交差角度

ポイント 分岐器を構成する部品のうち、軌道を分ける部分の装置 (図 2-1)。

リード ポイントとクロッシングをつなぐ部分 (図 2-1)。

クロッシング 分岐器を構成する部分のうち、軌道が交差する部分 (図 2-1)。

ガードレール クロッシングにおいて異なる線への進入を防ぐため、クロッシングレールと反対側のレールに沿って所定の間隔を設けて設置されるレール(図 2-1)。

ノーズレール クロッシングを構成する先端の頭部が尖ったレール (図 2-1)。

バックゲージ ガードレールとノーズレールの間隔 (図 2-1)。

トングレール ポイントに用いられる先端が尖った転換用のレール (図 2-1)。

基本レール トングレールが接するレール (図 2-1)。

軌間 左右のレールの最短距離 (図 2-1)。

ガードレールフランジウェー幅 ガードレールと走行レールの間隔 (図 2-1)。

スラック 曲線を円滑に走行するため、軌間を所定の幅よりも広げること。

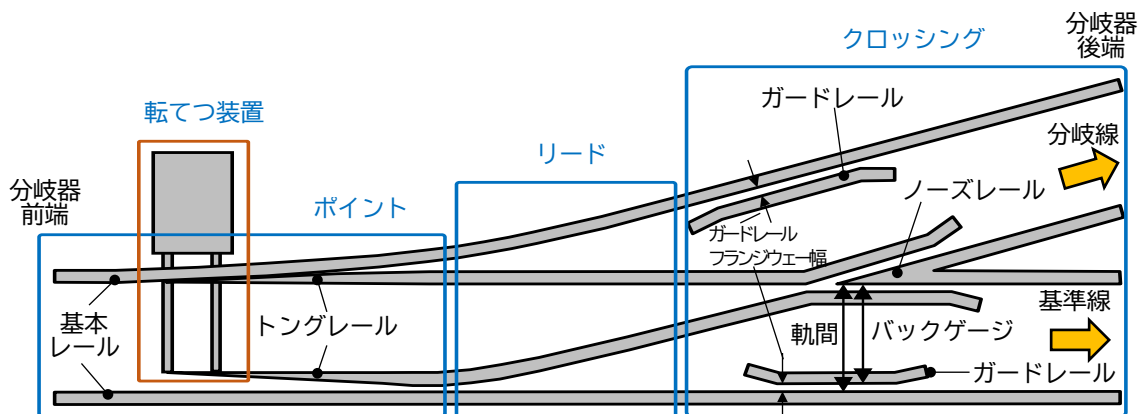


図 2-1 分岐器に関する用語

基準線 分岐器において主となる側の線路。片開き分岐器の場合は主に直線側が基準線となる。

分岐線 分岐器において分岐する側の線路。片開き分岐器の場合には主に曲線側が分岐線となる。

対向 分岐器の前端側から後端側への向き。

背向 分岐器の後端側から前端側への向き。

目違い レール継目部において、対となるレールの左右方向の段差。

段違い レール継目部において、対となるレールの高さ方向の段差。

弾性ポイント トングレール後端部が固定されていて、ポイント転換の際にトングレールをたわませる構造のポイント（図 2-2）。

関節ポイント トングレール後端部が継目となっており、ポイント転換の際にトングレールが後端部の継目を中心に回転する構造のポイント（図 2-2）。

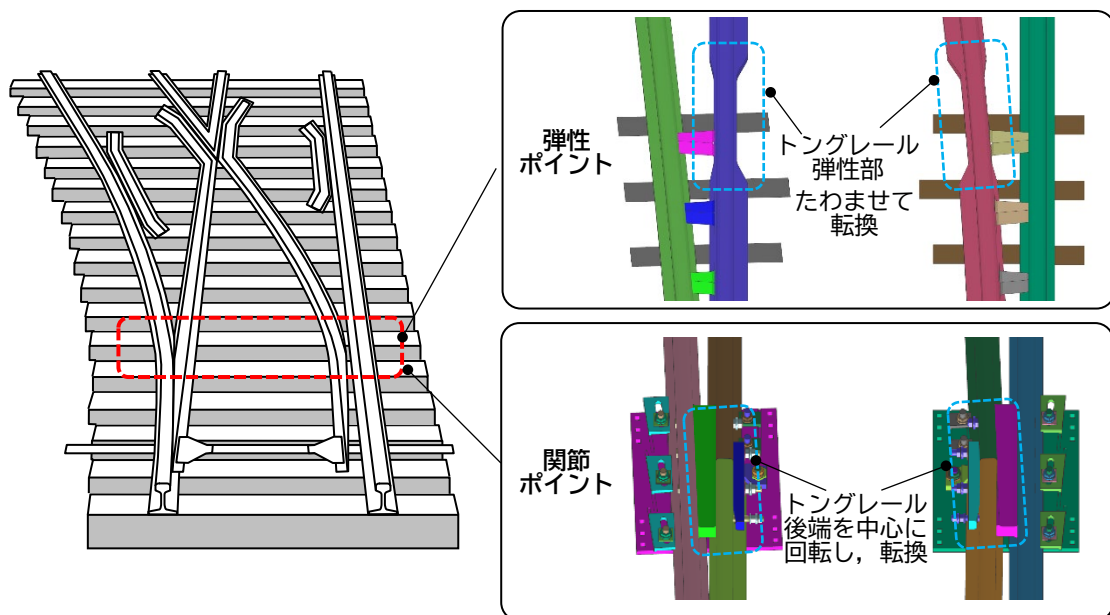


図 2-2 弾性ポイントと関節ポイント構造

輪重 走行車両の1つの車輪からレールに作用する鉛直荷重（図 2-3）。

横圧 走行車両の1つの車輪からレールに作用する水平荷重（図 2-3）。

フランジ 車輪がレール上を回転しながら進む際、脱線しないように誘導するために、車輪の外周に連続して設けられた突起部分（図 2-3）。

脱線係数 横圧を輪重で除した値で、脱線に対する走行安全性の評価指標として用いられる。「Q/P」とも称される。

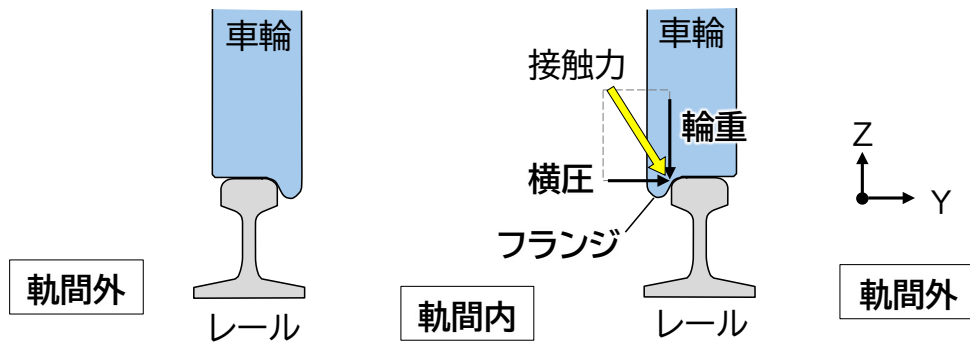


図 2-3 輪重と横圧

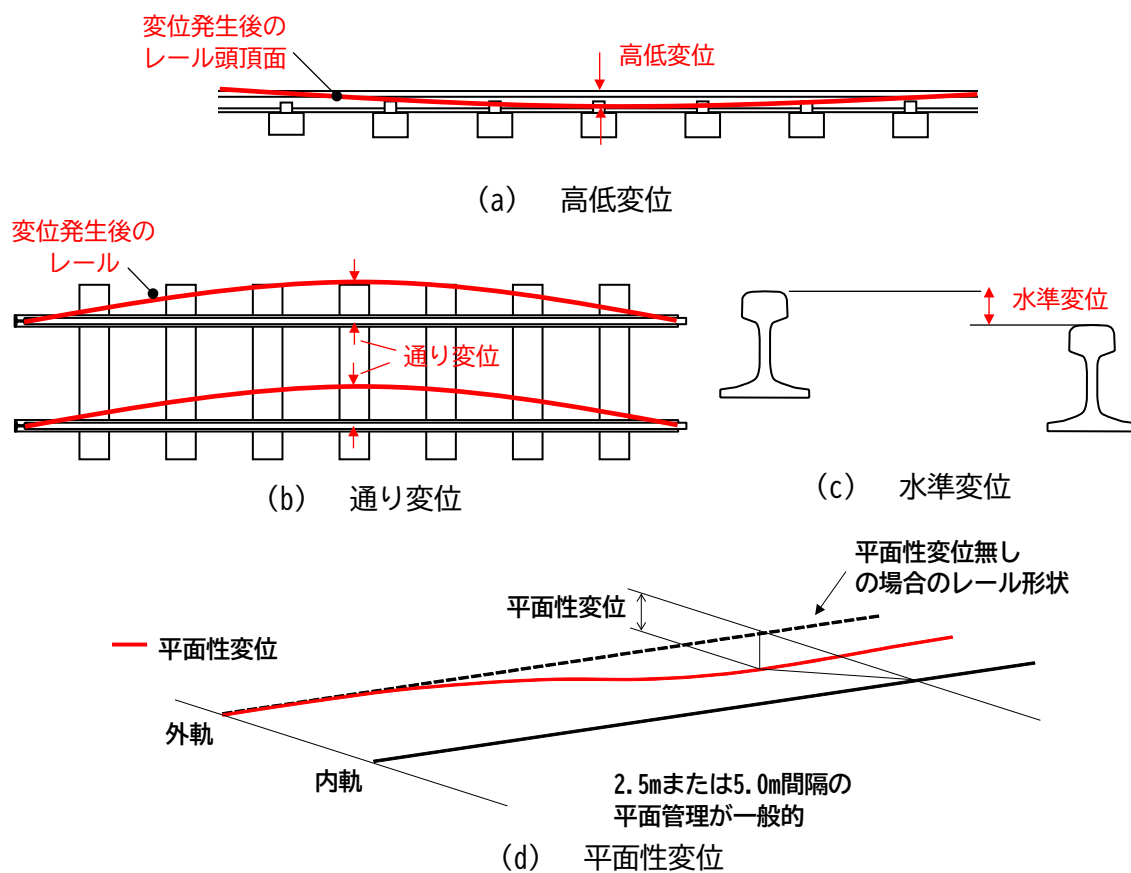


図 2-4 軌道変位

アタック角 車輪とレールの相対的な鉛直軸まわりの回転角。アタック角が大きいほど横圧が大きくなり、走行安全性および部材損傷に影響を及ぼす。

軌道変位 車両の走行面であるレールの長手方向や左右方向の形状の変化。

高低変位 レール長手方向の上下の変位（図 2-4）。

通り変位 レール長手方向の左右の変位（図 2-4）。

水準変位 左右のレールの高さの差（図 2-4）。

平面性変位 軌道の平面に対するねじれの差（図 2-4）。

10m 弦正矢 軌道変位検測手法の一つ。10m 離れた 2 点間に張った弦の中央とレールとの距離。静的な軌道変位の測定・評価法として一般的に用いられる。

偏心矢 軌道変位測定手法の一つ。レール上の 2 点を結ぶ基準点を取り、その中点以外の 1 点でのレールと基準線の離れを変位量と定義する方法。中点でレールの基準線からの離れを変位量とする 10m 弦正矢（上述）と区別し、このように呼ぶ。

復元原波形 10m 弦正矢もしくは偏心矢で測定された軌道変位に対して、デジタルフィルタを通し、実際の軌道変位の形状を近似波形で求めたもの。

安全限度値 列車の走行安全性に関わる軌道変位の限度値。軌道変位の安全限度は、過去の軌道変位の最大値に関する調査研究[2-1]や昭和 42 年頃の全国主要線区の軌道検測車による検測データを基に定められた[2-2]。

整備基準値 列車の走行安全性を考慮して定められた軌道変位整備の基準値。安全限度値に対する余裕と軌道変位を発見してから補修するまでの期間を考慮して決められた値。整備基準値を超過した場合には、補修期間内に保守を実施する。

整備目標値 一定レベルの乗り心地を維持し、かつ緊急整正作業量を抑制するための軌道変位整備の目標値。超過した場合に即時に修繕する必要のあるものではない。

レール締結装置 レールをまくらぎなどの支承体に固定し、レールの間隔を保持する装置。

道床 軌道においてまくらぎ等を支えて路盤や構造物に荷重を分散、伝達する部分。

転てつ装置 分岐器の転換に用いる機器の総称。電気転てつ機やその付属品を指す（図 2-1）。

電気転てつ機 分岐器の転換の際に動力源に電動機を用いる転てつ機（図 2-5）。

転てつ棒 転てつ装置とトングレーलをつなぐためトングレール側にとりつける棒（図 2-5）。

スイッチアジャスタ 転てつ装置とトングレールをつなぐため転てつ装置側にとりつける棒（図 2-5）。転てつ棒と接続する。

フロントロッド 転てつ装置の付属品の 1 つで、トングレール先端の状態を転てつ機に伝えるために、左右のトングレールを結ぶように取り付けられる棒（図 2-5）。

鎖錠かん 分岐器のトングレール先端が制御されている方向に切り替えられていることを確認するとともに、外力によって動かないように固定するための棒（図 2-5）。

接続かん フロントロッドと鎖錠かんを接続するロッド（図 2-5）。

動作かん 分岐器の転換を行うためのストロークを出力する棒（図 2-5）。

密着力 トングレールに基本レールが圧力を持って接している状態で加えられている力。

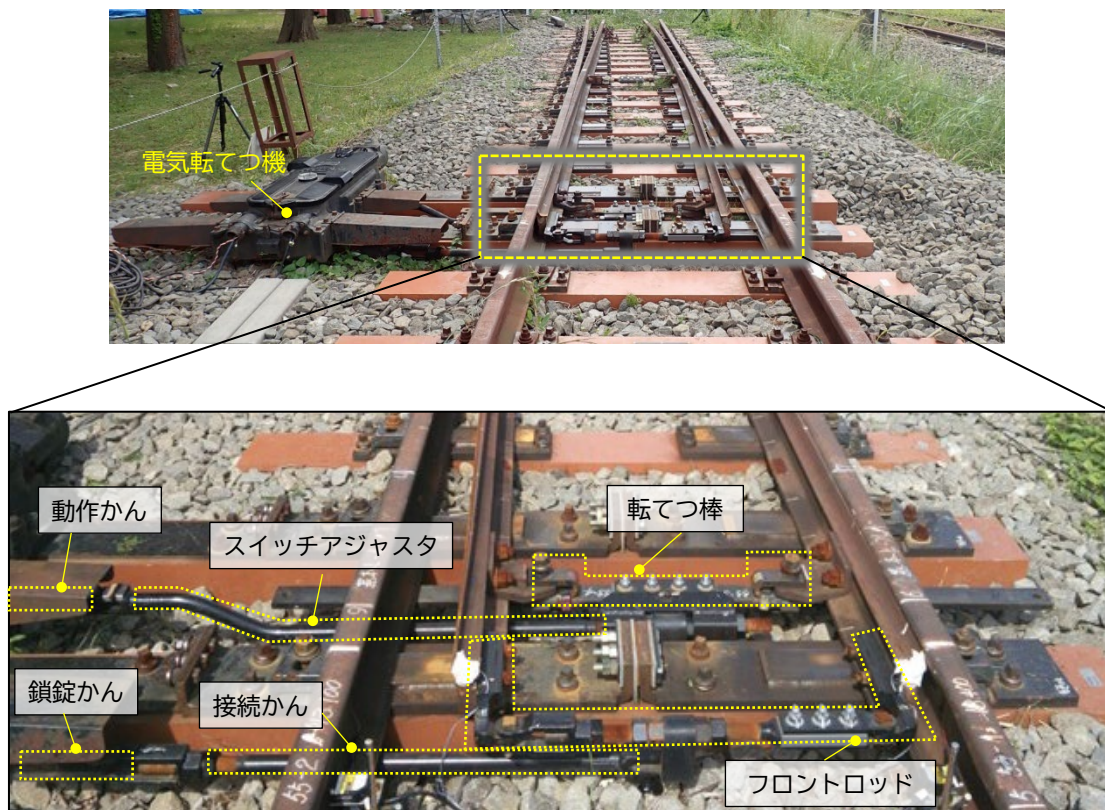


図 2-5 転てつ装置の付属品に関する一例

参考文献

- [2-1] 脱線事故調査委員会：脱線事故調査委員会報告，1972.2.
- [2-2] 高井秀之，菊地勝浩：在来線の長波長軌道狂い管理，鉄道総研報告，Vol.4, No.4, 1990.4.

第3章 高速用分岐器における分岐器部材の現地測定試験

3.1 試験概要

高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響を把握するため、現地測定試験を実施した。測定は、10番片開き分岐器（弾性ポイント）で実施した（図3-1、表3-1）。対象車両は特急車両で、走行速度は120km/hである。車両の走行方向は、発生する輪重、横圧が大きくなる条件として分岐器前端側から後端側に向かって走行する対向走行である。また、測定対象の分岐器のレール種別はJIS50kgN、スラックは5mmである。なお、本分岐器は表1-1で示した高速用分岐器における整備基準値内で整備されているものである。



図3-1 試験対象分岐器の状況

表3-1 試験対象の分岐器情報

項目	仕様
分岐器情報	10 番片開き分岐器（左開き）
レール種別	JIS 50kgN
スラック	5mm
走行車両	特急車両
走行速度	120km/h
走行方向	対向走行

3.2 測定条件

測定項目を表 3-2 に，軌道部材の測定状況を図 3-2 に示す．

軌道部材の測定項目は，分岐器内のレール締結装置の構成部材である座金に発生する応力とした．これは，1 章で前述した速度向上試験の際に確認された著大横圧とは，在来鉄道運転速度向上マニュアル（以下，「速度向上マニュアル」という）[3-1]において，レール締結装置等の軌道部材の損傷に影響を及ぼす荷重とされているためである．なお，分岐器内のレール締結装置において，レール継目部通過時の衝撃が最も厳しいものと考えられることから，分岐器前端継目を対象に測定を行った．

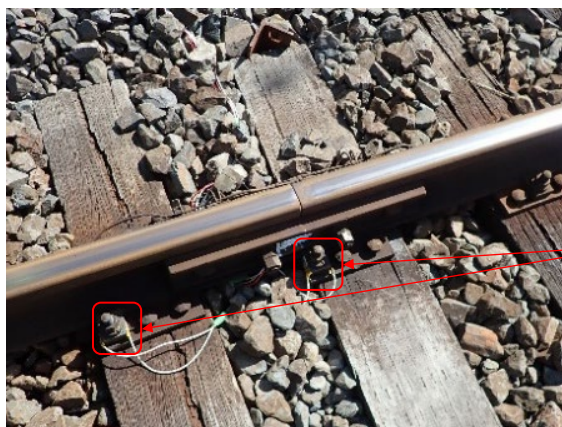
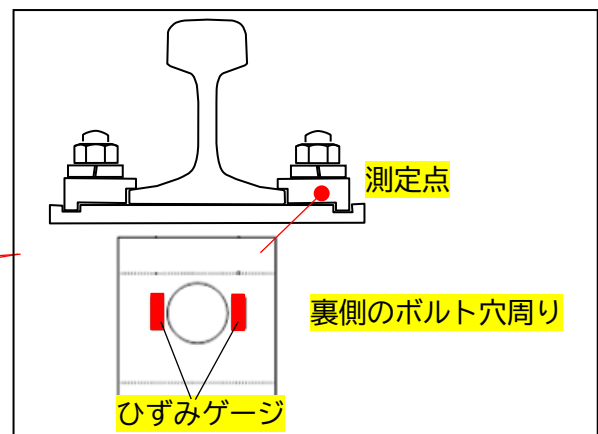
次に，信号部材の測定状況を図 3-3 に示す．信号部材の測定項目は，速度向上マニュアル[3-2]を参考に，鎖錠かん変位，動作かん軸力，スイッチアジャスタ下部応力（以下，「スイッチアジャスタ応力または SA 応力」という），フロントロッドの発生応力（以下，「フロントロッド応力」という）を測定した．サンプリング周波数は 5kHz とした．

表 3-2 走行試験の測定項目

測定項目		測定センサーおよび条件
軌道部材	レール締結装置応力	ひずみゲージ
信号部材	鎖錠かん変位	渦式センサー
	動作かん軸力	ジョーピン形軸力計
	スイッチアジャスタ下部応力	ひずみゲージ
	フロントロッド肘金具応力	ひずみゲージ
サンプリング周波数		5kHz

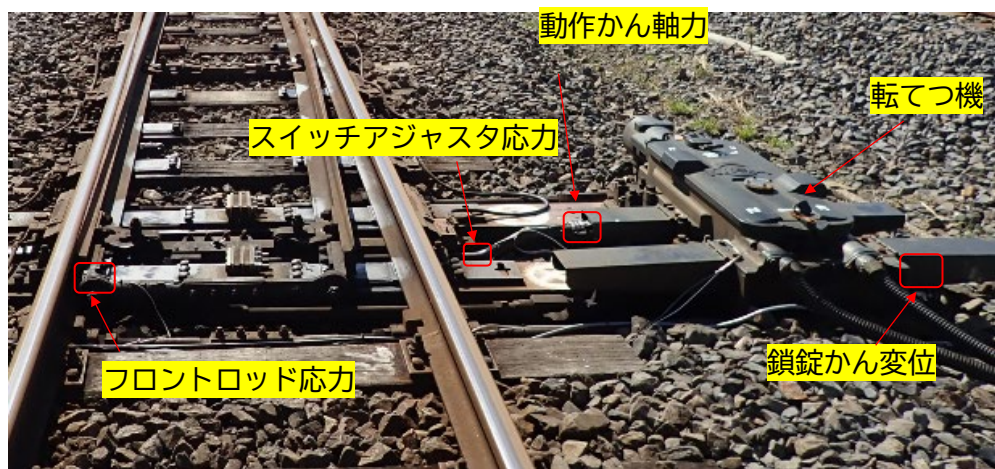


(a) 全体の状況



(b) 分岐器継目部におけるレール締結装置の応力測定

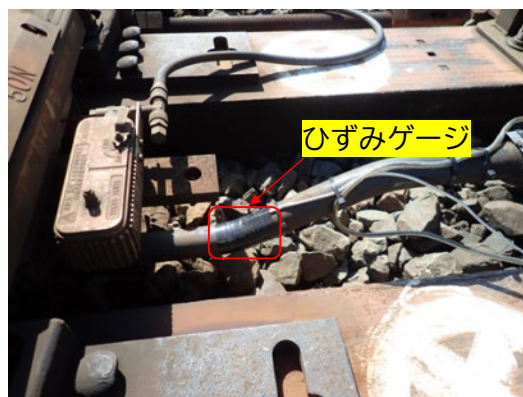
図 3-2 軌道部材の測定状況



(a) 全体の状況



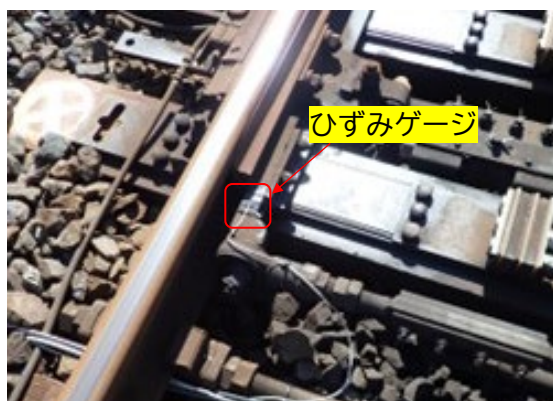
(b) 鎖錠かん変位



(c) スイッチアジャスタ応力



(d) 動作かん軸力



(e) フロントロッド応力

図 3-3 信号部材の測定状況

図 3-4 に測定対象の分岐器の軌道変位データ（復元原波形）を示す。軌道変位データは試験の直近に走行した軌道検測車の検測結果（偏心矢測定）であり、各軌道変位の値は表 1-1 に示す整備基準値内で管理されているものであった。次に、各測定項目の測定データはレールに流れる電流の影響を受け、ノイズが発生していたためその影響を除去する必要があった。ここで、図 3-5 にスイッチアジャスタ応力の測定値に対して周波数分析を行った結果を示す。基準強度となる 0dB よりも大きなパワーが発生している周波数帯は 50Hz 程度までの範囲であり、100Hz 程度になると最大値より 40dB 以上小さく、その影響は十分に小さくなっていることがわかる。この傾向は、軌道部材を含むその他の部材においても同様であった。そこで、ノイズの影響を除去することを目的に、各測定結果に対してカットオフ周波数 100Hz のローパスフィルター処理を実施した。

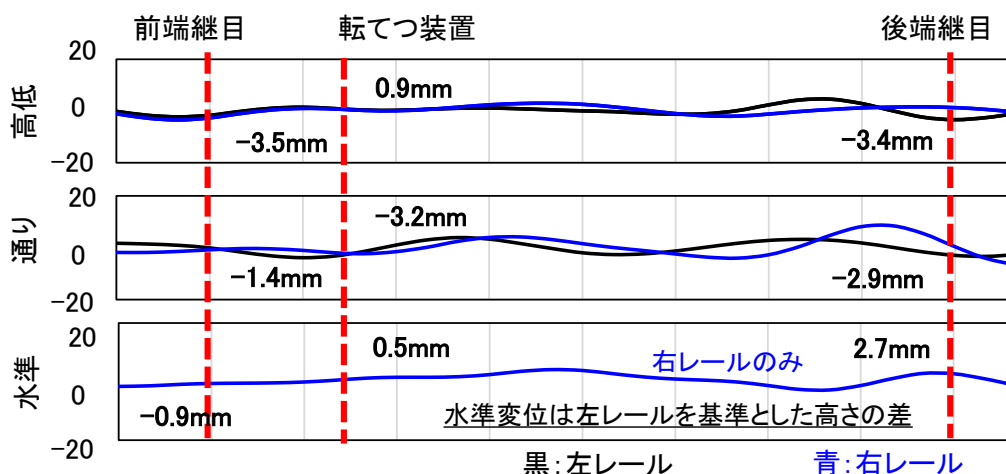


図 3-4 分岐器の軌道変位データ

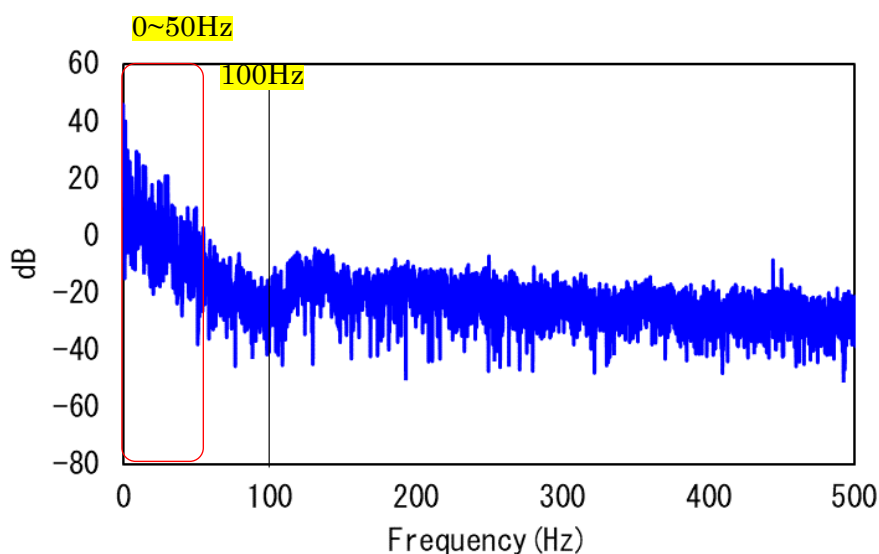


図 3-5 スwitchアジャスタ応力に関する周波数分析結果

3.3 試験結果

120km/h で特急車両が通過した際における軌道側測定項目の時刻歴波形を図 3-6 に、信号側測定項目の時刻歴波形を図 3-7～図 3-10 に示す。軌道側および信号側の測定項目ともに、車軸通過に伴い応答のピークが表れることが確認された。特に、図 3-9 のスイッチアジャスタ応力については、絶対値で 90N/mm^2 程度の応力が発生しており、他の部材で発生している応力より大きな値が確認された。ここで、スイッチアジャスタはトングレールを転換する部材であるが、動力源である電気転てつ機からの力を受けることでスイッチアジャスタが弾性変形し、それに伴い生じる弾性力をトングレールに伝搬させることで転換を行っている。このようにスイッチアジャスタは、設計上、一定の弾性変形を許容している。そのため、車両通過時にトングレールが上下左右方向に変位すると、スイッチアジャスタが弾性変形するため、他の部材と比べて大きな値が発生したものと考えられる。また、フロントロッド応力は、車両通過による応力の変動はみられるものの、値は最大で $\pm 5\text{N/mm}^2$ 程度と小さかった。これは、フロントロッドはトングレールの先端をつなぐ部材であるが、左右のトングレールが設計通りに保持されている場合には、生じる負荷は小さい部材であるためである。

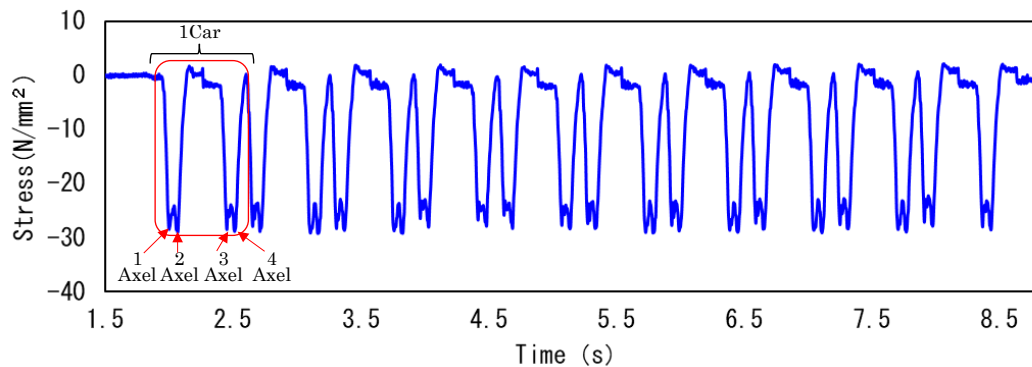


図 3-6 レール締結装置応力の時刻歴波形

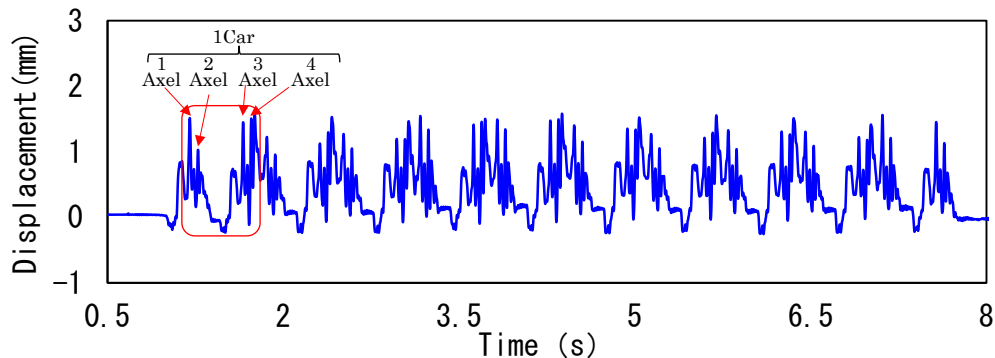


図 3-7 鎖錠かん変位の時刻歴波形

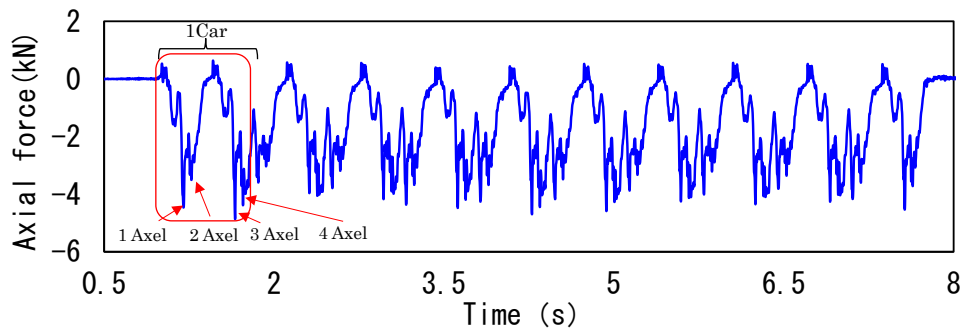


図 3-8 動作かん軸力の時刻歴波形

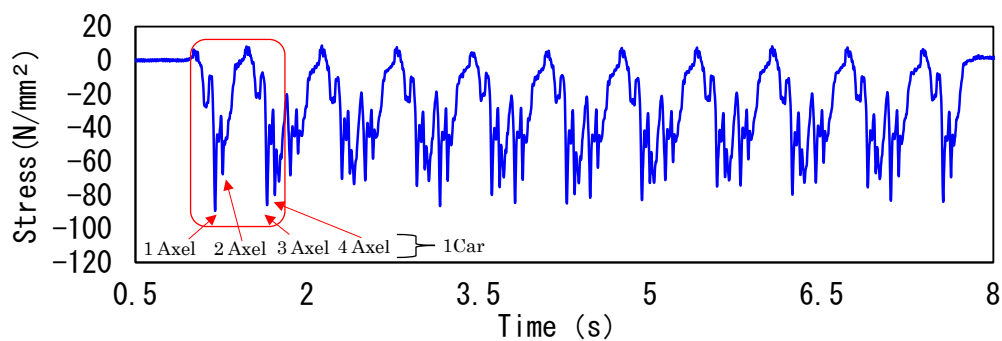


図 3-9 スイッチアジャスタ応力の時刻歴波形

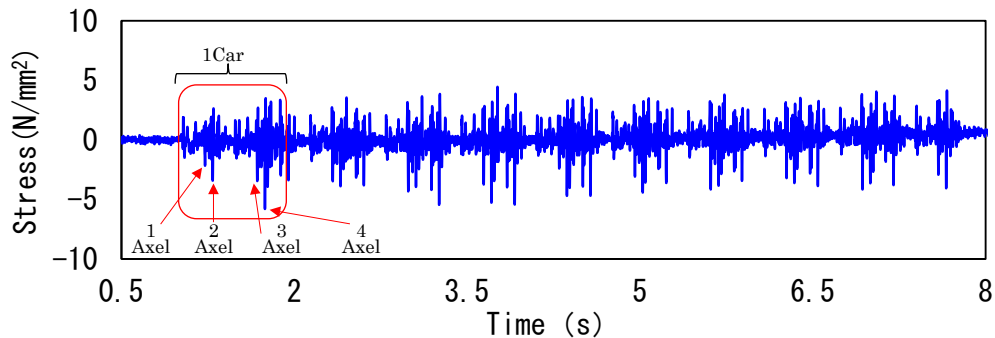
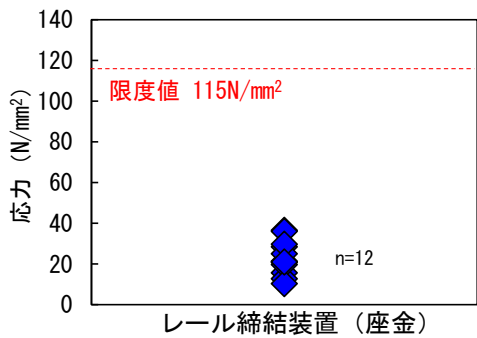


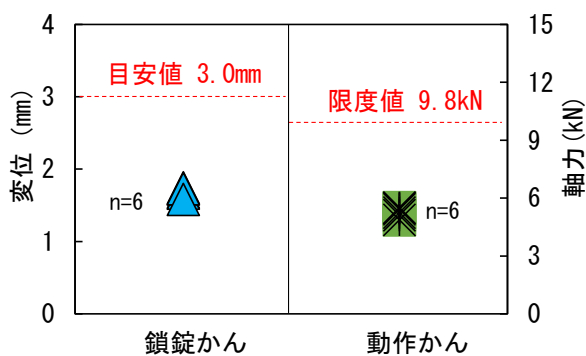
図 3-10 フロントロッド応力の時刻歴波形

次に、図 3-11 に走行試験時における列車 1 編成毎に各測定項目の絶対値の最大を抽出したものを示す。また、表 3-3 に抽出した値の全測定列車本数での平均値、標準偏差および測定データの有意性確認のための Shapiro-Wilk 検定結果を示す。ここで、Shapiro-Wilk 検定[3-3]とは、データが正規分布に従うかの有無を検定する統計的手法である。算出される p 値が設定する有意水準よりも大きい場合にはデータが正規分布に従うと判断されるものである。また、本手法の特徴として小さいサンプルにも強く、最小サンプルは 3 から検定が可能である。本研究では有意水準を 5%として、 p 値を 0.05 に設定した。測定結果を確認すると、各測定項目ともに Shapiro-Wilk 検定結果の p 値が有意水準 0.05 よりも大きいことから、本測定データは正規分布に従うものであり、データの偏り等はなく統計的に有意なデータであ

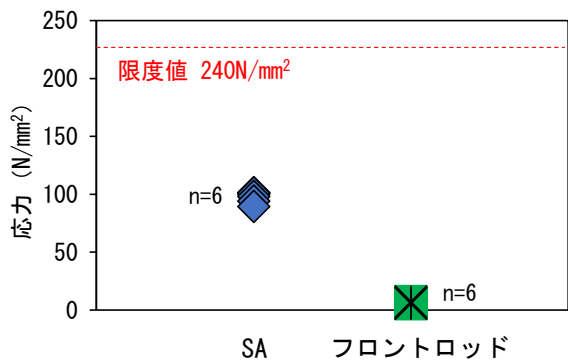
ることが確認された。また、測定結果の各値は、全測定項目で各部材の限度値を十分に下回っていた。このことから、今回測定した軌道変位の状況下においては、高速通過時でも各部材の応答には余裕があることが確認された。



(a) レール締結装置応力



(b) 鎖錠かん変位および動作かん軸力



(c) スイッチアジャスタ応力およびフロンロッド応力

図 3-11 測位項目の最大値の抽出結果

表 3-3 測定結果の統計的分析

部材	最大値 (N/mm ²)	平均値 (N/mm ²)	標準偏差 (N/mm ²)	測定 列車本数	Shapiro-Wilik test (p値)	限度値
レール締結装置	36.55	23.19	8.39	12	0.69	115 N/mm ²
鎖錠かん変位	1.74	1.69	0.06	6	0.21	3.0 mm
動作かん軸力	5.51	5.28	0.23	6	0.37	9.8 kN
スイッチアジャスタ応力	101.47	97.37	4.31	6	0.22	240 N/mm ²
フロントロッド応力	7.23	6.3	0.5	6	0.63	240 N/mm ²

参考文献

- [3-1] 鉄道総合技術研究所，在来鉄道運転速度向上マニュアル，pp.100-101，1993.
- [3-2] 鉄道総合技術研究所，在来鉄道運転速度向上マニュアル，p.61，1993.
- [3-3] 山川莉希，氏家勲，河合慶有，山田純平，コンクリート面部材における透気係数の分布性状に関する検討，コンクリート工学年次論文集，Vol.42，No.1（2020），pp.1516-1521.

第4章 分岐器走行シミュレーションモデル

4.1 概要

本章では、高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響を評価するための分岐器走行シミュレーションモデルの構築について論ずる。本研究では、分岐器部材の損傷評価と車両運動の評価に際して、動的 FEM と MBD の 2 つの解析手法を組み合わせ検討を行った。一般的に、動的 FEM を用いることで部材の損傷評価と車両運動の評価を同時に実施することは可能であるが、計算負荷が非常に大きく、解析に多くの時間を要する。一方、MBD は車両の力学的挙動の評価に広く用いられており、分岐器を構成する部材の応答は算定できないものの、計算負荷が小さく、短時間で高精度の評価を行うことが可能である。そこで本研究では、両手法の特徴を生かし、分岐器部材の損傷評価には動的 FEM を、車両運動の評価には MBD を用いたシミュレーションモデルを構築し、目的に応じて評価モデルを使い分けた。

4.2 動的 FEM を用いた部材損傷評価モデル

4.2.1 基本 FEM モデル

構築した分岐器走行シミュレーションモデルの概略を図 4-1 に、主な解析諸元を表 4-1 に示す。なお、本節にて述べるモデルを基本 FEM モデルという。モデル化する分岐器は、3 章で述べた現地測定試験を実施した 10 番片開き分岐器とした。本研究で対象とする分岐器部材の損傷評価は、車両通過時に発生する応力や変位等の評価を行うものであるが、これらの現象は複数の部材の挙動が相互に影響するとともに非線形性が強い現象であるため、安定的に解析する目的で、時間積分に陽解法を用いた有限要素解析手法（動的 FEM）を採用した。解析ソフトウェアは、汎用解析ソフト「Virtual Performance Solution」を用いた。なお、本研究で用いた動的 FEM における時間増分は、最小要素サイズの波動伝搬速度に応じて算定される。また、車輪・レール間の接触判定は、ペナルティ法を用いており、レール表面の要素節点と、車輪表面の要素節点間で接触の判定を行う。ペナルティ法では三次元で接触判定を行うことから、車輪とレールの多点接触状態を表現可能である。したがって、分岐器内のポイント・クロッシング・レール継目等のレール乗り移り部における車輪とレールの複雑な接触状態の変化を模擬可能である。また、材料モデルは、線形弾性体である。

構築した基本 FEM モデルの詳細を以下に述べる。軌道部材モデルについて、レールは断面形状を剛体要素として定義し、レール中心軸に沿って梁要素を設定した（図 4-1(b)）。また、剛体要素の節点の重心と梁要素の節点は拘束しており、これによりレールの曲げ剛性および力学的挙動を再現できるようにした。レールの梁要素の分割間隔は曲げ挙動の再現性

を考慮して 250mm とした。また、レール締結装置および道床はばね要素、まくらぎは梁要素でモデル化し、各要素の節点を接続した。なお、分岐器内のレール締結装置には弾性作用がないことから、適用するばね定数にはレール締結装置の中では大きな値である 200kN/mm を設定した。また、後述する評価対象のレール継目部のレール締結装置(座金)については、発生応力の評価ができるようソリッド要素でモデル化し(図 4-1(c))、レールとレール締結

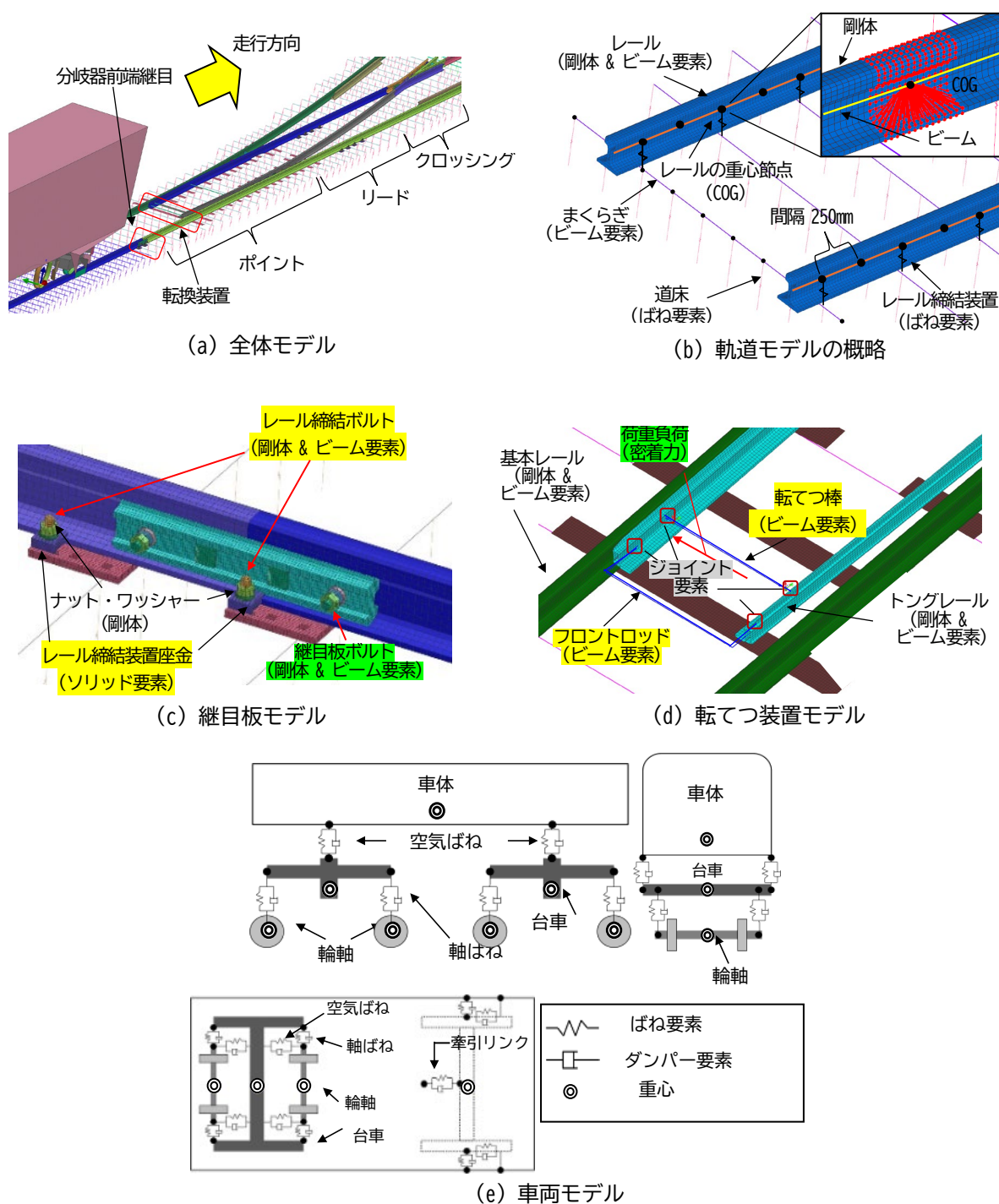


図 4-1 動的 FEM を用いた分岐器走行シミュレーションモデルの概略

表 4-1 主な解析諸元

項目	諸元
分岐器構造	10 番片開き（左開き）
レール	JIS 50kgN
スラック	5mm
ヤング率（レール）	$2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$
ポアソン比（レール）	0.3
質量密度（レール）	$7.85 \times 10^{-9} \text{ ton/mm}^3$
ヤング率（まくらぎ）	$4.0 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$
ポアソン比（まくらぎ）	0.3
質量密度（まくらぎ）	$7.85 \times 10^{-9} \text{ ton/mm}^3$
断面 2 次モーメント（まくらぎ）	$8.4 \times 10^4 \text{ mm}^2$
鉛直方向慣性モーメント（まくらぎ）	$3.09 \times 10^8 \text{ mm}^4$
左右方向慣性モーメント（まくらぎ）	$1.12 \times 10^9 \text{ mm}^4$
レール締結装置ばね定数（鉛直・左右）	200 kN/mm
まくらぎ支持ばね定数（鉛直） *1	$4.2 \times 10^3 \text{ N/mm}$
まくらぎ支持ばね定数（左右） *1	$4.2 \times 10^3 \text{ N/mm}$
まくらぎ支持ばね定数（前後） *1	$4.2 \times 10^3 \text{ N/mm}$
軌間	1067 mm
台車間距離	14.15 m
軸距	2.1 m
レール-車輪間摩擦係数	0.3
台車ばね上重量	$2.21 \times 10^4 \text{ kg/car}$
台車ばね下重量	$1.52 \times 10^3 \text{ kg/ axle}$

*1 まくらぎ（2.2m）あたりのばね定数

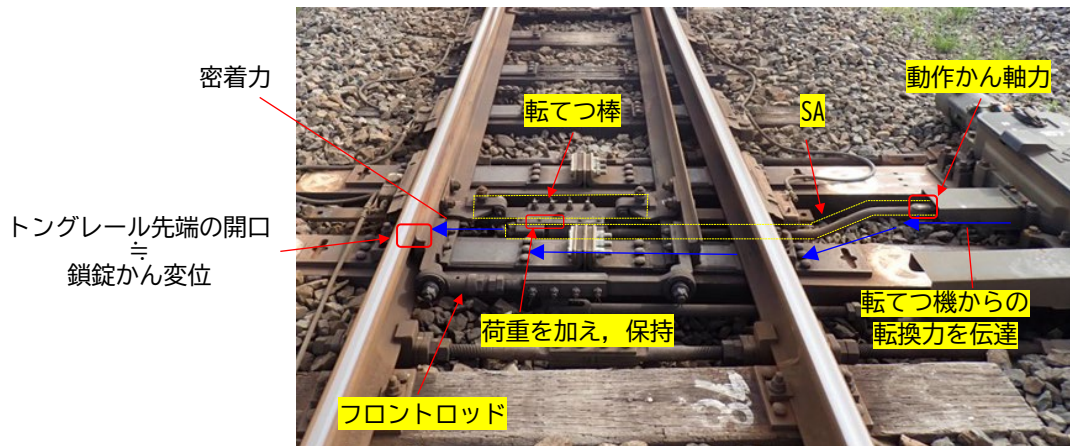


図 4-2 転てつ装置の機構例

装置（座金）の間をばね要素でつなぎレール締結する方法とした（4.2.2(2)節にて後述）。なお、ソリッド要素でモデル化したレール締結装置は、レール継目部のものを対象としているが、これはレール継目部で発生する衝撃荷重が部材損傷に対して最も厳しいと考えられるためである。また、信号部材については、図 4-2 に示す転てつ装置の機構を考慮し、図 4-1(d)に示すとおり、フロントロッドとトングレールを転換する転てつ棒を梁要素でモデル化した。これらの部材とトングレールとの接続については、トングレール側の各部材との接触

面積に相当する範囲の剛体要素の節点と、フロントロッドおよび転てつ棒の梁要素の端点を接続用のジョイント要素を用いて剛に結合した。さらに、転てつ棒とトングレールの接続については、転てつ装置から転てつ棒を介して、トングレールを基本レールに押し付ける力である密着力を、転てつ棒の梁要素に初期荷重（強制荷重）として定義した。ここで、一般的に、密着力と動作かん軸力は同じ力である[4-1]ことから、車両通過時に転てつ棒の梁要素に作用する力（密着力）を動作かん軸力として取り扱うこととした。また、動作かん軸力とSA 応力の応答の波形は同じであり、変換係数を乗ずることで両者の値を換算することが可能である。これについて、3 章で実施した現地試験における動作かん軸力と SA 応力の比較結果を図 4-3 に示す。動作かん軸力と SA の時刻歴波形は概ね一致していることが確認される。この結果を踏まえ、1 軸目通過時の両者のピーク値が一致するよう、変換係数を 20.23 とし、算定された動作かん軸力に本係数を乗ずることで SA 応力とした。車両モデルは、図 4-1(e)に示すとおり、車体・台車・輪軸を剛体でモデル化し、それらをばね・ダンパで結合した三次元モデルとした。

構築した基本モデルの妥当性を確認するため、3 章で上述した現地試験結果との比較検証を実施した。なお、解析では、試験時の軌道変位や継目部における目違いおよび継目部における 2 つのレールの上下方向の差である段違いを設定した上で実施した。なお、目違いおよび段違いは進行方向手前側のレールを基準として試験時にその差を測定しており、解析モデル上では継目部におけるレール形状を調整することでその状態を簡易的に模擬した。図 4-4 に比較結果の一例を示す。軌道部材、信号部材ともに、解析結果において、現地試験で確認された各部材の車両通過時の動的な挙動を再現できていないことがわかった。これは、車両通過時におけるレールの動的な挙動やレール締結状態、トングレールの転換機構を十分に反映できていない点が原因として推定される。具体的には、レール締結装置の応力変動について、基本 FEM モデルではレール締結装置の固定をばね要素によって行っているが、このモデル化方法ではレール締結時に生じる圧縮応力を再現できていないことがわかった。よって、レール締結時に生じる圧縮応力を再現し、車両通過によって生じる変動を捉える必要があると考えられる。また、鎖錠かん変位の変動については、基本 FEM モデルでは転て

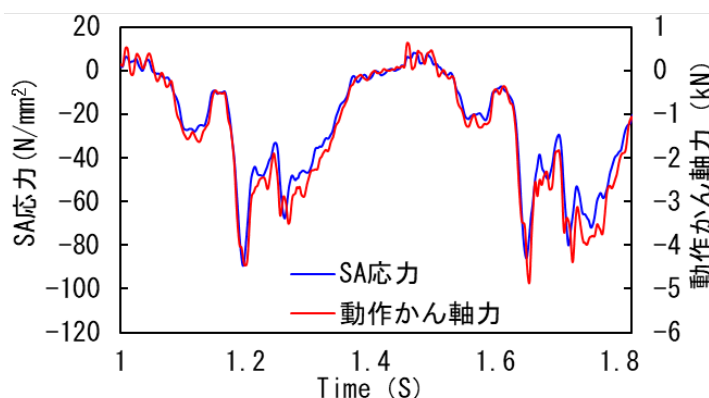


図 4-3 SA 応力と動作かん軸力の時刻歴波形の比較

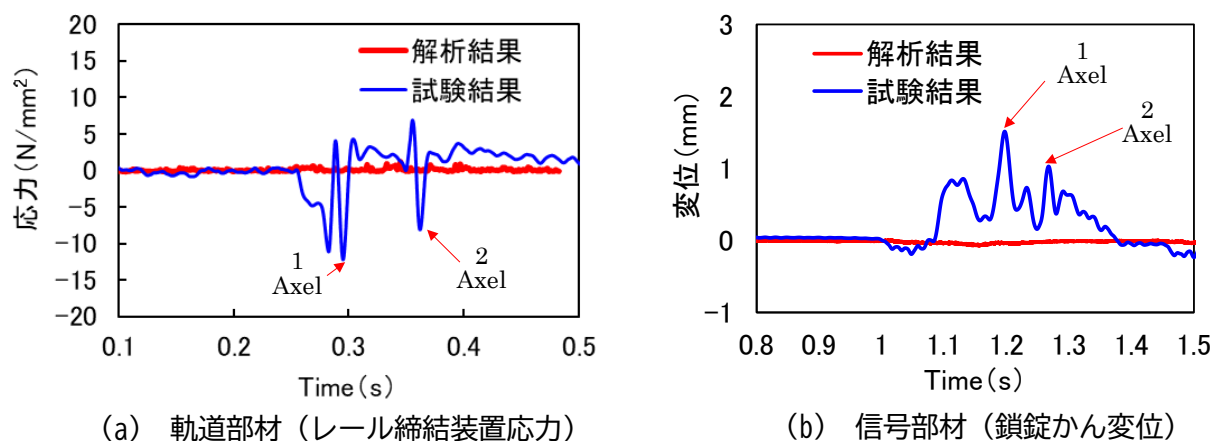


図 4-4 基本モデルの妥当性検証結果

つ装置からトングレーへの荷重の与え方を強制荷重で与えていたが、このモデル化方法では車両通過時におけるトングレーの動的な挙動が再現できていないことがわかった。よって、トングレーの動的挙動の高精度化およびトングレーへの荷重の与え方を見直す必要があると考えられる。これらを踏まえ、分岐器部材の動的な応答を再現するため、レールの曲げ挙動の高精度化、レール締結方法の改良および高精度化、転てつ装置のモデル改良を行った。

4.2.2 モデル改良

(1) トングレーモデルの改良

3.2 節にて構築した基本 FEM モデルでは、先行研究にて構築した分岐器走行解析モデル [4-2] を参考に、トングレーの梁要素の分割間隔は 250mm でモデル化した。これは、トングレーの力学的挙動の伝達が 250mm 間隔毎で行われることとなる。一方、今回検討対象とする信号部材（転てつ装置）の動的な応答には車両通過時のトングレーの挙動が重要となる。そこで、トングレーの動的な挙動をより詳細に模擬できるよう、トングレーの梁要素の分割間隔を 50mm とした（図 4-5）。これは、本モデリング間隔であればトングレー

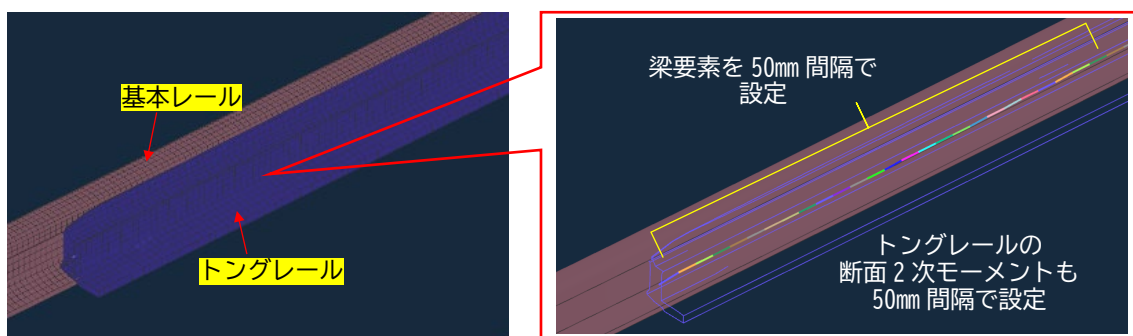


図 4-5 トングレーモデルの改良

ルの曲げ挙動を評価するのに十分な間隔と考えられるためである。さらに、トングレールの断面形状はレール長手方向に逐次変化するため、その形状を考慮した挙動となる力学的モデルを構築する必要がある。そこで、その挙動を模擬できるようにトングレールの断面 2 次モーメントについても 50mm 間隔で個別に設定した。

(2) レール締結方法の改良

評価対象となる継目部におけるレール締結装置（座金）のレールの締結方法は、先行研究にて構築されているレール締結装置の FEM モデル[4-3]を参考に、レールとレール締結装置の間にばね要素を設定する方法にてモデル化を行った。しかしながら、基本 FEM モデルでは車両通過時のレール締結装置の応力変動は小さく、その変動を再現するためには、レールを締結した際に発生するレール締結装置の応力を模擬することが必要であると考えられた。そこで、図 4-6 に示すようにレールの締結方法を、レール締結ボルトの梁要素に対し、レール締結によって生じる軸力を付加する方法に変更した。具体的には、指定した要素に対し、任意の方向に荷重を設定するものである。本モデルでは、ボルトの外形を剛体要素で定義し、ボルト中心に梁要素を設定して、剛体要素の節点の重心と梁要素の節点を拘束するようモデル化している。このボルト中心の梁要素に対し、軸方向の力を加えた。なお、ボルト軸力は、(1)式に基づき、51.1kN とした。

$$F = T/kd \quad (1)$$

F：軸力（kN），T：トルク（N・m），k：トルク係数（0.2），d：ネジの呼び径（m）

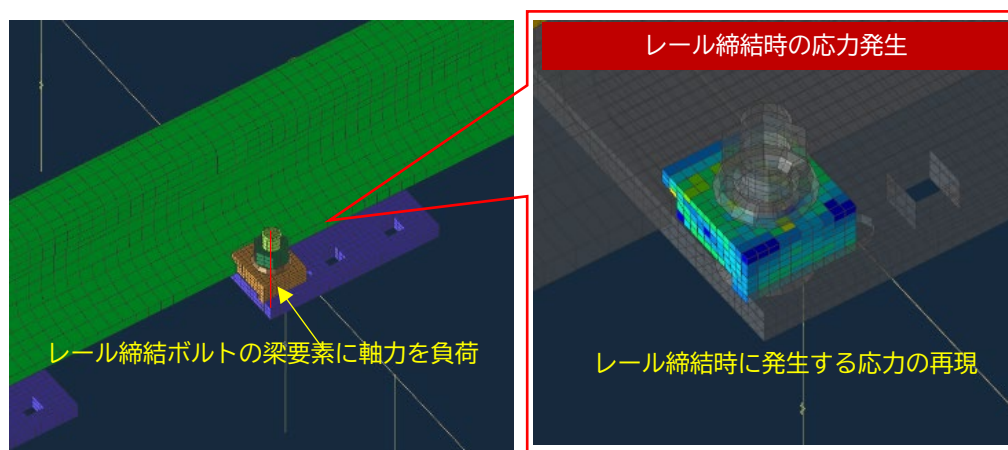


図 4-6 レール締結方法の改良

(3) レール支持ばね定数の高精度化

基本 FEM モデルでは、評価対象以外のレール締結装置は、レール支持ばねとしてばね要素を用いてモデル化を行っている。ここで、一般的な分岐器内のレール締結装置の構造は、軌道パッド等の弾性部材を持たない剛な締結構造である。基本モデルでは、その構造を考慮しモデル化を行った先行研究[4-2]を参考に、レールの支持ばね定数は上下左右 200kN/mm の線形ばねを設定していた。ただし、分岐器のポイントはトングレールが左右に可動するため、図 4-7 に示すように軌間の外側からのみレールを締結する構造となっている。また、まくらぎ毎にレール締結装置の一種であるレールブレス (Rail brace) と座金 (Washer) が交互に設置されている。これらの点を踏まえると、トングレールの動的な挙動を詳細に模擬するにあたっては、レールの支持ばね定数をより詳細に設定することが重要であると考えられる。そこで、図 4-8 に示す分岐器内のレール締結装置の支持ばね定数試験を実施し、使用するレール締結装置の非線形ばね特性を取得した。具体的には、本試験においてレール締結装置の横ばね定数と鉛直ばね定数を取得する試験を実施した。試験は、レールを締結した状態で、レールに対し横方向または鉛直下向きの荷重を加え、荷重とレールの変位の関係を測定した。横ばね定数試験の荷重域は 0-60 kN、鉛直ばね定数試験の荷重域は 0-100 kN でそれぞれ 3 回ずつ载荷と除荷を繰り返した。表 4-2 に取得した分岐器内のレール支持ばね定数を示す。試験により得られたばね定数は、基本モデルで設定した値 (鉛直・横ばねともに 200kN/mm) と比べ、小さかった。これは、上述したように片側のみレールを締結する構造のため、レールの回転が一部許容されていることが影響していると考えられる。以上より、得られた試験結果をシミュレーションモデルのレール支持ばね定数として適用した。

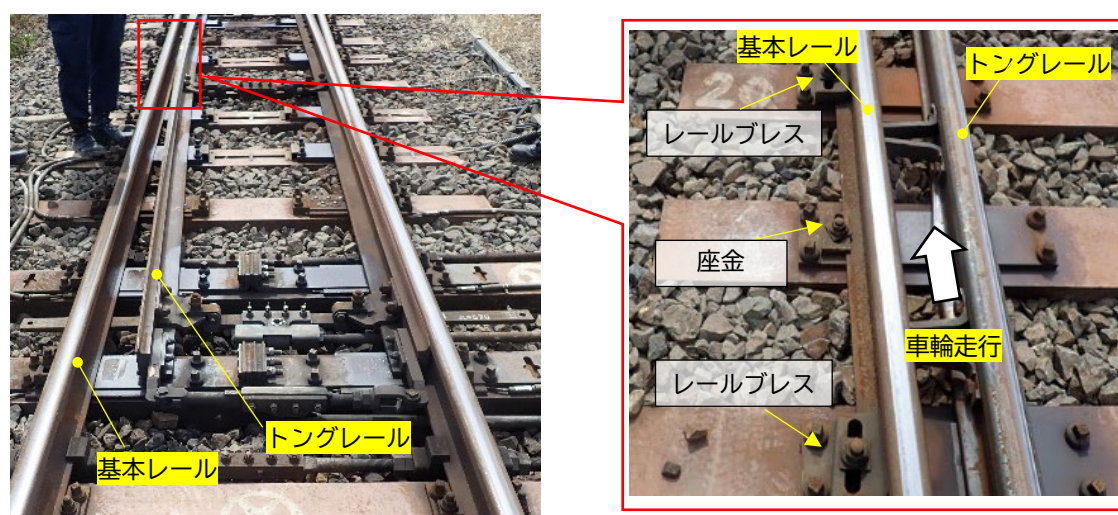
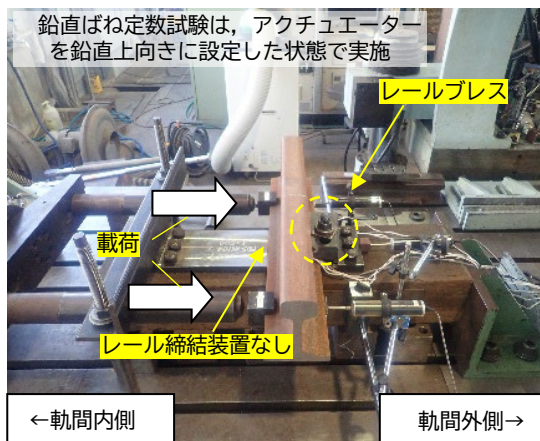
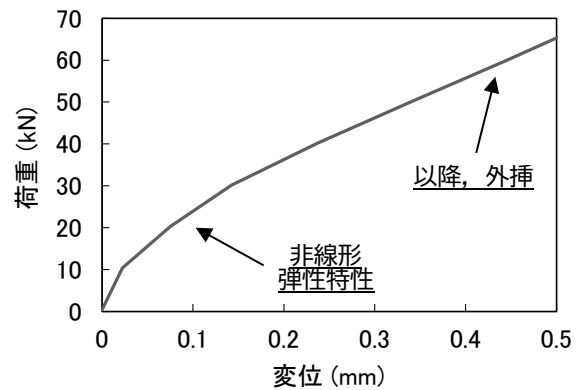


図 4-7 ポイントにおけるレールの締結方法



(a) レールプレスに関する横ばね定数試験の状況



(b) レールプレスの左右方向に関する非線形特性

図 4-8 ポイントにおけるレールの締結方法

表 4-2 レール締結装置のばね定数試験結果

レール締結装置ばね定数	値
レールプレス横ばね定数	124.7 kN/mm
レールプレス鉛直ばね定数	178.6 kN/mm
座金横ばね定数	97.7 kN/mm
座金鉛直ばね定数	159.9 kN/mm

(4) 転てつ装置モデルの改良

基本 FEM モデルでは過去に構築した分岐器の転換解析モデル[4-4]を参考に転てつ装置モデル (図 4-1(d)) を構築した。ただし、基本モデルでの解析結果では、車両通過時において転てつ装置に付随する信号部材の応答値に変動がみられなかった。これは、基本モデルではトングレールへの密着力を図 4-9(a)に示すように強制荷重で与えていたが、実際の転てつ装置では図 4-10 に示すように、動力源となる電気転てつ機からスイッチアジャスタおよび転

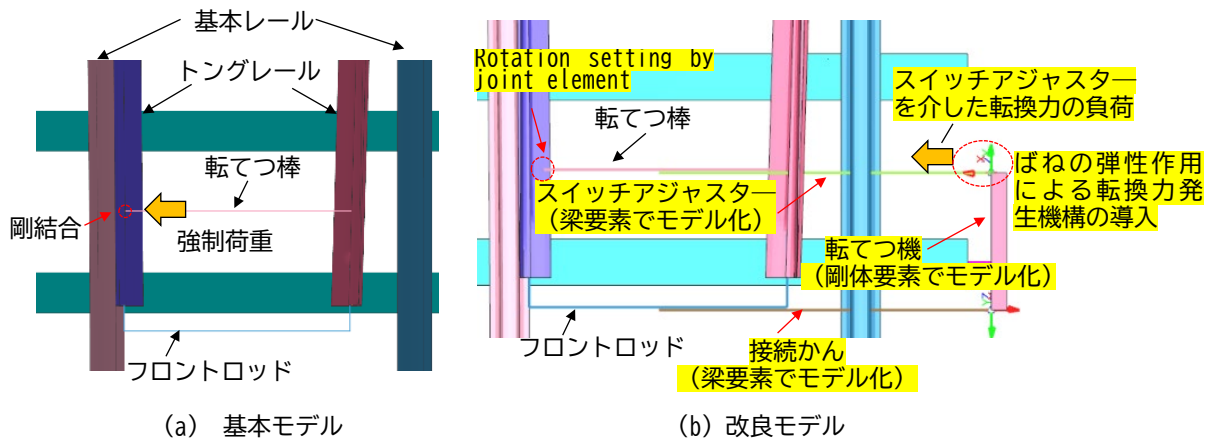


図 4-9 転てつ装置のモデル化

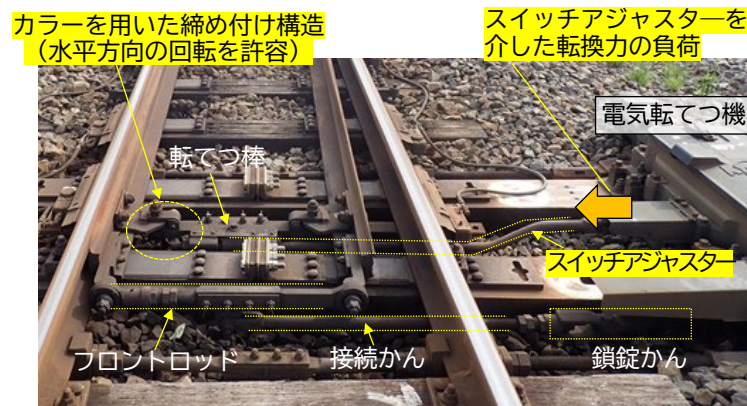


図 4-10 転てつ装置の機構

てつ棒を介し，スイッチアジャスタの弾性変形に伴う弾性力が作用する構造であるなど，転てつ装置の構造を詳細にモデル化できていないことが要因として考えられた．そこで，転てつ装置からトンダレールまでの力学的機構を詳細に模擬するため，図 4-9(b)に示すように電気転てつ機を剛体要素で，スイッチアジャスタを梁要素でモデル化するとともに，トンダレールへの密着力を電気転てつ機モデルとスイッチアジャスタモデルの間にスイッチアジャスタの弾性力を模擬したばね要素を設定した．このばね要素に対し，基本モデルで与えていた強制荷重と同等の力がスイッチアジャスタに生じるよう圧縮側の初期変位を与えた．さらに，転てつ棒とトンダレールの接続部は軌道面に水平な回転を許容する構造となっていることから，その構造を模擬するため，転てつ棒とトンダレールの接続について水平回転を許容する設定とした．また，転てつ機のモデル化に合わせて，フロントロッドと転てつ機の間接続される鎖錠かんについても梁要素でモデル化した．

(5) 関節ポイントモデルの改良

基本 FEM モデルは弾性ポイントを対象にモデル化を行った．ただし，5.2 節にて後述するが，軌道部材の評価項目の 1 つに，関節ポイントにおけるヒール部のレール締結ボルト応力（図 4-11）（以下，「ヒール部ボルト応力」という）があり，その検討を行うためには，関節ポイントのモデルも構築する必要がある．弾性ポイントと関節ポイントの構造の差異は，トンダレール後端部の構造である．そこで，基本モデルをベースにトンダレール後端部を関節ポイントに変更した関節ポイントモデルを構築した（図 4-12）．関節ポイントのヒール部は構成部材が多く，回転機構も有り構造が複雑であるため，モデル化にあたってはヒール部の各部材の形状を詳細に模擬した．また，応力評価を行うヒール部のレール締結ボルトや弾性変形が生じると考えられる間隔材をソリッド要素でモデル化し，その他のナットやタイプレートは形状を模擬した剛体要素でモデル化した．ヒール部のレール締結ボルトについては，4.2.2(2)節で前述した方法にてレール締結によって生じる軸力を負荷した．なお，対象の関節ポイントは，弾性ポイントと同様に 10 番片開き分岐器とした．

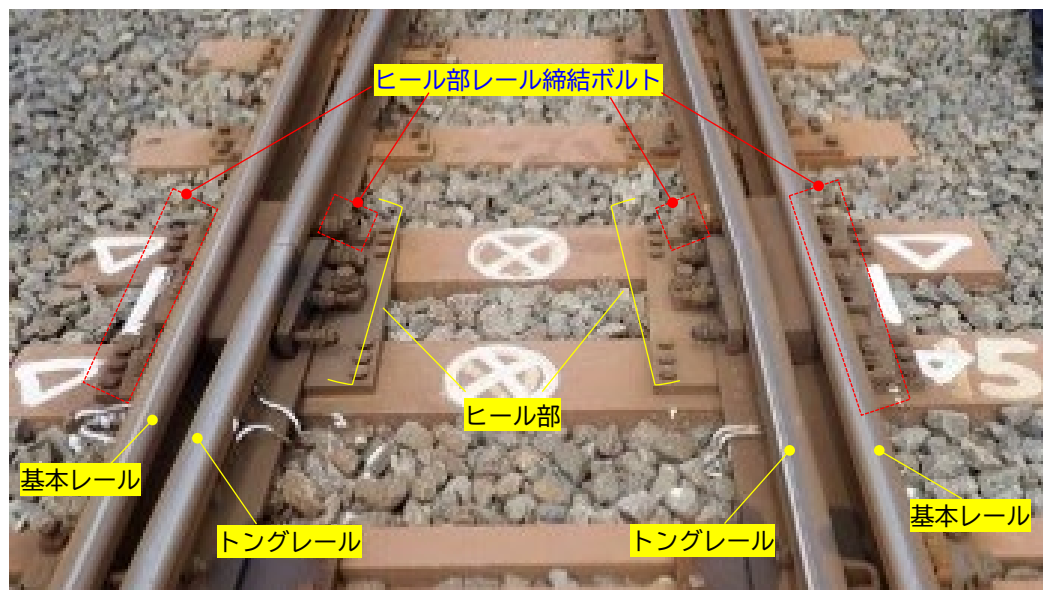


図 4-11 関節ポイントヒール部の構造例

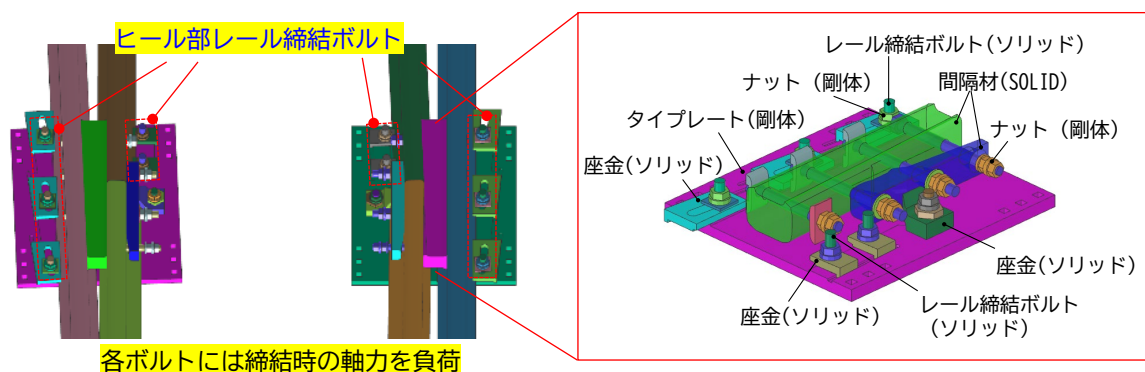


図 4-12 関節ポイントヒール部のモデル化

(6) 改良モデルの妥当性評価

基本 FEM モデルと改良 FEM モデルのモデル内容を比較したものを表 4-3 に、改良 FEM モデルの解析結果と試験結果の比較を図 4-13～図 4-15 に示す。なお、ヒール部ボルト応力については、現地測定試験において測定できなかったことから、高速用分岐器の整備基準値内で管理されている状態においては走行車両や走行条件等は異なっても発生する応力に大きな変化はないと考え、同形式の分岐器で過去に実施された走行試験結果[4-5]との比較を行った。ただし、上記の参考文献は、車両通過時の応力のピーク値のみの記載であるため、比較はピーク値で行った。検証の結果、軌道部材および信号部材ともに、各部材で発生する応力や変位のピーク値は 81%以上の精度で一致していることが確認された（図 4-13～図 4-15）。また、軌道部材のレール締結装置の応力（図 4-13）の詳細について、応力のピークが発生している 1 軸目通過時の応答波形を確認すると、その波長は、試験が 0.015s、解析が 0.014s と両者は約 98%の精度で一致していた。2 軸目については解析結果の応答が小さい

が、これは実際の継目部ではレールの摩耗や各種部材間の隙間等が生じており、解析モデルではこれらの点を考慮していないことが2軸目の応答に影響している可能性が考えられる。ただし、ピークが生じている1軸目の応答が概ね一致していることから、解析の妥当性は確保されていると判断できる。また、信号部材の鎖錠かん変位(図4-14)の詳細についても同様に、変位のピークが発生している2軸目通過時の応答波形を確認すると、その波長は、試験が0.043s、解析が0.046sと両者は約98%の精度で一致していた。なお、解析結果では車軸通過前に微小な振動がみられた。これは、モデル改良により、転てつ装置からトングレールに加える荷重をスイッチアジャスタの弾性力を模擬したばね力で再現したことが影響しているとともに、鎖錠かんが接続されているトングレールは、レールの後端部のみでレール締結されている構造であるため、拘束が弱く振動しやすいことが要因と考えられる。実構造では、レール下部の支持構造物の減衰効果により、こうした振動は抑制されるが、本モデルではその影響が十分に再現されておらず、振動が残留している可能性がある。ただし、本モデルはトングレールの支持条件や接触関係を適切に反映しており、車軸通過時の応答傾向や荷重伝達の挙動については、実現象と整合する結果が得られているため、解析の妥当性は

表 4-3 基本モデルと改良モデルの比較結果一覧

変更箇所	基本 FEM モデル	改良 FEM モデル	改善効果*
トングレールの要素分割間隔 (4.2.2(1)節)	250mm	50mm	○
レール締結方法 (4.2.2 (2) 節)	ばねによる締結	ボルト軸力による締結	◎
レール締結装置ばね定数 (4.2.2 (3) 節)	一律 200kN	実験結果に基づく 非線形特性	○
転てつ装置構造 (4.2.2 (4) 節)	転てつ装置の力学的機構 は未考慮	転てつ装置の力学的機構 を考慮	◎
関節ポイントヒール構造 (4.2.2 (5) 節)	なし	詳細構造のモデル化	◎

*動的応答再現の主要因を◎、補助要因を○として記載

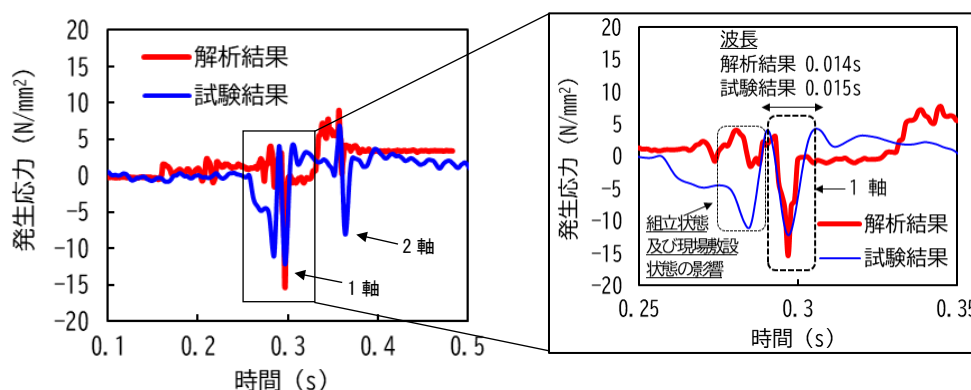


図 4-13 レール締結装置の発生応力に関する検証結果

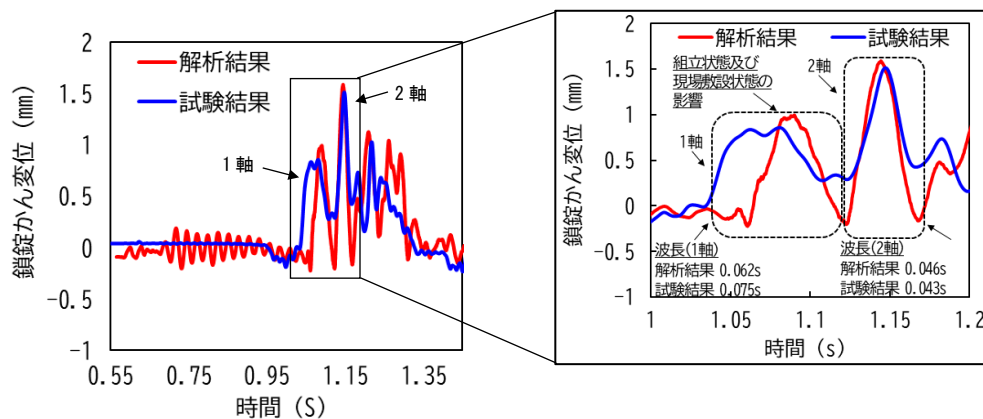


図 4-14 鎖錠かん変位に関する検証結果

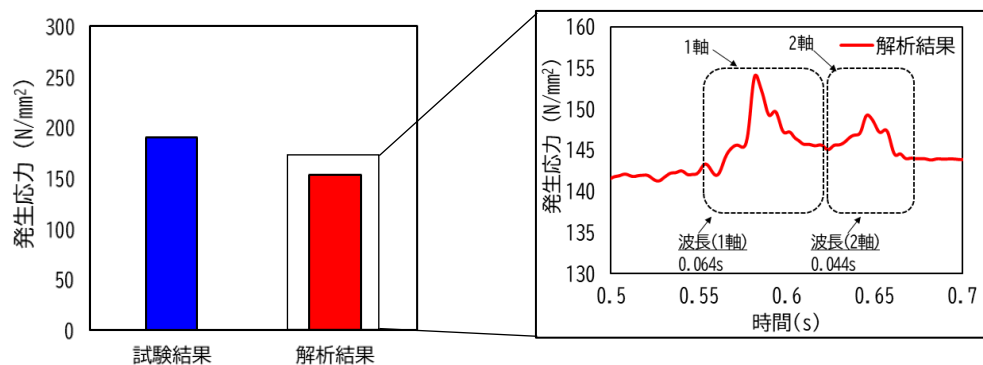


図 4-15 ヒール部ボルト応力に関する検証結果

確保されていると判断できる。ヒール部ボルト応力（図 4-15）についてはピーク値での比較となるものの、そのモデリング方法はレール締結装置と同じものであり、時刻歴の応答についても他の部材と同様に車軸通過時にピークが現れる応答波形となっていることから妥当性があると考えられる。以上より、軌道部材、信号部材ともに、対象となる部材の応力や変位のピーク値、波長等が試験結果と解析結果で概ね一致していることを踏まえると、本解析モデルにて部材の挙動を再現できているものと考えられる。ただし、ピーク値前後の波形については試験結果と解析結果で差がみられる部分がある。一方、走行試験時の複数の測定結果を比較したところ、ピーク値の波形形状にばらつきはみられなかったが、ピーク値前後の波形についてはばらつきがみられた。このことから、ピーク値の挙動については、車軸通過に伴う各部材の主な挙動と考えられるが、ピーク値前後の挙動については試験時における部材の各種隙間や公差などの組立状態や車輪摩耗や輪重のアンバランスなどの車両状態等の影響を相互に受け、若干のばらつきが生じているものと考えられる。そのため、解析結果と試験結果で差がみられたものと考えられる。

また、実施したモデル改良（表 4-3）は、分岐器構造をより精緻にモデル化することで高精度化を図っているものである。モデル改良自体は、各改良が相互に影響していることもあり、それぞれの改良の度合いを定量的に評価することが困難であったため、表 4-3 では改良

による大きな改善がみられたものを主要因とし、その他の要因を補助要因として記載した。具体的には、基本モデルにて再現できていなかった部材の動的な応答を示すようになった主な要因は、レール締結方法の改良、転てつ装置モデルの改良であった。レール締結方法の改良では、レールを締結した際に発生するレール締結装置の応力を模擬したことによる影響が大きいものと考えられる。また、転てつ装置モデルの改良ではトングレールの転換機構としてスイッチアジャスタの弾性力による転換力を模擬したことによる影響が大きいものと考えられる。

以上の結果より、本シミュレーションモデルを用いて軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響を定量的に評価することが可能であると考えられる。

4.3 マルチボディダイナミクス (MBD) を用いた車両運動評価モデル

4.3.1 基本 MBD モデル

構築したモデルの概略を図 4-16 に、主な解析諸元を表 4-4 に示す。なお、本節にて述べるモデルを基本 MBD モデルという。解析ソフトウェアは、汎用解析ソフト「SIMPACK」を用いた。モデル化する分岐器は、3 章で述べた現地測定試験を実施した 10 番片開き分岐器とした。車両モデルは、図 4-6(a)に示すとおり、車体・台車・輪軸を剛体でモデル化し、それらをばね・ダンパで結合した 1 車両モデルとした。軌道モデルは、図 4-16(b)に示すように、レール・まくらぎを輪軸直下に追従する質量とし、その間をばねとダンパで結合したモデルである[4-6]。また、図 4-16(e)に示すように、ポイントの乗り移り部は、先行研究のモデル化方法[4-2]を参考に基本レールとトングレールのレール断面形状を 250mm 毎に設定することで、車輪の乗り移り挙動を模擬できるようにした。また、本研究で用いる MBD 手法の車輪・レール間の接触力について、法線方向は Hertz の接触理論に基づいて算定しているとともに、接線方向は Kalker による非線形単純化クリープ力理論に基づく FASTSIM[4-7]により求めている。

構築した基本 MBD モデルの妥当性を確認するため、4.2 節で構築した動的 FEM モデルを用いた部材損傷評価モデルとの比較検証を実施した。また、本研究では分岐器の基準線側走行を検討対象としているが、基準線側走行は直線であり、通り変位を与えないと車両運動の評価に重要な横圧がほぼ発生しないことから MBD モデルの検証には、10 番片開き分岐器の対向方向で、分岐線側走行時の外軌側の輪重、横圧を比較することとした。分岐線側走行は低速であるものの、ポイントの乗り移りにおいて横圧が生じることから乗り移り時の車両挙動の検証に適していると考えた。なお、走行速度は 10 番分岐器の分岐線側制限速度の 35km/h を設定した。図 4-17 に比較した結果を示す。解析の結果、MBD モデルでは車輪が基本レールからトングレールへ乗り移る際に局所的な横圧の変動がみられること、また、乗り移り後の輪重に差がみられることがわかった。この結果を踏まえ、乗り移り時の挙動をより詳細に模擬するためシミュレーションモデルの改良を行った。

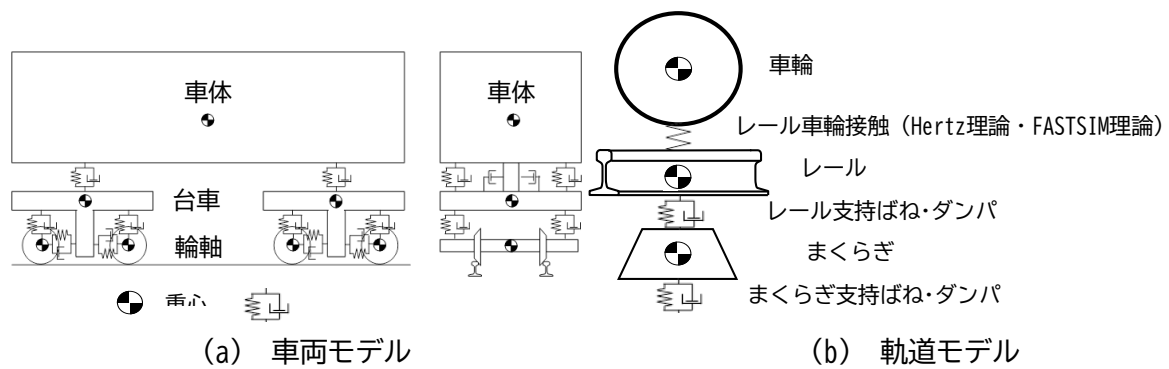
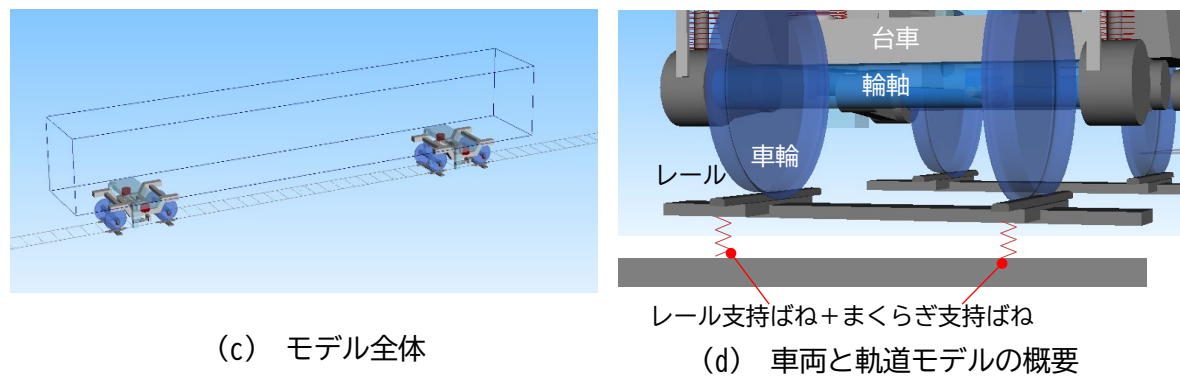


図 4-16 MBD モデルの概要

表 4-4 MBD モデルの主な解析諸元

項目	諸元
分岐器形式	10 番片開き（左開き）
スラック	5mm
レール	50KgN レール
レール支持ばね定数(左右)	20.6kN/mm
レール支持ばね定数(上下)	75.2kN/mm
車両形式	特急車両
車体質量	28.3t
車体ばね間質量	2.2t/台車
車体ばね下質量	1.52t/輪軸
台車間距離	14.15m
軸距	2.1m

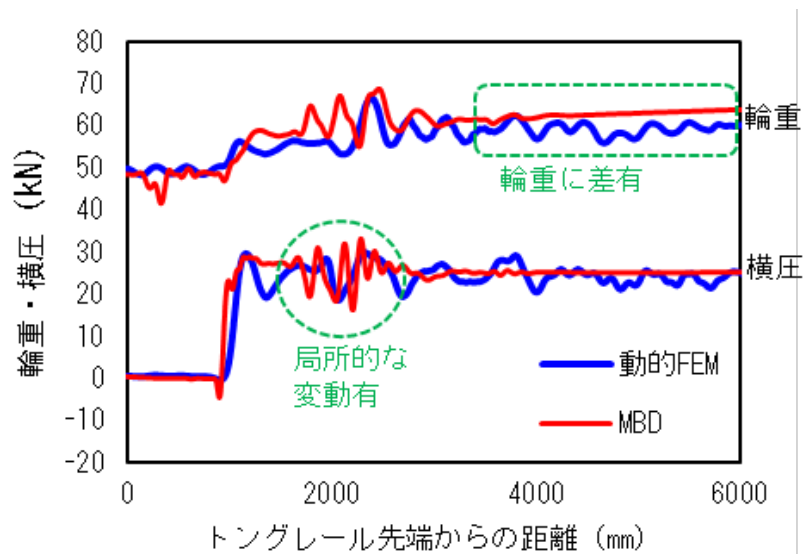


図 4-17 基本モデルの妥当性検証結果

4.3.2 モデル改良

(1) トングレールモデルの改良

本研究で用いる MBD 手法では、車輪とレールの接触力の計算を一定間隔の時間刻みで逐次実施する。その際、接触力の計算に適用されるレール断面形状は、事前に設定した任意の位置におけるレール断面形状とその次の位置に設定したレール断面形状をつないで補間された形状が適用される。基本 MBD モデルでは、先行研究におけるモデル化方法を参考[4-2]に 250mm 間隔でレール断面形状を設定していたが、ポイントの乗り移り部のような短い区間でレール断面形状が変化する箇所では、その設定間隔をより小さくすることで精度向上を図ることが可能と考えられる。そこで、図 4-18 に示すようにその形状変化を十分に捉えられる間隔を 50mm とし、トングレール全体にわたり約 80 断面設定した。

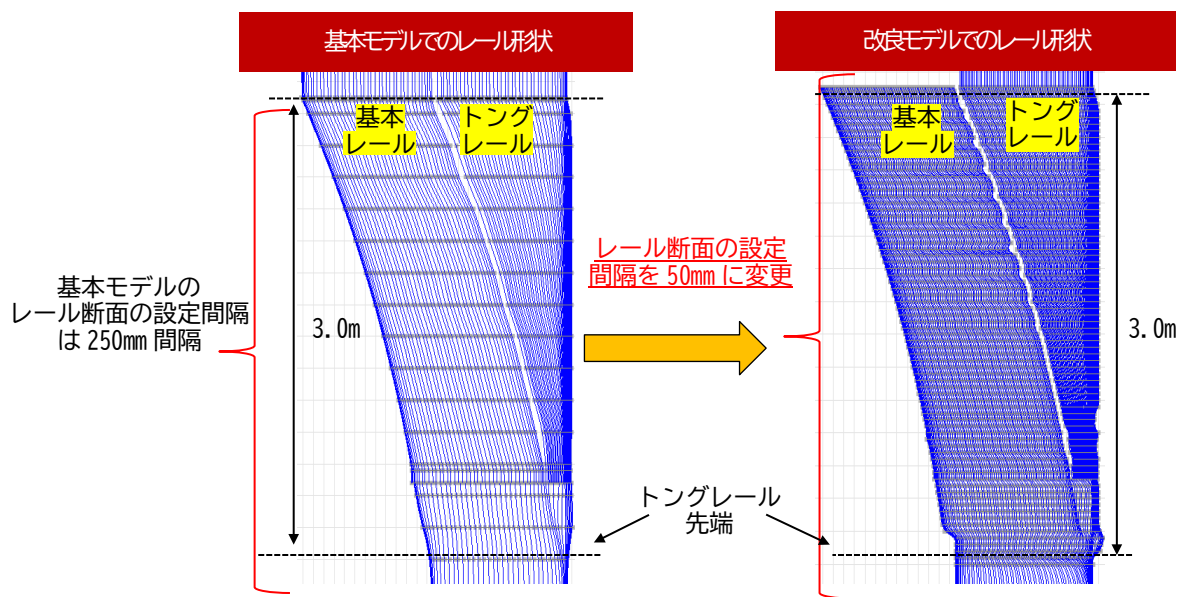


図 4-18 トングレールモデルの改良

(2) レール断面形状の節点間距離の検討

基本 MBD モデルにおけるレール断面形状の節点間距離は、過去に構築された一般区間を対象にした MBD モデルを参考[4-8]に 0.5mm 間隔で設定を行っていた。一方、ポイントの乗り移り部においては、レール断面形状の節点間距離が解析結果に影響を及ぼすことがわかった。そこで、適切な節点間距離の検討として、節点間距離を徐々に小さくした場合の解析を行った結果、0.1mm までは横圧の局所的な変動が定常横圧の 20%以下になるまでの改善がみられたが、それより小さくした場合には変化がみられなかった。そこで、図 4-19 に示すようにレール断面形状の節点間距離を 0.1mm とした。

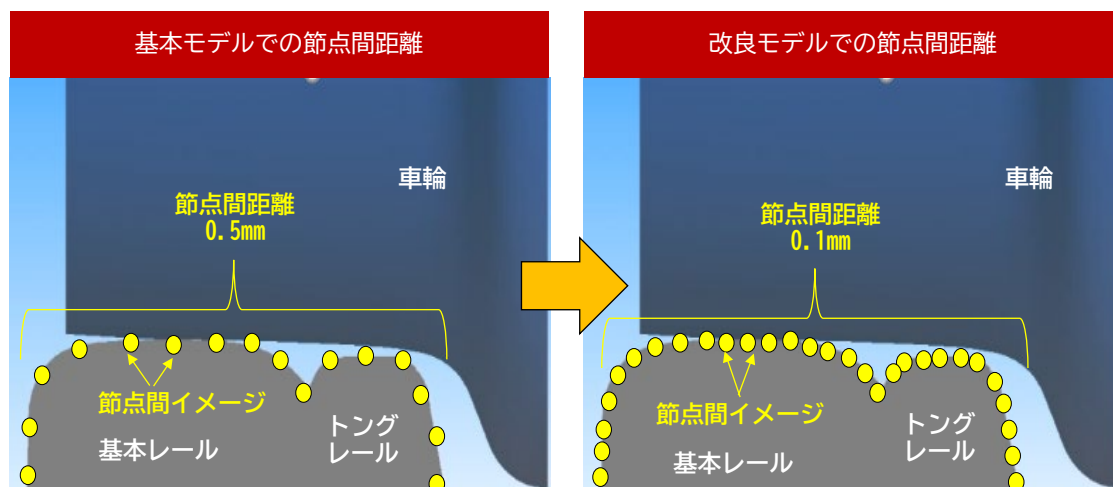


図 4-19 レール断面形状の節点間距離の改良

(3) 改良モデルの妥当性評価

改良した MBD モデルの比較検証結果を図 4-20 に示す。改良 MBD モデルでは、基本 MBD モデルにおいて発生していた基本レールからトングレールへの乗り移り時における横圧の局所的な変動が改善されているとともに、乗り移り後の輪重が概ね一致ようになった。横圧変動の改善は、レールの節点間距離を小さくしたことで乗り移り時における接触点の変動を抑えることが可能となったためと考えられる。なお、動的 FEM モデルの方が横圧の変動が少し大きいですが、これは動的 FEM におけるレール断面の節点間距離が 5mm であり、MBD モデルより大きいため生じていると考えられる。また、輪重変動は、基本モデルでも乗り移り時の輪重変動（トングレール先端から 2000mm 程度）はある程度捉えていたが、レール断面形状をより細かくしたことで、レール長手方向のレールの高さの変化をより精緻に再現可能となったため、改善されたものと考えられる。

以上の結果より、本シミュレーションモデルを用いて軌道変位が車両運動に与える影響を定量的に評価することが可能であると考えられる。

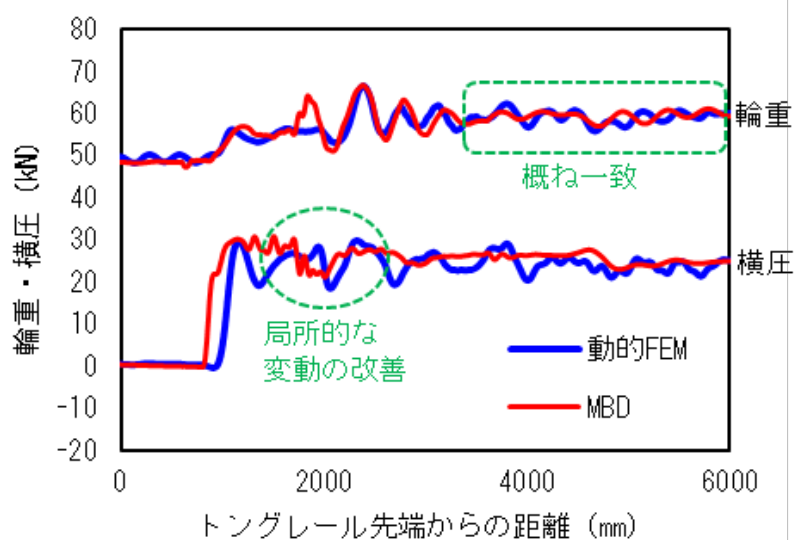


図 4-20 改良モデルの妥当性検証結果

参考文献

- [4-1] 潮見俊輔, 押味良和, 佐藤輝空, 椿健太郎, 高崎健, 転てつ装置の密着力・密着度が特異となる現象の解明, 鉄道総研報告, Vol.35, No.10 (2021), pp.35-40.
- [4-2] 塩田勝利, 及川祐也, 清水紗希, 分岐器構造を考慮した走行安全性および部材強度の評価方法, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.22, No.1 (2018), pp.227-234.
- [4-3] 玉川新悟, 片岡宏夫, 弟子丸将, レールの小返り解析モデルの提案とレール締結装置の性能評価試験への応用, 土木学会論文集, Vol.73, No.2 (2017), pp.330-343.
- [4-4] 塩田勝利, 及川祐也, 清水紗希, 分岐器ポイント部の異物介在時におけるトングレーの変形形状予測について, 土木学会第 71 回年次学術講演会 (2016), VI-320.
- [4-5] 塙光雄, 加藤正二, 堀雄一郎, 超満員電車の分岐器直線側通過速度 120km/h 走行試験結果の分析, 平成 7 年鉄道技術連合シンポジウム論文集 (1995), pp.115-116.
- [4-6] 細田充, 田中博文, 西宮裕騎: レール波状摩耗の発生機構検討のための MBD を活用したシミュレーション, 日本機械学会 2016 年度年次大会, No.16-1, B1800202.
- [4-7] Kalker, J.J.: A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact, Vehicle System Dynamics, Vol.11(1982), pp.1-13.
- [4-8] 西宮裕騎, 細田充, 田中博文: マルチボディダイナミクスによる車両運動解析の妥当性検証に関する一考察, 土木学会第 71 回年次学術講演会, VI-279, 2016.

第5章 軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響の評価

5.1 概要

本章では、構築した分岐器走行シミュレーションモデルを用いて、高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響について検討を行った。なお、本研究では高速用分岐器における管理項目（表 1-1）において、軌道変位を対象とした検討を行うが、その他の項目であるクロッシングの軌間、バックゲージ、ガードのフランジウェー幅、継目部の目違い等の項目については、著大横圧の発生要因に対応する個別対策であることから、本検討においては現行の値で管理することを前提とした。

5.2 評価項目および指標

軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響を評価するための評価項目および評価指標（限度値）を表 5-1 に示す。評価項目および評価指標は、速度向上マニュアルで定められる項目[5-1]を参考に設定した。

軌道部材は、レール締結装置の発生応力、関節ポイントのヒール部ボルト応力およびトングレーレ弾性部応力を、信号部材は転てつ装置の鎖錠かん変位、スイッチアジャスタ応力およびフロントロッドの発生応力を評価項目とした。なお、同速度向上マニュアルでは上記の評価項目の他に、ガードレールの背面横圧も確認することが示されている。ただし、ガードレールの背面横圧については、クロッシングの軌間およびバックゲージに関する個別対策（表 1-1）により、軌道変位の影響を受けにくく、構造設計上、高速走行に対応している[5-2]ことから、これらの項目については検討の対象外とした。なお、レール締結装置の評価に

表 5-1 評価項目および評価指標

評価対象		評価項目	評価指標 (限度値)
分岐器部材	軌道部材	レール締結装置発生応力	115 N/mm ²
		関節ポイントヒール部ボルト応力	240 N/mm ²
		トングレーレ弾性部応力	137 N/mm ²
	信号部材	鎖錠かん変位	1.5 mm
		スイッチアジャスタ応力	±240 N/mm ²
		フロントロッド応力	240 N/mm ²
車両運動	走行安全性	脱線係数目安値超過時間	15 msec
	車両動揺	上下動揺	0.5 G
		左右動揺	0.4 G

については、継目部通過時の衝撃が発生応力に対し最も厳しいものと考え、ポイントの継目部を対象に実施した。

次に、車両運動に関する評価として、走行安全性は高速走行時の評価に広く用いられる脱線係数 0.8 を継続して超過する時間[5-3]（以下、「脱線係数目安値超過時間」という）により評価した。また、車両動揺は速度向上マニュアルの安全性の基準に基づき、上下動揺および左右動揺を評価した。車両動揺の単位は、速度向上マニュアルで示される単位「G」を用いることとし、1G は 9.8m/s^2 である。なお、車両の固有振動数は、一般的に新幹線、在来線問わず 5～15Hz 程度とされており[5-4]、本解析ではサンプリング間隔を 2kHz で設定していることから現象を十分に捉えているものと考えられる。

分岐器内における評価の位置は、ポイント、リード、クロッシングのうち（図 5-1）、部材への影響が最も厳しいと想定されるポイントを対象に検討を実施した。これは、クロッシングでは、上述したように軌間およびバックゲージに関する個別対策により軌道変位による影響は小さいと考えられること[5-2]、また、リードは、レールの乗り移り等はないこと、基準線側走行時のため分岐線側走行時における急曲線の横圧も生じないことから、ポイントが最も厳しい条件と考えられるためである。

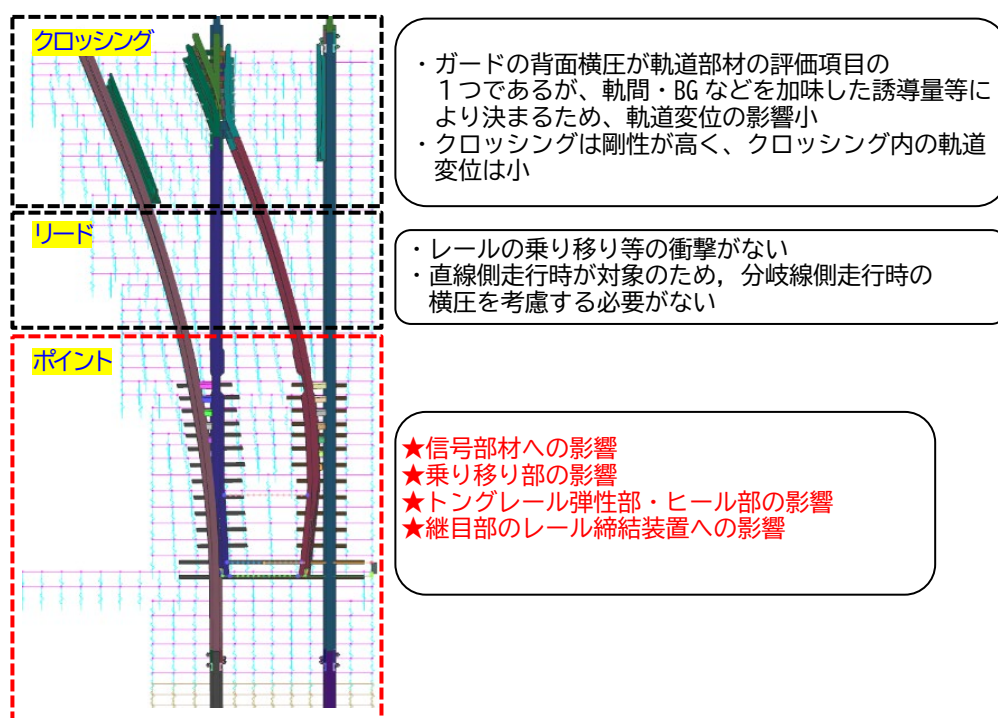


図 5-1 分岐器内における評価の位置

5.3 解析条件

解析条件を表 5-2 示す。本検討において、軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響評価（5.4 節）については動的 FEM モデルを、軌道変位が車両運動に与える影響評価（5.5 節）については MBD モデルを用いた。対象とする軌道変位は、現行の高速用分岐器の整備基準値で厳しく管理されている高低変位、通り変位、水準変位とし、各軌道変位の影響を定量的に評価するため単独で存在する状況を設定した。設定する軌道変位の波形は、コサイン波 1 波（図 5-2）、波長は 10m とし、振幅をパラメータとした。高速用分岐器の整備基準値は、高低変位および通り変位が 13mm、水準変位が 11mm であるが、本研究では軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響の限度を確認するため、これらの整備基準値よりも大きな値を設定したケーススタディを実施した。各軌道変位の設定位置は、設定位置をパラメータとした事前解析を表 5-1 の評価項目毎で実施し、各評価項目の応答値が最大となる位置を抽出し、設定した。なお、事前解析は、軌道変位毎に実施しており、同じ評価項目であっても軌道変位毎に設定する位置は異なっているものである。車両の走行速度は 120km/h、走行方向は輪重、横圧の変動が大きくなる条件である対向走行とした。また、軌道変位の向きは輪重、横圧が大きくなる条件として、高低変位は下に凸、通り変位は車輪が乗り移る方のトングレール側に向かって凸、水準変位は車輪が乗り移る方のトングレール側が下に凸となるよう設定した。その他の条件については、表 4-1 および表 4-4 と同じである。なお、分岐器部材評価における解析結果の応力は VonMises 応力とした。また、トングレール弾性部の応力評価（5.4.1(3)節）は、動的解析では解析負荷が非常に大きいことから、MBD で算定した輪重、横圧を荷重として静的に加える解析により評価を行った[5-5]。この際の解析については、解析ソフトウェア「Simcenter Nastran」を用いた。

表 5-2 解析条件

軌道条件および走行条件	諸元			
対象軌道変位	高低変位 通り変位 水準変位			
軌道変位の波形	コサイン波 1 波			
軌道変位の波長	10m			
軌道変位の振幅	5mm ~ 25mm			
軌道変位の設定位置*	5.4.1(1)節	5.4.1(2)節	5.4.2(1)~(3)節	5.5.1 節
高低変位	0 m	+4.5 m	+7.5 m	-5.0 m
通り変位	-3.1m	+6.2 m	+1.5 m	-4.0 m
水準変位	-3.0 m	+6.5 m	-0.5 m	-1.5 m
車両走行速度	120 km/h			
車両走行方向	対向走行			

*分岐器前端継目を基準とした設定位置

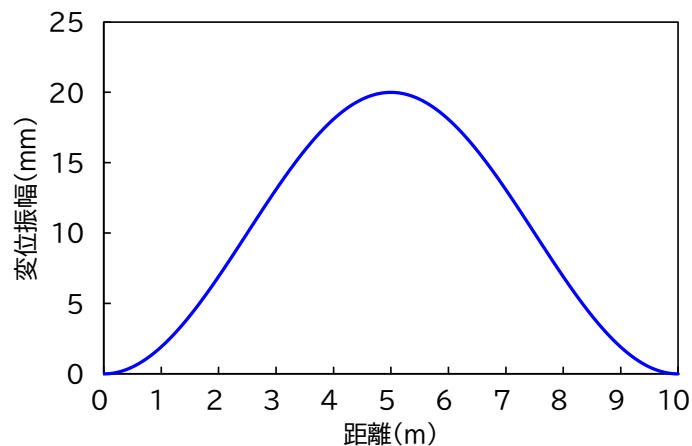


図 5-2 設定する軌道変位の形状

5.4 分岐器部材の損傷に与える影響の評価

5.4.1 軌道部材に関する評価

(1) レール締結装置応力

解析結果を図 5-3 に示す。現行の整備基準値（図中の青線，以下同様）以下の場合は，レール締結装置の発生応力は限度値を下回っており，各軌道変位がレール締結装置の損傷に与える影響は小さいことがわかった。次に，軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について，各軌道変位ともに発生応力が増加する傾向がみられたが，全てのケースにおいて限度値を下回った。ただし，通り変位は，15mm 以降発生応力が大きく増加し，25mm になると限度値に近い応力が発生する結果となった。ここで，図 5-4 に通り変位と横圧の関係を示す。通り変位が 15mm までは横圧が小さいが，15mm 以降は，横圧が大きく増加している。これは，図 5-3 で示した通り変位によるレール締結装置応力の増加傾向と一致していることが確認される。この横圧の増加については，大きな通り変位が存在する箇所を車両が通過すると，その影響により車両が左右方向に変位し，車輪がアタック角を持ってレールに接触するためである（図 5-5(a)）。よって，通り変位が大きい箇所では，横圧が増加し，それに伴いレールの小返りも大きくなり（図 5-5(b)），それを支持するレール締結装置に大きな負荷が生じたものと考えられる。

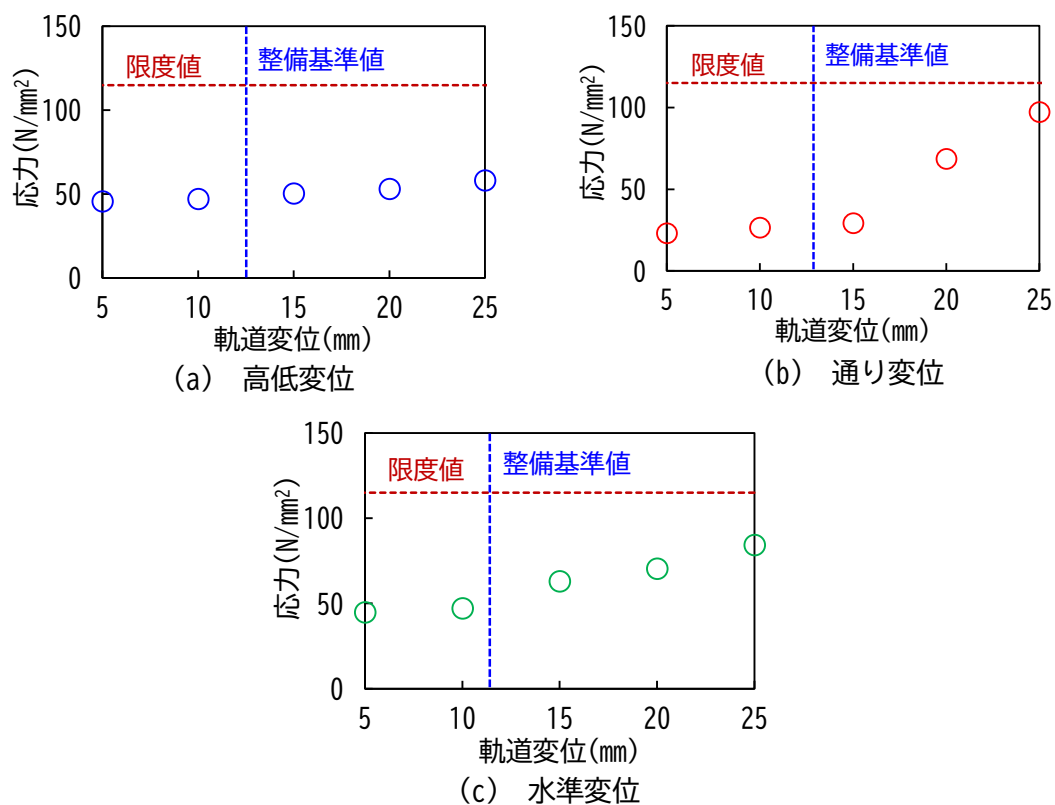


図 5-3 レール締結装置応力に関する解析結果

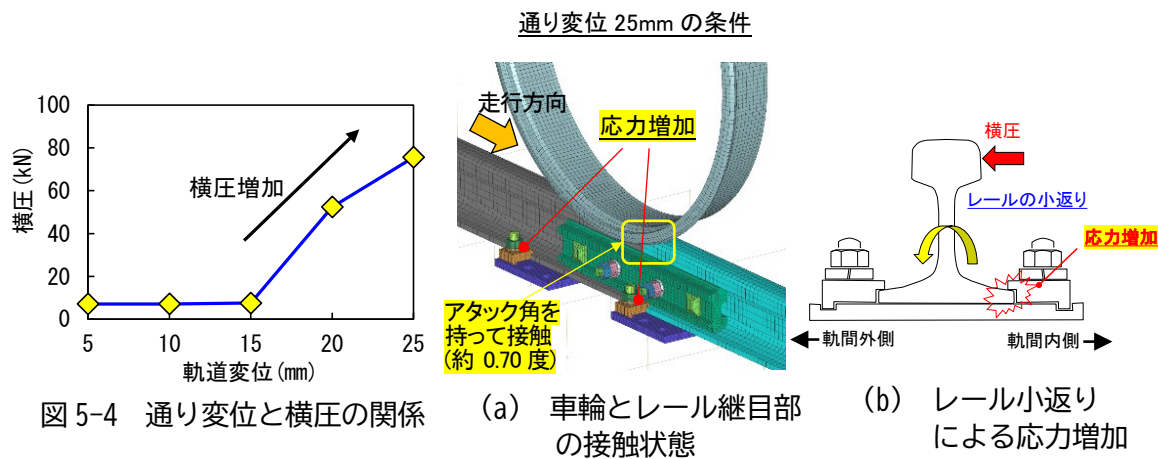


図 5-4 通り変位と横圧の関係

(a) 車輪とレール継目部の接触状態

(b) レール小返りによる応力増加

図 5-5 レール締結装置の発生応力の増加に関するメカニズム

(2) 関節ポイントのヒール部ボルト応力

解析結果を図 5-6 に示す。現行の整備基準値以下の場合、ヒール部ボルト応力は限度値を下回っており、各軌道変位がヒール部ボルトの損傷に与える影響は小さいことがわかった。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について、高低変位および水準変位は発生応力がわずかに増加する傾向であったが、25mm の場合においても限度値を下

回っていた。一方、通り変位では、変位の増加に伴いヒール部ボルト応力も増加し、整備基準値の 13mm より 8mm 大きくなった 21mm の場合に、限度値を超過する結果となった。ここで、図 5-7 に通り変位と横圧の関係を示す。通り変位が 18mm までは横圧が小さいが、19mm 以降は、横圧が大きく増加していることが確認される。この傾向は、図 5-6 で示した通り変位によるヒール部ボルト応力の増加傾向と一致している。この横圧の増加については、ヒール部の手前に存在する通り変位箇所を車両が高速で通過すると、その影響により車両が左右方向に変位し、車輪がアタック角を持ってヒール部と接触することで生じたものである（図 5-8(a),(b)）。この横圧増加の影響を受け、ヒール部を支持するヒール部ボルトに大きな負荷が生じたものと考えられる。

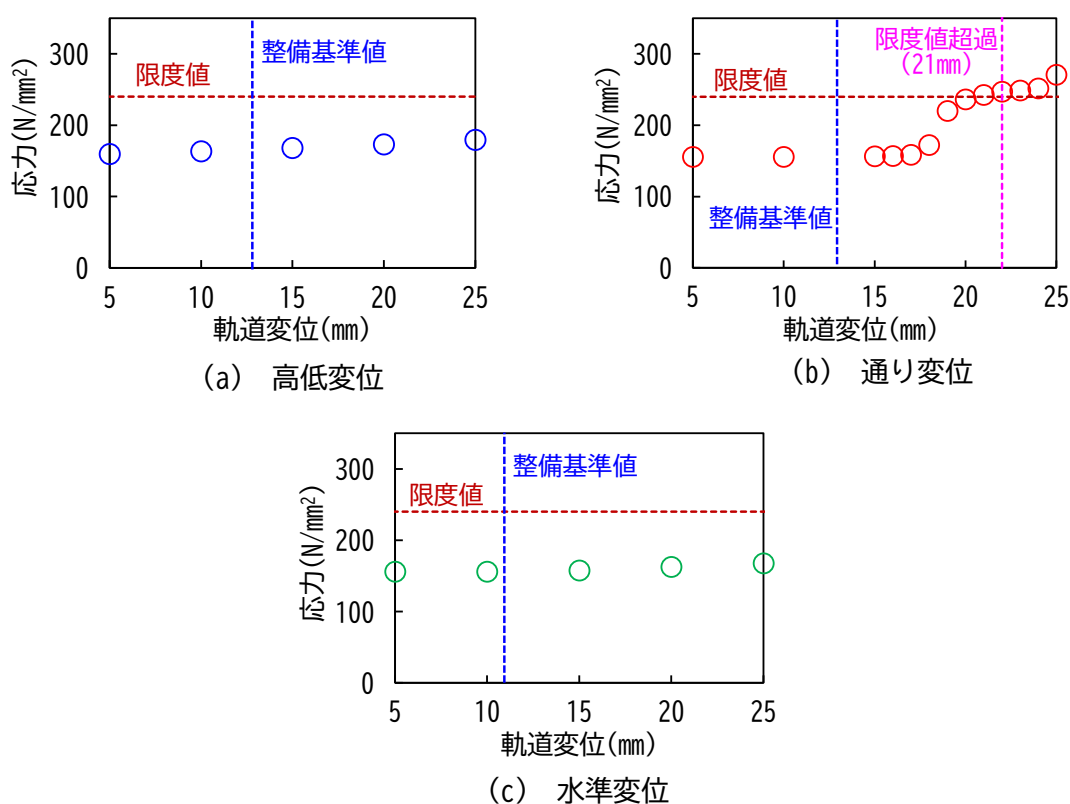


図 5-6 ヒール部ボルト応力に関する解析結果

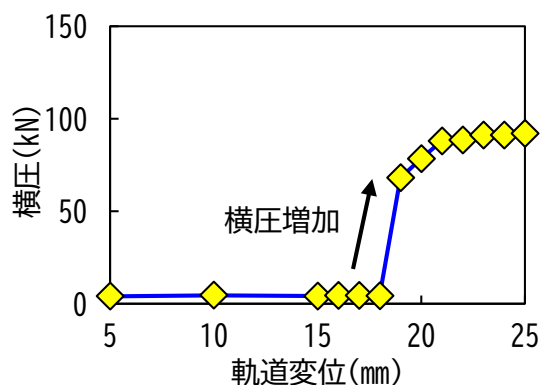


図 5-7 通り変位と横圧の関係

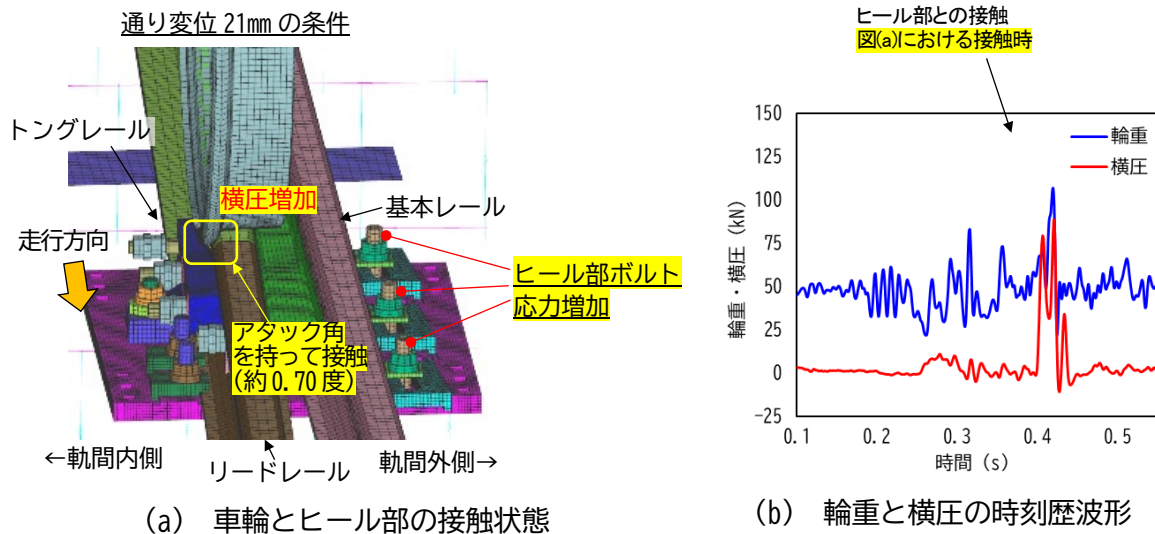


図 5-8 レール締結装置の発生応力の増加に関するメカニズム

(3) トングレール弾性部応力

解析結果を図 5-9 に示す。現行の整備基準値以下の場合、トングレール弾性部の発生応力は限度値を下回っており、各軌道変位がトングレールの損傷に与える影響は小さいことがわかった。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について、各軌道変位とともに発生応力が増加する傾向がみられたが、全てのケースにおいて限度値を下回った。ただし、通り変位は 15mm の条件において、発生する応力が最大となり、それ以降は減少する傾向となった。ここで、図 5-10(b)に通り変位 30mm で計算した解析結果のコンター図を示す。結果を確認すると、止め金具（基本レールとトングレールの間隔を保つために設置される金具（図 5-10(a)）と基本レールの接触を模擬した箇所での接触（以下、「止め金具の接触」という）が確認される。次に、止め金具の接触を模擬する固体要素を設定せずに、解析を実施した結果を図 5-10(c)に示す。止め金具の接触を考慮しなかった場合には、弾性部で最大の曲げ応力が発生しており、この際の発生応力は 217N/mm^2 で目安値を超えるものであった。この結果より、通り変位による横圧の増加により弾性部で発生する応力は増加するものの、止め金具との接触が生じた後は、トングレールの水平曲げが拘束され、発生応力は増加しないものと考えられる。この点を踏まえ、解析結果を再度確認すると、通り変位 15mm の条件までは横圧の増加に伴い、トングレール弾性部で発生する応力も増加している。一方、通り変位が 20mm 以上の条件では、更なる横圧の増加により、輪重と横圧の合力の作用方向は水平方向に近づき、トングレールの曲げ挙動が鉛直曲げから水平曲げへと変わっていくが、止め金具との接触によりその水平曲げは拘束される。結果として変位が大きくなるほど、鉛直曲げの影響が小さくなり、発生応力は減少したものと考えられる。

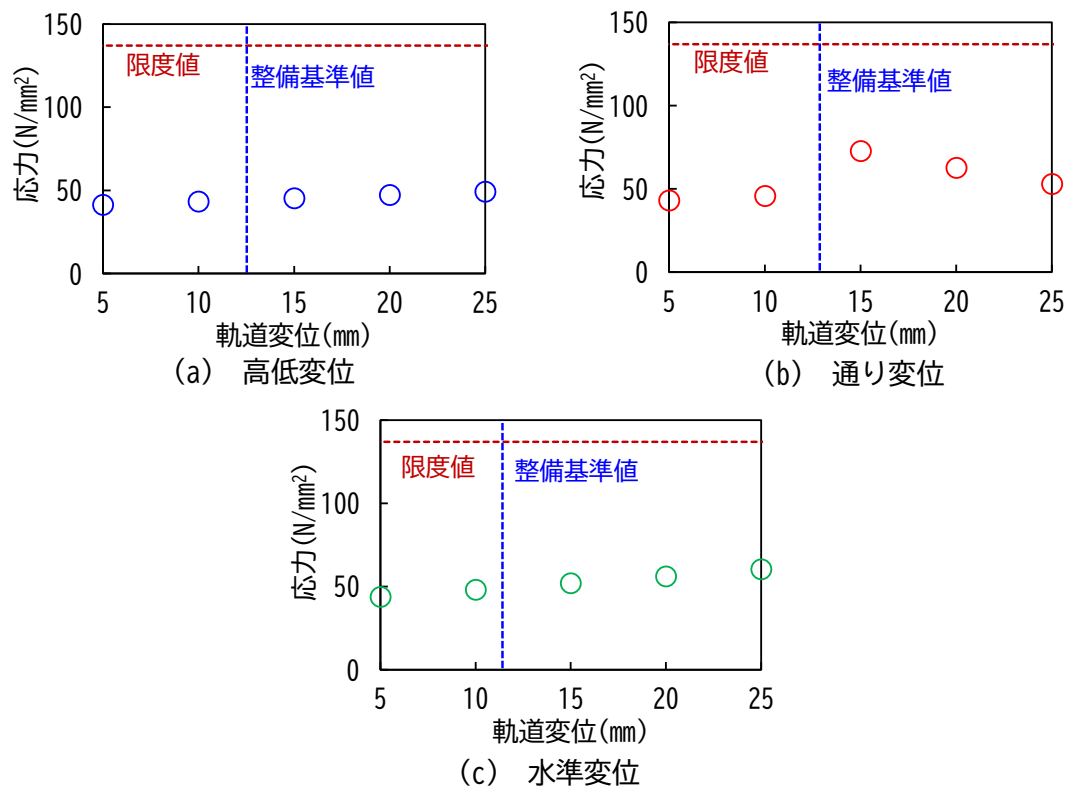


図 5-9 トングレール弾性部応力に関する解析結果

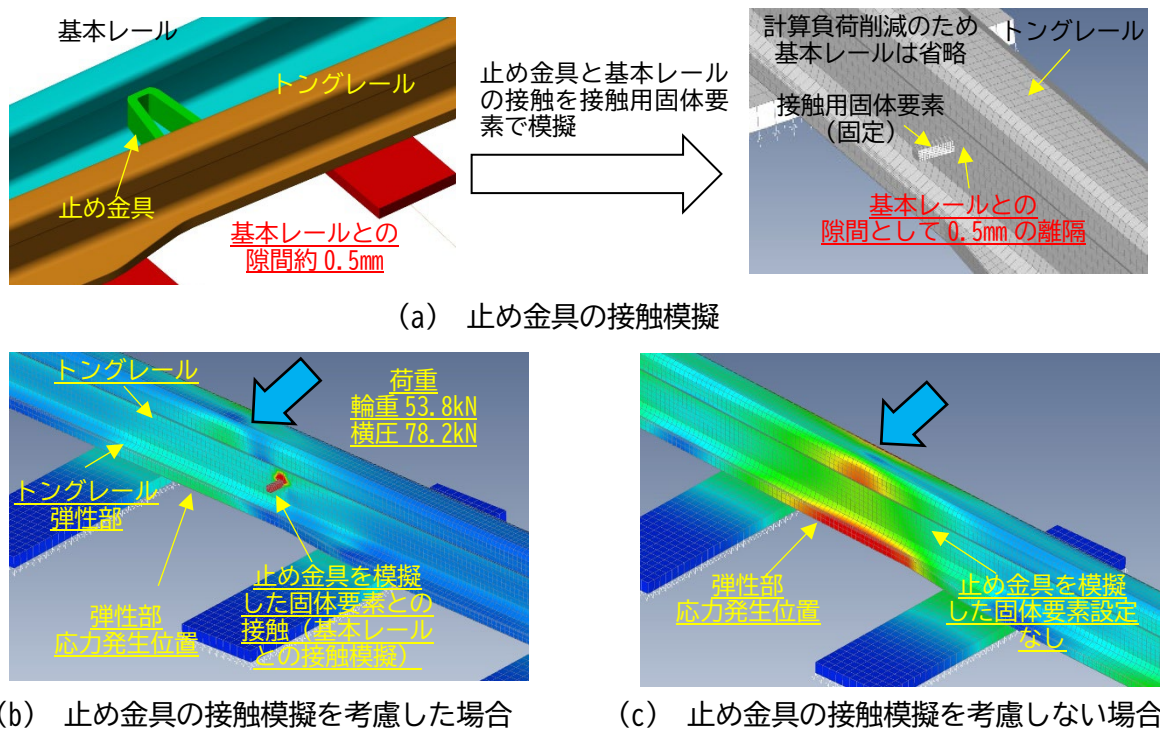


図 5-10 止め金具との接触有無による発生応力の違い

5.4.2 信号部材に関する評価

(1) スイッチアジャスタ応力

解析結果を図 5-11 に示す。現行の整備基準値以下の場合は、スイッチアジャスタの発生応力は限度値を下回っており、各軌道変位がスイッチアジャスタの損傷に与える影響は小さいことがわかった。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について、高低変位および水準変位が大きくなった場合は発生する応力に変動はみられなかった。通り変位が大きくなると発生する応力が増加する傾向はみられたものの、全てのケースにおいて発生応力は限度値を下回った。なお、通り変位の影響による応力増加について、スイッチアジャスタの発生応力は、5.4.2.(3)節で後述する鎖錠かん変位の増加とも関連しており、鎖錠かん変位が増加するということはトングレールが基本レールから開口するということを示すが、その場合スイッチアジャスタにかかる負荷も大きくなる。ただし、スイッチアジャスタは5mm程度の異物を介在させて転換した場合でも転換可能であることが確認されている[5-6]ことから、本研究での条件下におけるトングレールの開口（約2.5mm、5.4.2.(3)節で後述）の範囲内では、スイッチアジャスタの損傷に対して問題はみられなかったと考えられる。

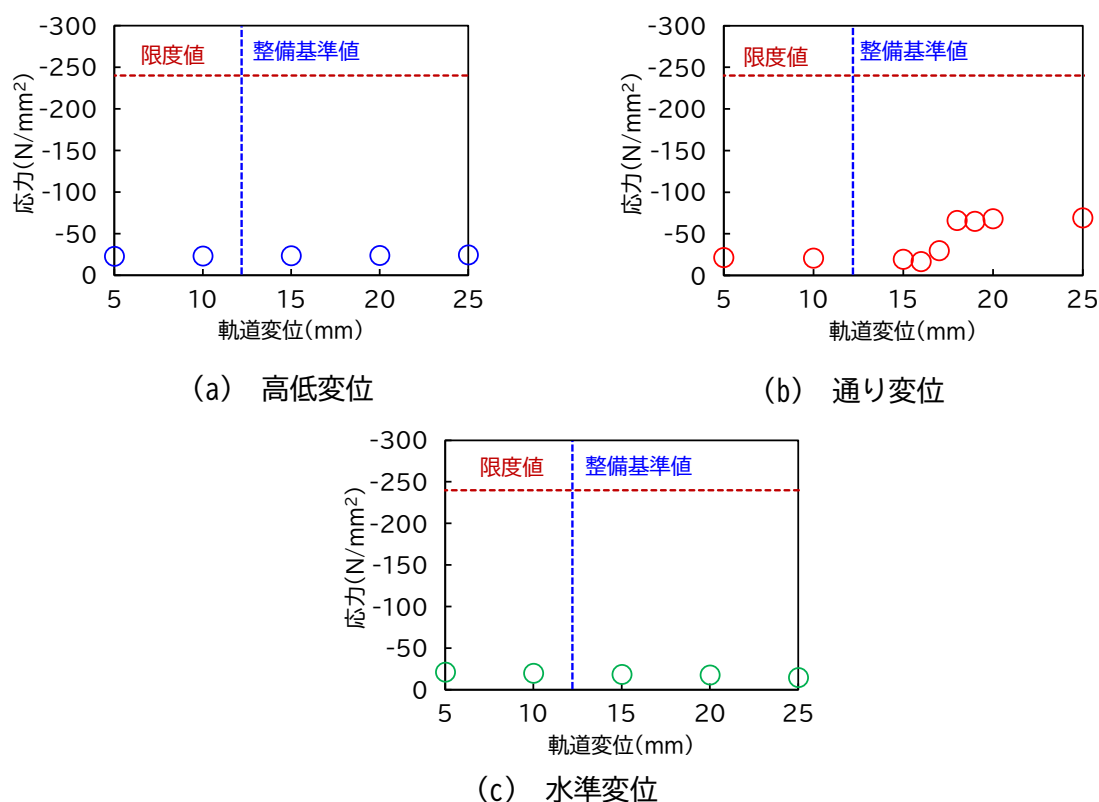


図 5-11 スイッチアジャスタ応力に関する解析結果

(2) フロントロッド応力

解析結果を図 5-12 に示す。現行の整備基準値以下の場合は、フロントロッドの発生応力は限度値を下回っており、各軌道変位がフロントロッドの損傷に及ぼす影響は小さいことがわかった。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について、高低変位および水準変位が大きくなった場合は発生する応力に変動はみられなかった。通り変位が大きくなると発生する応力が僅かに増加する傾向はみられたものの、全てのケースにおいて発生応力は限度値を下回った。3.3 節の現地試験結果（図 3-10）でも上述したように、フロントロッドはトンゴレールの先端をつなぐ部材であり、左右のトンゴレールが設計通りに保持されている場合には生じる負荷は小さいものである。そのため、今回設定した軌道変位条件下においては、左右のトンゴレールの保持状態に大きな変化はみられず、フロントロッドの部材損傷に及ぼす影響が小さいものであったと考えられる。

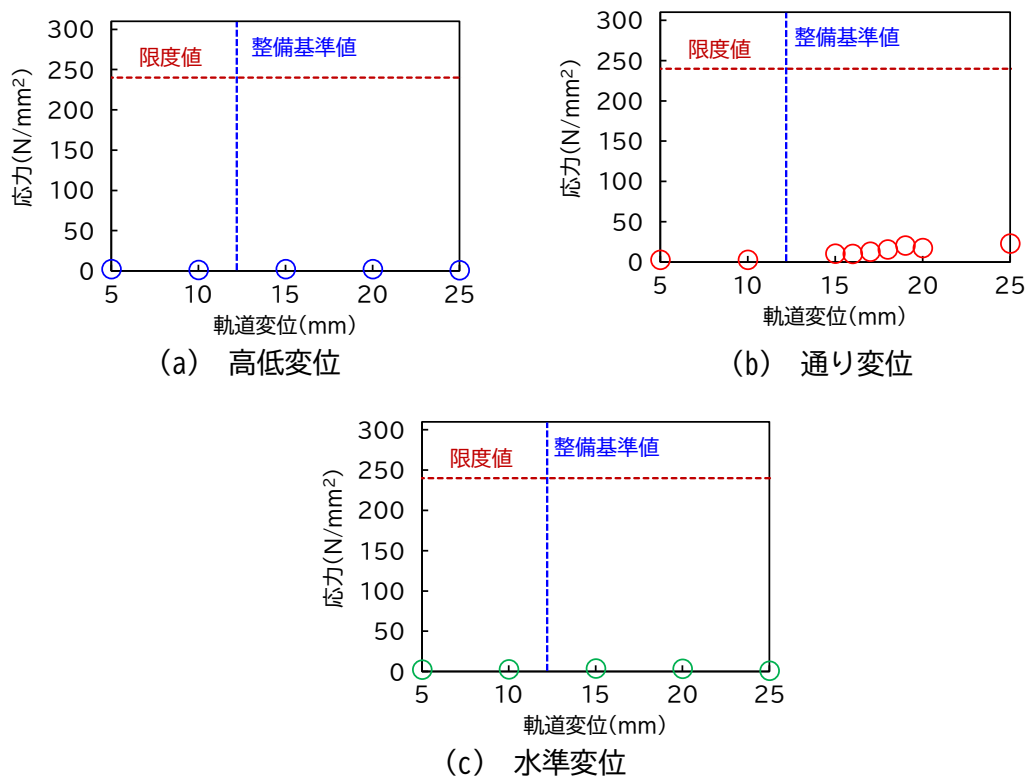


図 5-12 フロントロッド応力に関する解析結果

(3) 鎖錠かん変位

解析結果を図 5-13 に示す。現行の整備基準値以下の場合、鎖錠かん変位は限度値を下回っており、各軌道変位が鎖錠かんに及ぼす影響は小さいことがわかった。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合の影響について、高低変位および水準変位が大きくなった場合は鎖錠かん変位に変動はみられなかった。一方、通り変位は整備基準値の 13mm より 5mm 大きくなった 18mm の場合に、限度値を超過する結果となった。ここで、図 5-14(a) に、鎖錠かん変位が限度値を超過する前の通り変位 17mm の場合と限度値を超過した後の通り変位 18mm の場合の輪重、横圧の波形を比較したものを示す。波形から、通り変位が 18mm になると輪重、横圧が大きく増加していることが確認される。これは、図 5-14(b)に示すように、通り変位が 18mm になると、車輪フランジの下部がトンブール先端部で接触するようになり、この接触の影響を受けているためである。この車輪フランジ下部とトンブール先端部との接触により大きな横圧が発生し、その反動によりトンブール先端が開くことにより、鎖錠かん変位が大きく増加したものと考えられる。

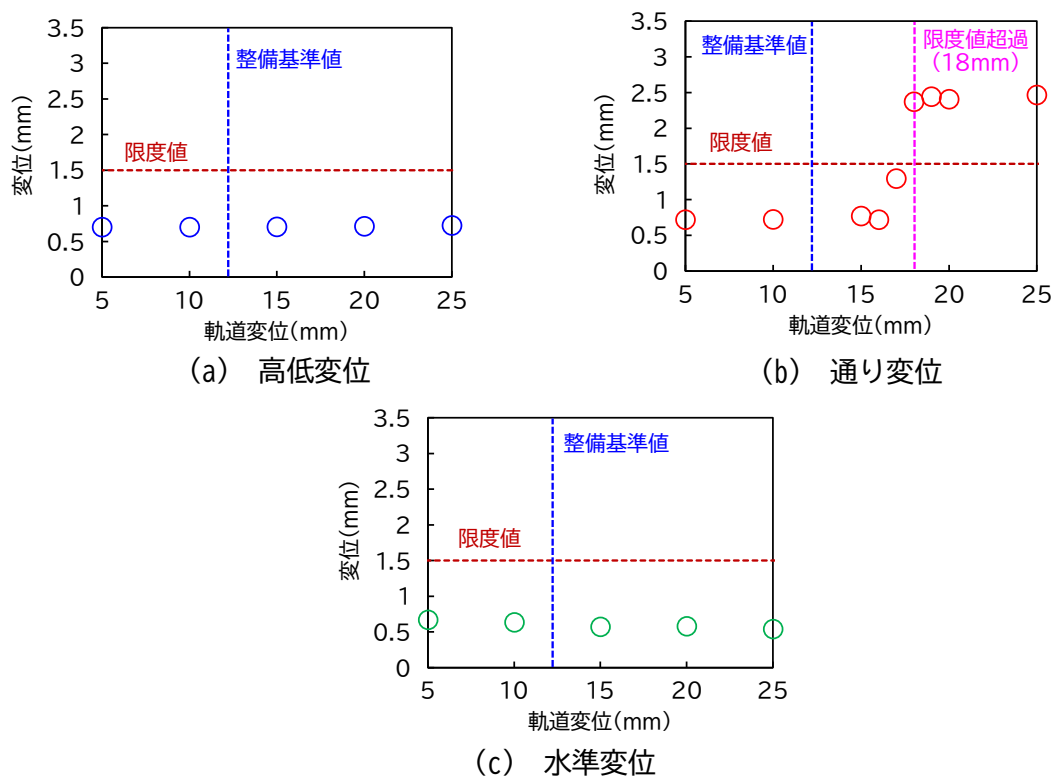


図 5-13 鎖錠かん変位に関する解析結果

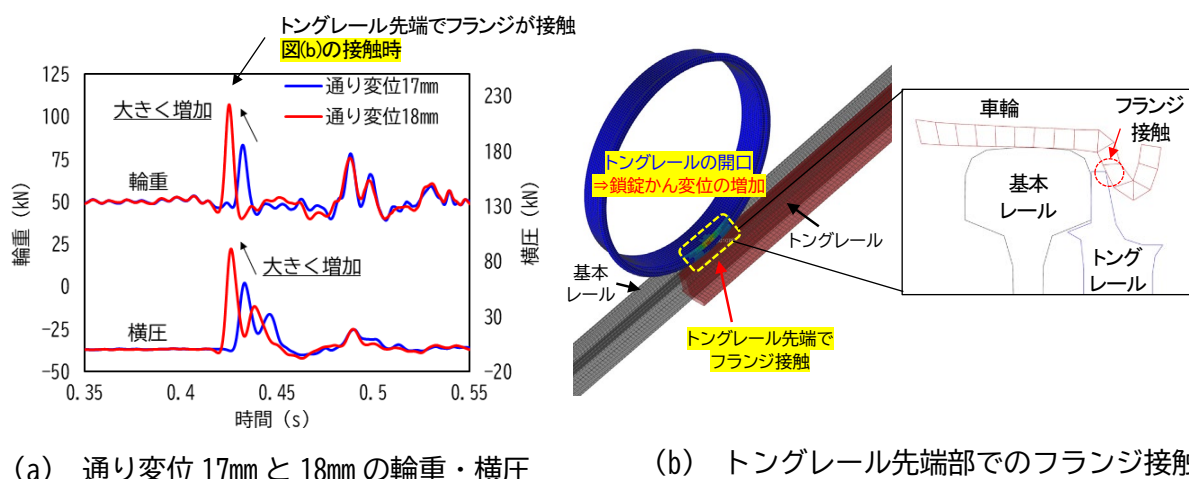


図 5-14 鎖錠かん変位の増加に関するメカニズム

5.4.3 走行速度の影響に関する検討

前節までの検討において、軌道部材ではヒール部ボルト応力が、信号部材では鎖錠かん変位が、通り変位が現行の整備基準値より大きくなった場合に部材損傷に関する限度値を超過することがわかった。これらの検討は、120km/h 走行時における検討結果である。そのため、本節では車両の走行速度による影響について検討を行った。具体的には、通り変位の影響により限度値を超過したヒール部ボルト応力および鎖錠かん変位を対象に、車両の走行速度を 90km/h と 130km/h とした解析を実施した。

ヒール部ボルト応力に関する解析結果を図 5-15 に示す。走行速度 130km/h の条件においては、限度値を超過する通り変位が 120km/h に比べ 1mm 小さくなり、20mm であった。また、走行速度が 90km/h の場合は限度値を超える通り変位が 25mm 以上であり、高速走行時と比べると許容できる軌道変位が大きくなった。なお、高低変位および水準変位については、走行速度 130km/h においても、トンゲレール弾性部応力およびレール締結装置応力を含む全ケースで限度値を下回っていた。

鎖錠かん変位に関する解析結果を図 5-16 に示す。解析の結果、走行速度 130km/h の条件においても限度値を超過する通り変位は 18mm であり、120km/h の結果と同じであった。ただし、通り変位が 18mm 以降は 130km/h の方が 120km/h に比べ鎖錠かん変位が大きくなる結果となった。これは速度の増加に応じて、車輪フランジがトンゲレール先端部と接触した際の接触力が増加したことが影響していると考えられる。また、走行速度が 90km/h の場合は、限度値を超える変位が 25mm であり高速走行時と比べると許容できる軌道変位が大きくなった。なお、高低変位および水準変位については走行速度 130km/h においても、スイッチアジャスタ応力およびフロントロッド応力の検討を含む全ケースで限度値を下回っていた。

以上の結果より、通り変位が存在する箇所においてヒール部ボルト応力および鎖錠かん

変位ともに、車両の走行速度に比例してその応答値が大きくなり、限度値を超過する軌道変位が小さくなることを確認した。

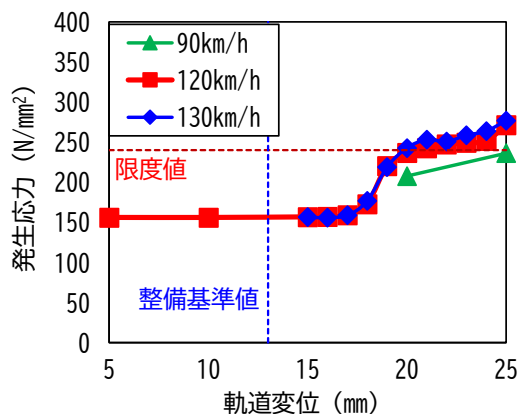


図 5-15 ヒール部ボルト応力に関する解析結果

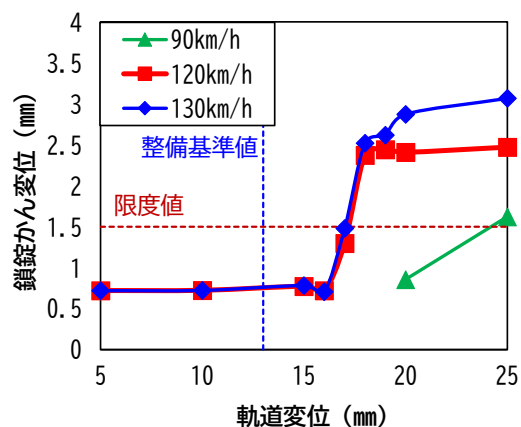


図 5-16 鎖錠かん変位に関する解析結果

5.4.4 軌道変位が複合的に発生する場合に関する検討

前節までの検討で高低変位，通り変位および水準変位が単独で存在する状況下において，現行の整備基準値以下であれば各軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響は小さいことを確認した。また，高低変位および水準変位については，現行の整備基準値よりも大きな値を許容した場合においても限度値を下回る結果であった。この結果を踏まえると，通り変位は，部材損傷に与える影響が大きいことから現行の整備基準値で管理することが望ましいが，高低変位と水準変位については影響が小さいことから整備基準値を緩和できる可能性がある。ただし，これまでの検討においては，各軌道変位が単独で存在する状況下での検討であった。そのため，通り変位が現行の基準値内であっても他の軌道変位と組み合わせたり，軌道変位が複合的に発生する場合は部材損傷に与える影響が大きくなることも考えられる。そこで，本節では軌道変位が複合的に発生する状況を想定したケーススタディを実施した。一般的に，通り変位と水準変位が逆位相で複合的に存在する状況下では，輪重減少と横圧増加が同時に生じ，走行安全性に影響を及ぼすことから，その管理に注意が必要とされている[5-7]。

ここで，軌道変位が複合的に発生する状況に関する事前検討として，通り変位と水準変位の交互作用を評価する走行解析を実施した。事前検討では，構築した FEM モデルは計算負荷が高いため，4.3 節で構築した MBD による走行解析モデルを用いた。事前検討の解析条件として，通り変位を整備基準値の 13mm で固定し，水準変位を変化させる「通り固定・水準変化条件」および水準変位を 13mm で固定し，通り変位を変化させる「水準固定・通り変化条件」を設定した。さらに，通り変位，水準変位がそれぞれ単独で存在する条件についても解析を行った。軌道変位の波長は 10m，変位は 5～25mm の範囲で設定し，車両の走行速

度は 120km/h とした。評価指標としては、前節（5.4.1 節～5.4.2 節）までの検討において、部材損傷に大きく影響することが確認された横圧を用いた。

解析結果を図 5-17 に示す。通り変位と水準変位がそれぞれ 13mm で同時に複合して発生する場合には、単独で 13mm の各軌道変位が存在する場合と比較して、より大きな横圧が発生することが確認された。また、「通り固定・水準変化条件」と「水準固定・通り変化条件」を比較すると、軌道変位が 13mm 以下では前者の横圧が大きく、13mm 以上では後者の横圧が大きくなる傾向がみられた。この結果は、軌道変位が小さい場合には水準変位による車両のローリングが支配的である一方、変位が大きくなると通り変位による車両の左右方向の変位と水準変位によるローリングが組み合わさり、より大きな横圧が生じるためである。

通り変位は単独での検討（5.4.1 節～5.4.2 節）においても部材損傷に影響を及ぼすことが確認されているが、「水準固定・通り変化条件」では、通り変位単独よりも大きな横圧が発生しており、部材損傷への影響もより大きくなることが確認された。この結果からも、通り変位は現行の整備基準値以下で管理することが望ましいといえる。一方、「通り固定・水準変化条件」においても水準変位が 15mm 以上の場合は、部材損傷への影響が確認された通り変位単独での横圧に近い値が発生することが確認された。

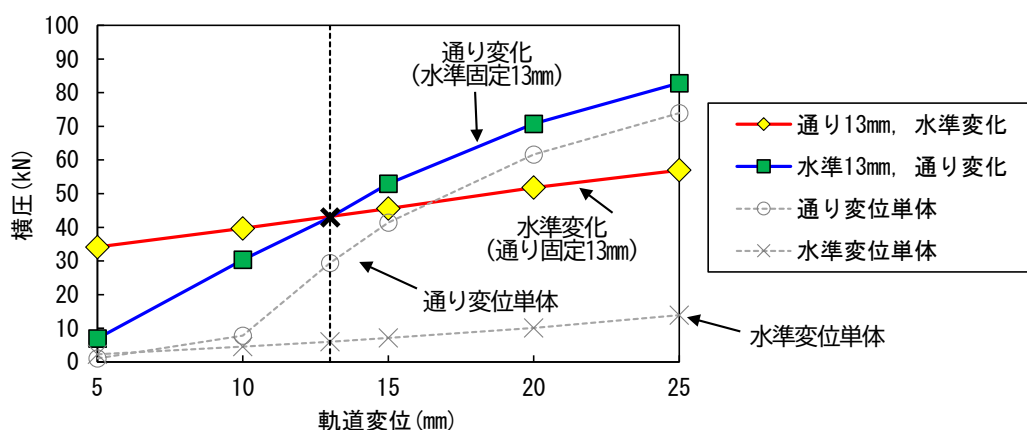
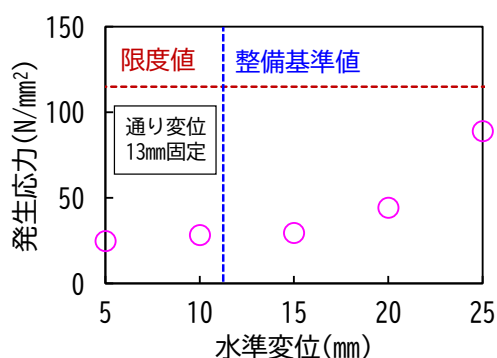


図 5-17 通り変位と水準変位の交互作用に関する検討結果

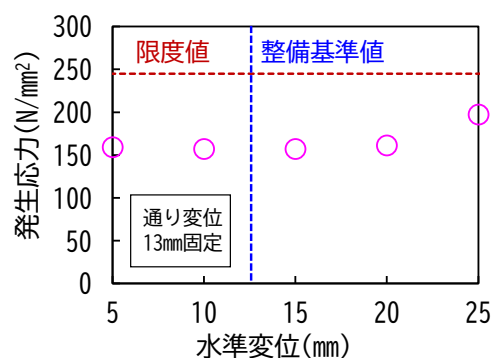
これらの事前検討結果を踏まえ、本節では構築した FEM モデルに対し「通り固定・水準変化条件」を設定し、軌道変位が複合的に発生する場合における軌道部材および信号部材の損傷への影響を評価した。なお、通り変位と高低変位の組み合わせについて、高低変位では水準変位の影響によって生じる車両のローリングがなく、分岐器部材の損傷に与える影響は小さいことから対象外とした。

設定する軌道変位の波長は 10m、通り変位は現行の整備基準値の 13mm、水準変位は 5mm～25mm の範囲において 5mm 間隔で設定した。車両の走行速度は 120km/h とした。評価項目は、5.4.1 節～5.4.2 節で対象とした軌道部材のレール締結装置応力、ヒール部ボルト応力、トングレール弾性部応力、信号部材の SA 応力、フロントロッド応力、鎖錠かん変位である。

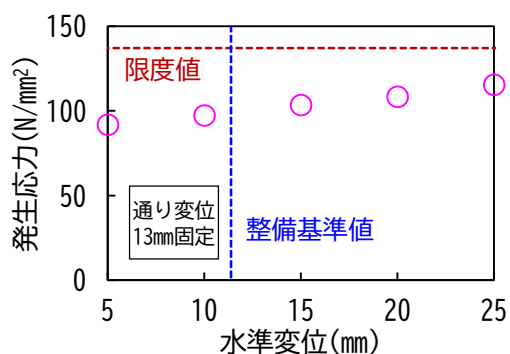
解析結果を図 5-18 に示す。解析の結果、全ての条件において限度値を下回った。ただし、図 5-18(a)に示すレール締結装置の応力については、水準変位が 20mm を超えると、応力が増加する傾向となった。これは、5.4.1(1)節で上述した内容と同様に、通り変位の影響により車両が左右方向に変位することに加え、水準変位の影響により車両がローリングすることで横圧が増加し、レールの小返りが大きくなるためと考えられる。また、図 5-18(b)のヒール部ボルト応力についても水準変位が 20mm 以降に微増する傾向がみられたが、同様の理由と考えられる。



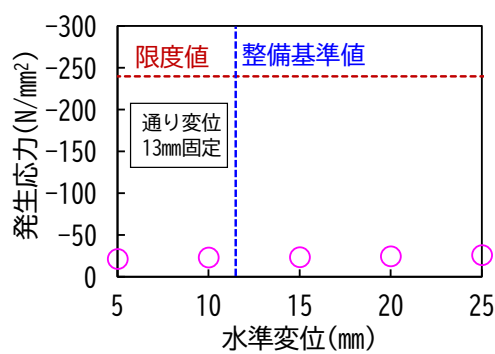
(a) レール締結装置応力



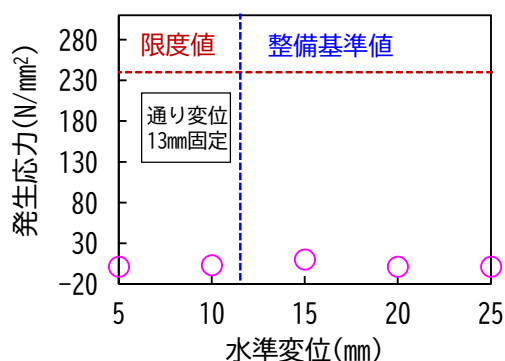
(b) ヒール部ボルト応力



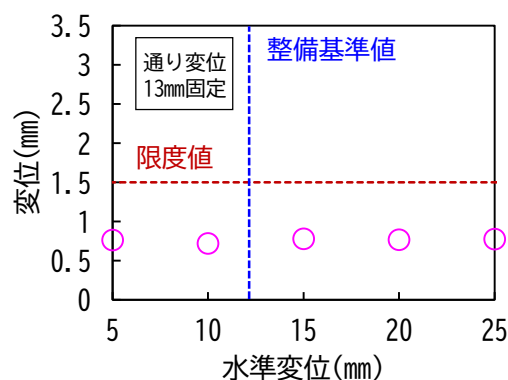
(c) トングレール弾性部応力



(d) スイッチアジャスタ応力



(e) フロントロッド応力



(f) 鎖錠かん変位

図 5-18 複合変位に関する解析結果

以上の結果より、高低変位および水準変位が現行の整備基準値より大きくなった条件下において、通り変位を現行の基準値以下で管理する場合には、各部材の限度値を下回っており、問題はないものと考えられる。

5.5 車両運動に与える影響の評価

5.5.1 現行の整備基準値における影響

図 5-19～図 5-21 に現行の整備基準値である高低変位 13mm，通り変位 13mm および水準変位 11mm を設定した場合の乗り降り側車輪の輪重，横圧，脱線係数，車両動揺の時刻歴波形を示す。

高低変位について、変位設定箇所の通過に伴い、輪重の変動がみられたが、横圧の最大値は 2.8kN と小さなものであり、脱線係数は 0.06，脱線係数目安値超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった。また、上下動揺および左右動揺の最大値はそれぞれ 0.07G，0.02G で、限度値の 15%，5%であり十分に小さいものであった。

通り変位について、変位設定箇所の通過に伴い、輪重および横圧の増加が確認された。ただし、最大横圧は 32.0kN，脱線係数は 0.68，脱線係数目安値超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった。また、上下動揺および左右動揺の最大値はどちらも 0.12G で、それぞれ限度値の 24%，30%であり十分に小さいものであった。

水準変位について、変位設定箇所の通過に伴い、輪重の変動がみられたが、横圧の最大値は 8.3kN と小さなものであり、脱線係数は 0.13，脱線係数目安値超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった。上下動揺および左右動揺の最大値はそれぞれ 0.27G，0.07G で、限度値の 54%，17.5%と小さいものであった。

以上の結果より、現行の整備基準値以下においては、全てのケースにおいて限度値を下回るものであった。

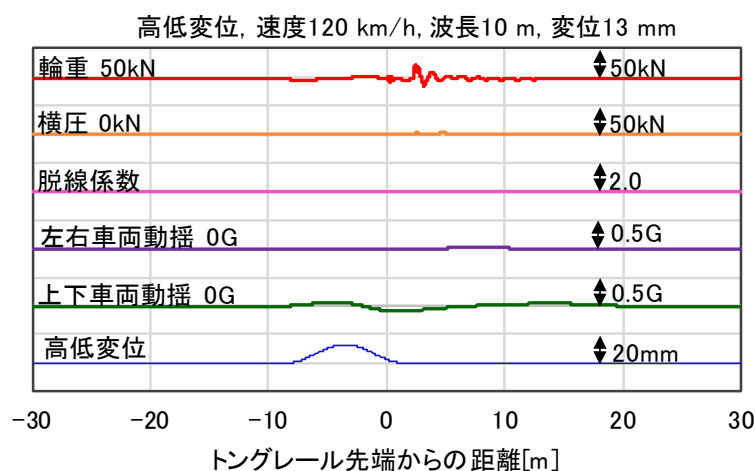


図 5-19 高低変位に関する時刻歴波形

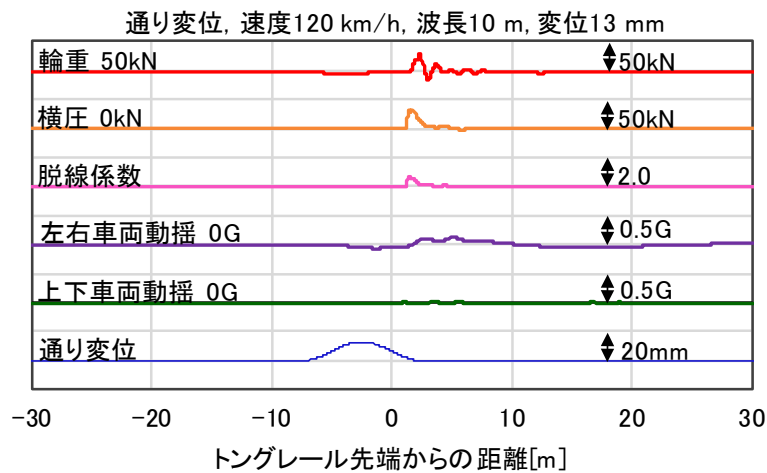


図 5-20 通り変位に関する時刻歴波形

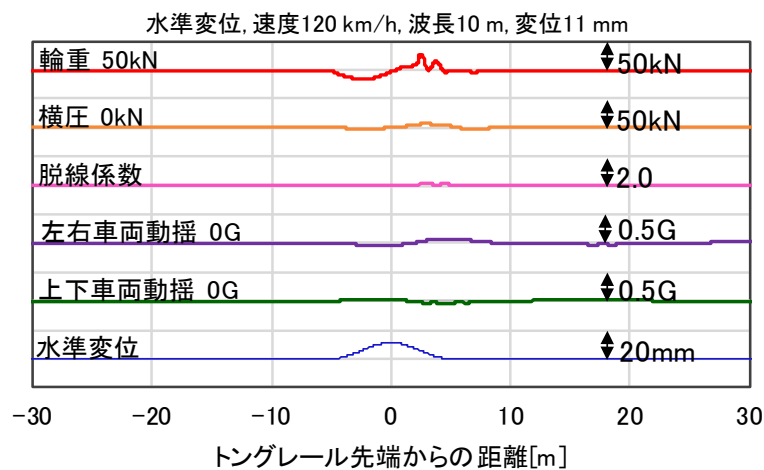


図 5-21 水準変位に関する時刻歴波形

5.5.2 軌道変位の限度に関する検討

軌道変位の許容できる限度を確認するため、整備基準値よりも大きな値を設定した場合の走行解析を実施した。評価項目である脱線係数目安値超過時間の解析結果を図 5-22 に、車両動揺の解析結果を図 5-23 に示す。

高低変位について、検討したすべてのケースで脱線係数は 0.8 を下回っており、脱線係数目安値超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった（図 5-22）。また、上下動揺は高低変位に比例して増加する傾向がみられたが、高低変位 25mm の場合においても 0.31G で、限度値の 62%と下回るものであった。また、左右動揺の増加はみられず、限度値を十分に下回るものであった（図 5-23）。

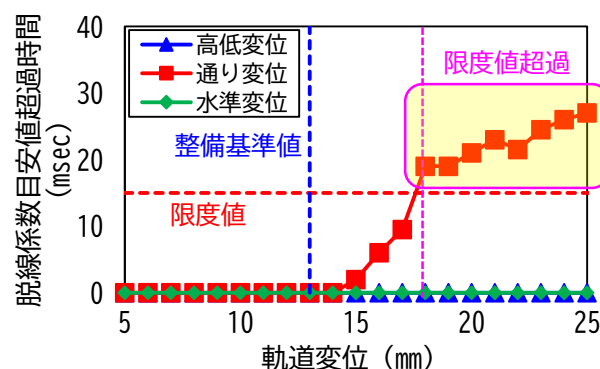


図 5-22 走行安全性に関する解析結果（脱線係数目安値超過時間）

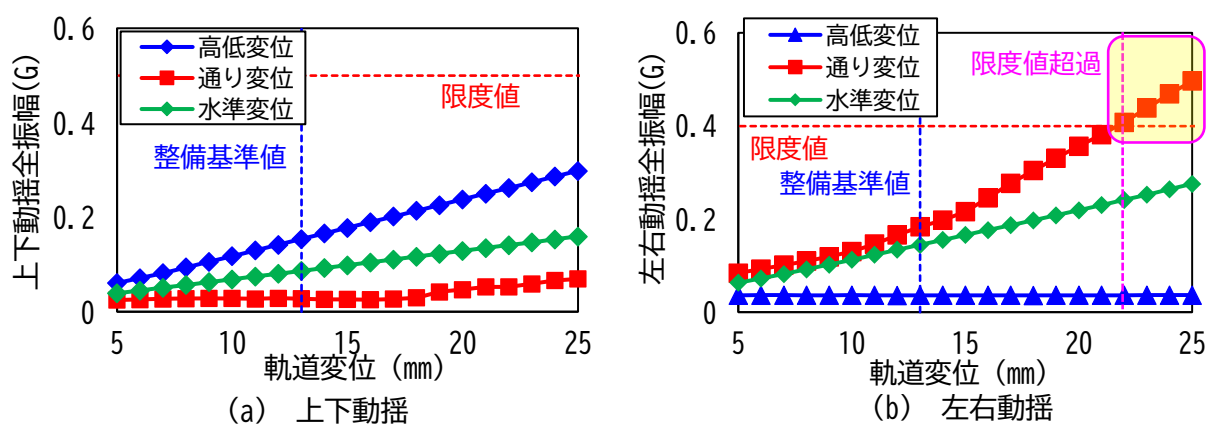


図 5-23 車両動揺に関する解析結果

水準変位についても同様に、検討したすべてのケースで脱線係数は 0.8 未満であり、脱線係数目安値超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった（図 5-22）。車両の上下動揺および左右動揺は水準変位に比例して増加する傾向がみられたが、水準変位 25mm の場合においても、上下動揺は 0.16G、左右動揺は 0.29G でそれぞれ限度値の 32%、72.5%と下回るものであった（図 5-23）。

通り変位について、整備基準値の 13mm よりも 5mm 大きくなった 18mm の場合に脱線係数目安値超過時間が限度値を超過する結果となった（図 5-22）。ここで、図 5-24 に通り変位 18mm における乗り移り側車輪の輪重、横圧、脱線係数、車両動揺の時刻歴波形を示す。分岐器前端部に設定した通り変位箇所を車両が通過した後、その影響を受け、トングレー先端部付近で 55.8kN の大きな横圧が発生した。その際の脱線係数の最大値は 1.16 と大きく、脱線係数目安値超過時間は 20msec で限度値を超える結果となった。図 5-25 に大きな横圧が発生する直前と発生時の車輪とレールの接触状況を示す。大きな横圧の発生前は車輪踏面中心付近とレール頭頂面で接触しているが、大きな横圧の発生時は車輪フランジとトングレー先端部が接触しており、車輪とレールの接触点が急激に変化していることが確認された。この接触点の急激な変化に伴い大きな横圧が生じ、限度値を超過したものと考えられる。

また、整備基準値の 13mm よりも 9mm 大きくなった 22mm の場合に左右動揺が限度値を超過する結果となった（図 5-23）。ここで、図 5-26 に通り変位 22mm における乗り移り側車

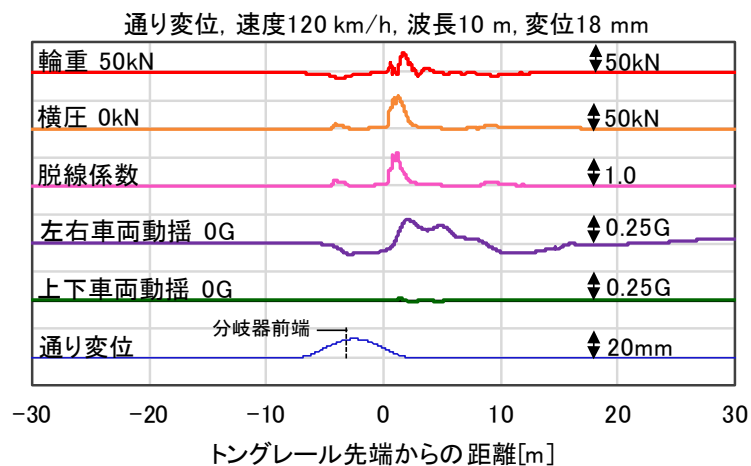


図 5-24 通り変位 18mm における車両運動の時刻歴波形

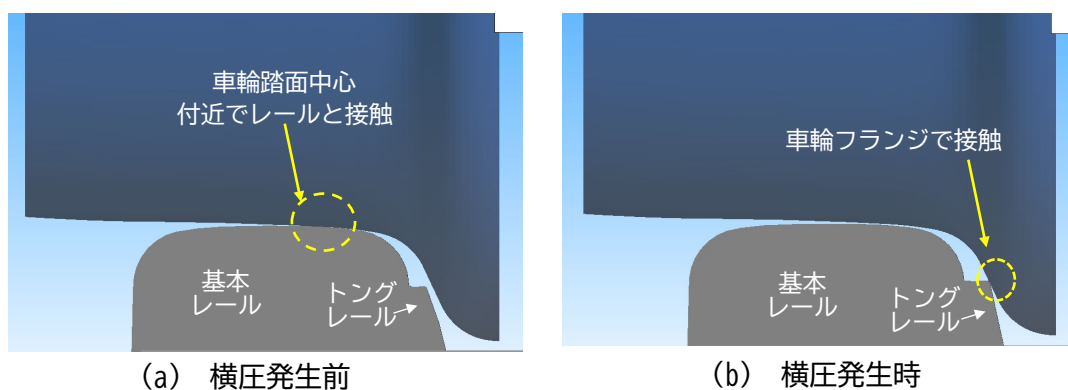


図 5-25 車輪とレールの接触状態

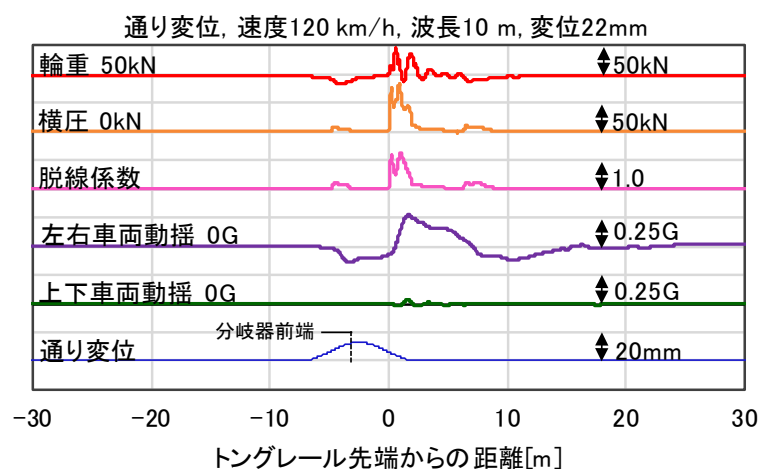


図 5-26 通り変位 22mm における車両運動の時刻歴波形

輪の輪重、横圧、脱線係数、車両動揺の時刻歴波形を示す。図 5-24 で示した通り変位 18mm における左右動揺の最大値は 0.31G で限度値の 77.5%と、限度値に近いものであったが、通り変位の増加に伴い左右動揺もさらに大きくなり、通り変位 22mm の場合には 0.41G と限度値を超過するものであった。また、左右動揺の最大値はトングレーल先端付近で生じており、図 5-25 で示した状態と同様に、車輪フランジがトングレーल先端部と接触したことによる影響を受け、大きな横圧が発生したことと、大きな通り変位の存在により車両の左右方向の変位が大きくなったことが影響し、限度値を超過したものと考えられる。ただし、本研究ではレール断面形状を設計断面とした検討を実施したが、トングレールの摩耗等により車輪とトングレールの接触部が点接触ではなく、車輪形状に応じて面で接触するように変化した場合には発生する横圧が低下し、脱線係数目安値超過時間および車両動揺も減少する可能性が考えられる。

5.5.3 走行速度の影響に関する検討

前節までの検討において、通り変位が現行の整備基準値より大きくなった場合に、脱線係数目安値超過時間および左右動揺が限度値を超過することがわかった。これらの検討は、120km/h 走行時における検討結果である。そのため、本節では車両の走行速度による影響について検討を行った。具体的には、車両の走行速度を 90km/h と 130km/h とした解析を実施した。

脱線係数目安値超過時間に関する解析結果を図 5-27 に示す。解析の結果、走行速度 130km/h の条件においても限度値を超過する通り変位は 18mm であり、120km/h の結果と同じであった。ただし、130km/h では、120km/h に比べて脱線係数目安値超過時間が大きくなる傾向がみられた。なお、通り変位が 20mm および 21mm の場合のみ、120km/h の方がわずかに大きいことが確認される。この差は、トングレーल先端部でフランジが接触する際の高周波成分を含む輪重・横圧の変動によるものであり、差は 1.0msec と小さいため、全体傾向に影響を与えるものではない。全体的な傾向としては、130km/h の方が 120km/h に比べ脱線係数目安値超過時間が大きく、これは速度の増加に応じて、車輪フランジがトングレーल先端部と接触した際の接触力が増加したことが影響していると考えられる。また、走行速度が 90km/h の場合は、限度値を超える変位が 25mm であり高速走行時と比べると許容できる軌道変位が大きくなった。

左右動揺に関する解析結果を図 5-28 に示す。解析の結果、走行速度 130km/h の条件においても限度値を超過する通り変位は 22mm であり、120km/h の結果と同じであった。ただし、130km/h の方が 120km/h に比べ左右動揺が大きくなる結果となった。これは速度の増加に応じて、通り変位の影響を受け車両の遠心力も増加しているためと考えられる。また、走行速度が 90km/h の場合は、限度値を超える変位が 25mm であり高速走行時と比べると許容できる軌道変位が大きくなった。

以上の結果より、通り変位が存在する箇所において脱線係数目安値超過時間および左右

動揺ともに、車両の走行速度に比例してその応答値が大きくなり、限度値を超過する軌道変位が小さくなることを確認した。

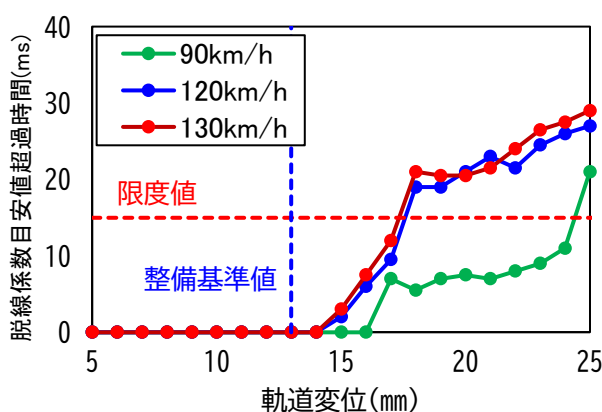


図 5-27 脱線係数目安値超過時間に関する解析結果

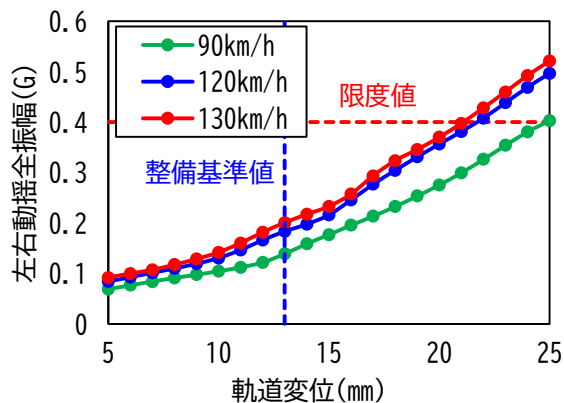


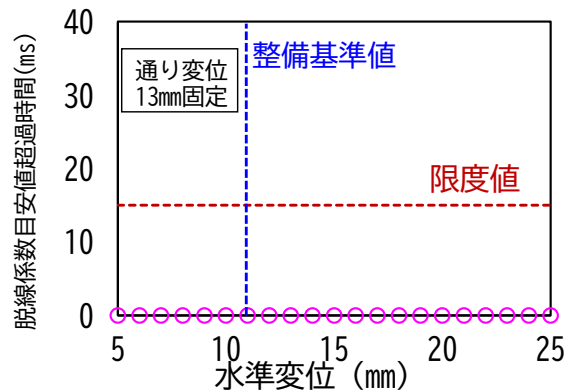
図 5-28 左右動揺に関する解析結果

5.5.4 軌道変位が複合的に発生する場合に関する検討

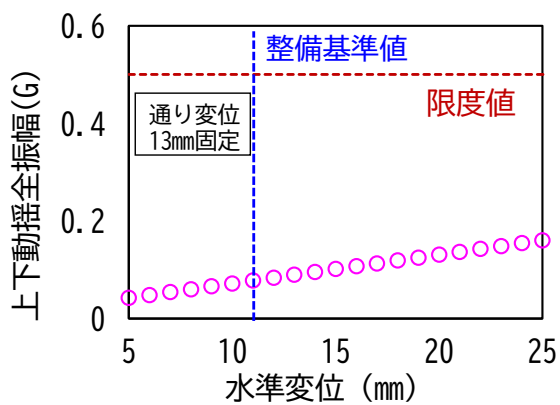
前節までの検討で高低変位，通り変位および水準変位が単独で存在する状況下において，現行の整備基準値内であれば各軌道変位が車両運動に及ぼす影響は小さいことを確認した。また，高低変位および水準変位については，現行の整備基準値よりも大きな値を許容した場合においても限度値を十分に下回る結果であった。ただし，軌道変位が複合的に発生する場合の影響については明らかになっていない。そこで本節では，分岐器部材の損傷に関する検討と同様に，通り変位と水準変位が逆位相で発生する軌道変位を設定し，車両運動に及ぼす影響を評価することとした。通り変位と水準変位の交互作用については 5.4.4 節と同じであることから，本検討では通り変位を固定し，水準変位を変化させる条件で解析を実施した。

設定する軌道変位の波長は 10m，通り変位は現行の整備基準値の 13mm とし，水準変位は 5mm～25mm とした。車両の走行速度，軌道変位の向きおよび軌道変位の設定位置は，前節の検討と同じとした。

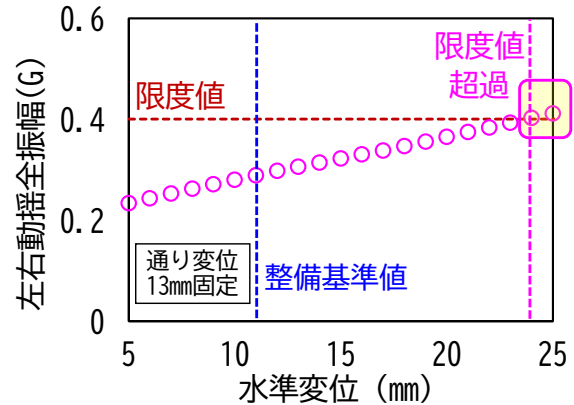
解析結果を図 5-29 に示す。解析の結果，すべてのケースにおいて脱線係数は 0.8 未満であり，脱線係数超過時間は 0msec で限度値を十分に下回るものであった。上下動揺は水準変位に比例し増加するものであったが，水準変位 25mm の場合においても 0.16G と限度値の 32%であり，限度値を下回るものであった。左右動揺は，水準変位が 24mm になった場合に 0.41G となり，限度値を超過する結果となった。これは，通り変位設定箇所の通過に伴い，車両が左右に振られた状態で水準変位設定箇所を通過することでさらに左右方向の動揺が増加するためと考えられる。ただし，一般分岐器における水準変位の整備基準値は 23mm であり，その値までは問題がみられないことがわかった。



(a) 脱線係数目安値超過時間



(b) 上下動揺



(c) 左右動揺

図 5-29 複合変位に関する解析結果

5.5.5 通り変位の発生位置に関するケーススタディ

5.5.2 節～5.5.4 節における通り変位の設定位置を図 5-30 に示す。通り変位の最大は、分岐器前端継目とトングレール先端の間に生じているものである。この位置は事前検討により輪重、横圧が最大となる箇所としたものであるが、本設定位置においては 5.5.1 節で述べたように車輪フランジとトングレール先端部の接触が確認され、大きな横圧が発生することがわかった。この点を踏まえると、通り変位の位置が変化した場合には車輪とトングレールの接触状態も変化し、車両運動に及ぼす影響も異なると考えられる。そこで、通り変位の設定位置をパラメータとした走行解析を実施し、設定する位置毎に脱線係数目安値超過時間および車両動揺の限度値を超過する通り変位を算定した。

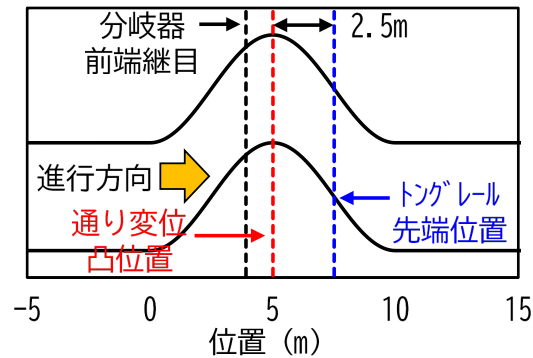


図 5-30 トングレール先端と通り変位の位置関係

なお、通り変位は、単独で設定し、形状は 5.5.2 節での設定と同じもの、車両の走行速度は 120km/h とした。通り変位の設定位置は分岐器前端継目を起点とし、0.5m 間隔で 3.0m まで変化させた。

解析結果を表 5-3 に示す。解析の結果、5.5.2 節～5.5.4 節で設定した分岐器前端から 1.0m の位置が最も厳しい結果となり、通り変位が 18mm で脱線係数目安値超過時間の限度値を超過した。その他の位置について、分岐器前端から 1.0m より手前になると脱線係数目安値超過時間は 22mm に、車両動揺は 21mm になり、限度値を超過する通り変位は大きくなるものであった。また、分岐器前端側から 1.0m より後方においても、限度値を超過する通り変位は 19mm 以上と大きくなるものであった。特に、分岐器前端から 2.0m 以降は限度値を超過する通り変位は 23mm 以上と、最も厳しい結果である 18mm よりも 5mm 以上大きくなるものであった。これは、通り変位の発生位置が後方になることで車輪フランジがトングレ

表 5-3 通り変位の位置に関する解析結果

通り変位の凸位置 (分岐器前端からの距離)	限度値を超過する通り変位	
	脱線係数目安値超過時間	車両左右動揺
0m (分岐器前端)	22mm	21mm
0.5m	22mm	21mm
1.0m (5.5.1 節までの検討位置)	18mm	22mm
1.5m	19mm	23mm
2.0m	23mm	23mm
2.5m	25mm 以上	24mm
3.0m	25mm 以上	23mm

ール先端と接触しなくなるためと考えられる。このため、分岐器前端の通り変位を抑制することで車両運動への影響を小さくできるものと考えられる。

5.6 軌道変位の影響に関する評価結果のまとめ

本検討における評価結果の一覧を表 5-4 に示す。現行の整備基準値（高低変位 13mm，通り変位 13mm，水準変位 11mm）以下の場合においては，全ての評価項目で限度値を下回っており，分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響は小さいことがわかった。

また，高低変位および水準変位については，整備基準値よりもさらに大きい 25mm の場合でも，各評価項目の限度値を下回っており，影響は小さいことが確認された。

一方，通り変位については，現行の整備基準値より 5mm 大きくなった 18mm の場合に信号部材の鎖錠かん変位および走行安全性に関する脱線係数目安値超過時間が限度値を超過した。また，8mm 大きくなった 21mm の場合に軌道部材のヒール部ボルト応力が限度値を超過した。さらに，9mm 大きくなった 22mm の場合に車両の左右動揺が限度値を超過した。この結果を踏まえると，通り変位については，整備基準値より大きくなった場合に部材損傷や車両運動に影響を与えることから，現行の整備基準値以下で管理することが望ましいと考えられる。

また，軌道変位が複合的に発生する状況を想定し，通り変位を現行の整備基準値 13mm で，水準変位を 5mm～25mm の範囲で組み合わせた検討を行った結果，水準変位が 24mm となると車両の左右動揺が限度値を超過することが確認された。ただし，一般分岐器における水準変位の整備基準値である 23mm までは限度値を下回るものであった。また，その他の部材損傷や車両運動の項目においては，全ての条件で限度値を下回ることを確認した。

表5-4 評価結果一覧

評価対象	評価項目	評価指標	評価結果			
			高低変位*	通り変位*	水準変位*	通り&水準変位**
分岐器部材	軌道部材	トングレール弾性部応力	超過なし	超過なし	超過なし	超過なし
		レール締結装置応力				
		ヒール部ボルト応力		振幅21mmで超過		
	信号部材	鎖錠かん変位	超過なし	振幅18mmで超過	超過なし	超過なし
		スイッチジャスタ応力		超過なし		
		フロントロッド 応力				
車両運動	走行安全性	脱線係数超過時間	超過なし	振幅18mmで超過	超過なし	超過なし
	車両動揺	上下動揺		超過なし		
				左右動揺		振幅22mmで超過

*：各軌道変位は振幅5～25mmの範囲で評価

**：通り変位は13mmで，水準変位を5～25mmの間で変化させ，評価

以上の結果を踏まえると、本研究で検討した条件下において、高低変位および水準変位が分岐器部材の損傷に与える影響は小さいことから、これらの軌道変位の整備基準値は、高速用分岐器ではない一般分岐器の整備基準値と同じ 23mm まで許容しても問題ないと考えられる。なお、本研究では、軌道変位の影響を定量的に評価するため、レールや車輪の摩耗、レール締結不良、浮きまくらぎ、噴泥など各種部材の劣化等については設定していない。一方、これら部材劣化と軌道変位が組み合わさった場合には、軌道変位が分岐器部材の損傷や車両運動に与える影響も大きくなることが想定される。ただし、本研究結果より、高低変位および水準変位が分岐器部材の損傷に与える影響は小さいことがわかったとともに、現行の分岐器の保守管理方法に基づき、部材の劣化・損傷管理がなされている状況下においては、高低変位および水準変位の整備基準値を一般分岐器と同程度まで許容した場合でもその影響は小さいと考えられる。

5.7 高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値の検討

前節の評価結果を踏まえると現行の高速用分岐器における高低変位および水準変位の整備基準値は緩和できる余地があることから、現行の基準値よりも大きな値を設定することが可能であると考えられる。

そこで本研究にて検討した内容を踏まえ、高速用分岐器における新しい軌道変位整備基準値の案を表 5-5 に示す。

本研究で行った検討は動的な走行シミュレーションの結果であることから整備基準値は動的値として管理することが望ましい。また、一般的に動的値から静的値に換算する場合には過去の検討結果[5-8]からその差を 8mm として設定している。これらの点を踏まえ、高速用分岐器における新しい整備基準値を検討した場合、動的値、静的値ともに、高低変位および水準変位については、表 5-5 に示す一般分岐器における最も高い水準の整備基準値と同程度まで許容することは問題ないと考えられる。一方、通り変位については、現行の整備基準

表5-5 新しい軌道変位整備基準値案

管理項目	現行の整備基準値	新しい整備基準値案	一般分岐器*
高低変位	13mm (7mm)	23mm (15mm)	23mm (15mm)
通り変位	13mm (7mm)	13mm (7mm)	23mm (15mm)
水準変位	11mm (7mm)	23mm (18mm) **	23mm (18mm) **

括弧内は静的値

*最も高い水準の整備基準値

**平面性変位

値を超えると分岐器の部材損傷および車両運動に影響を及ぼす可能性があることから、現行の基準値で管理することが望ましいと考えられる。なお、今回の検討では、ポイントで大きな通り変位が発生する場合に、各評価項目の限度値を超える結果となった。そのため、保守管理面の対策として新しい整備基準値をポイントのみに適用し、リードやクロッシングについては一般分岐器と同じ管理を行うといったことも考えられる。

参考文献

- [5-1] 鉄道総合技術研究所，在来鉄道運転速度向上マニュアル，p.61，pp.100-101，1993.
- [5-2] 保線工学編集委員会編，保線工学（上），pp.383-386.
- [5-3] 石田弘明，松尾雅樹，藤岡健彦：鉄道車両の高周波輪重変動下における走行安全性評価に関する研究，日本機械学会論文集(C編)，第71巻，第702号，pp.454-461，2005.
- [5-4] 富岡隆弘，旅客の乗車で車体振動が変わる，RRR，66巻，7号，pp.18-21，2009.
- [5-5] 塩田勝利，中橋順一，分岐器における軌道変位が走行安全性および軌道部材の強度に及ぼす影響の基礎検討，鉄道工学シンポジウム論文集，Vol.27，No.1（2023），pp.147-154.
- [5-6] 塩田勝利，及川祐也，清水紗希，分岐器ポイント部の異物介在時におけるトングレー
ルの変形形状予測について，土木学会第71回年次学術講演会（2016），VI-320.
- [5-7] 保線工学編集委員会編，保線工学（上），pp.206-208.
- [5-8] 池守昌幸，動的軌道狂いと静的軌道狂いの関係，鉄道技術研究所速報，1962

第6章 まとめ

6.1 結論

本論文では、高速用分岐器における力学的根拠に基づく軌道変位整備基準値の設定に向け、分岐器高速通過時における軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響について分岐器走行シミュレーションモデルを用いた各種検討を実施した。

第3章では、高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響の実態把握および分岐器車両走行シミュレーションモデルを構築するための基礎データを得ることを目的として、営業線における現地測定試験を実施し、得られたデータについて分析を実施した。その結果、車両の高速通過時における分岐器部材の動的な挙動を把握するとともに、本測定条件下においては、各部材の応答値は限度値を十分に下回っており、余裕があることを確認した。

第4章では、分岐器高速通過時における軌道変位の影響を評価するための分岐器走行シミュレーションモデルとして、3次元動的FEMおよびMBDを用いたシミュレーションモデルの構築を行った。モデル構築にあたっては、軌道部材の実物大載荷試験や信号部材の転換試験等を行い、分岐器構造を考慮したモデル構築を実施した。これにより、これまで未解明であった分岐器部材の動的な応答および車両の力学的挙動を定量的に評価することが可能となった。

第5章では、構築した分岐器走行シミュレーションモデルを用いて、軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響についての評価を実施した。その結果、軌道変位がレール締結装置、ヒール部レール締結ボルト、トングレーレ弾性部等の軌道部材の損傷に与える影響については、高低変位および水準変位が25mmの条件でも限度値を下回ることがわかった。一方、通り変位は整備基準値の13mmよりも8mm大きい21mmとなると、ヒール部のレール締結ボルト発生応力が限度値を上回ることがわかった。

軌道変位がスイッチアジャスタ応力、フロントロッド応力、鎖錠かん変位等の信号部材の損傷に与える影響については、高低変位および水準変位が25mmの条件でも限度値を下回ることがわかった。一方、通り変位は整備基準値の13mmよりも5mm大きい18mmとなると、鎖錠かん変位が限度値を上回ることがわかった。

軌道変位が脱線係数目安値超過時間、車両の上下動揺、左右動揺等の車両運動に与える影響については、高低変位および水準変位が25mmの条件でも限度値を下回ることがわかった。一方、通り変位は整備基準値の13mmよりも5mm大きい18mmとなると、脱線係数目安値超過時間が限度値を上回ることがわかった。また、整備基準値の13mmよりも9mm大きい22mmとなると、車両の左右動揺が限度値を上回ることがわかった。

さらに、軌道変位が複合的に発生する状況について検討した結果、通り変位を現行の整備

基準値以下で管理する場合においては、高低変位および水準変位については 23mm まで許容できることを明らかにした。

本研究では、軌道変位の影響を定量的に評価するため、レールや車輪の摩耗、レール締結不良など各種部材の劣化等については考慮していない。一方、これら部材劣化と軌道変位が組み合わさった場合には、軌道変位が分岐器部材の損傷や車両運動に与える影響も大きくなることが想定されるため、これらの影響の定量的な評価については今後の検討課題である。ただし、本研究結果より、高低変位および水準変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響は小さいことがわかったとともに、現行の分岐器の保守管理方法に基づき、部材の劣化・損傷管理がなされている状況下においては、高低変位および水準変位の整備基準値を一般分岐器と同程度まで許容した場合でもその影響は小さいと考えられる。また、本研究では、特定の構造の分岐器を対象として検討を実施した。そのため、その他の構造に与える影響の評価については今後の検討課題である。ただし、上述したように高低変位および水準変位についてはその影響が小さいことが明らかになっていることから、その他の構造においても同様に問題が生じない可能性が高いと推定される。

以上の内容を踏まえ、高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値を提案した。本成果を活用し、力学的根拠に基づく軌道変位の整備基準値を設定することで、軌道保守の負荷を低減し、メンテナンスの省力化につなげることが可能と考えられる。本研究成果の実務への適用例として、一部の鉄道事業者において、提案した新たな軌道変位整備基準値を採用し、高速用分岐器の整備基準値が変更された。整備基準値の変更後 1 年の運用結果においては、軌道保守の頻度が減少し、メンテナンスコストが減少していることが確認された。さらに、特段の不具合等も報告されていない。今後も効果の検証が必要であるが、本研究成果が社会実装に結びつき、運用されている点については当初の目的が達成されたと考えられる。

6.2 今後の展望

本研究で得られた成果を基盤として、分岐器の安全性向上と保守効率化をさらに推進するため、以下の点についてさらなる検討を進めることが重要である。

1 点目に、力学的根拠に基づく分岐器設計手法の構築である。従来の分岐器設計は経験則に依存する部分が多く、分岐器構造を考慮した体系的な設計手法は未整備である。今後は、3 次元動的 FEM や MBD 解析を活用し、車両走行時の荷重伝達や部材応力を定量的に評価することで、合理的な設計基準を確立する必要がある。これにより、設計段階から安全性を確保しつつ、保守負荷を低減する構造の合理的設計が可能となる。

2 点目に、保守省力型に資する新分岐器構造の検討である。現行構造では、トングレールやクロッシングの摩耗や損傷リスク、分岐線側走行時の軌間拡大による脱線リスク、レール乗り移り部での軌道沈下などが保守作業の負担要因となっている。今後は、応力集中を低減する構造改良や、耐久性の高い材料の採用、さらには部材交換の容易化を図る設計を検討す

ることで、ライフサイクルコストの低減を目指す。また、損傷メカニズムの解明に基づく構造最適化を進めることで、長期的な保守省力化に寄与できる。

3点目に、デジタルツインによる分岐器状態監視手法の開発である。IoTセンサーによるリアルタイム計測と分岐器走行シミュレーションモデルを連携させ、分岐器の状態を仮想空間で再現することで、損傷予測や保守時期の最適化を実現する。これにより、従来の定期保守から予防保全型の保守体系への転換が可能となり、保守効率の飛躍的な向上が期待される。さらに、物理法則を理解するAIによる異常検知や劣化予測を組み込むことで、分岐器の状態管理を高度化し、運行の安全性を確保することができる。

最後に、国際標準化への適用である。現在、分岐器に関する国際標準化活動が活発に進められている。本研究で提案した走行解析手法は、国内のみならず海外の高速鉄道にも適用可能であり、国際的な標準策定に寄与できる。今後は、海外鉄道事業者との共同研究や国際会議での情報発信を通じて、普遍的な分岐器設計・保守指針の確立を目指す。これにより、国際標準の形成に貢献することが期待される。

これらの取り組みにより、分岐器の安全性と保守効率を両立し、鉄道システム全体の信頼性向上に大きく貢献できると考えられる。

6.3 公開論文等

本論文は、以下に示す論文等で公開された内容を基に編纂した。

主論文

- ・ 塩田勝利, 中橋順一, 分岐器における軌道変位が走行安全性および軌道部材の強度に及ぼす影響の基礎検討, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.27, No.1 (2023), pp.147-154.
- ・ 塩田勝利, 宮下綾乃, 園田佳巨, 分岐器の高速通過時において軌道変位が車両運動に及ぼす影響に関する検討, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.28, No.1 (2024), pp.108-115.
- ・ 塩田勝利, 潮見俊輔, 園田佳巨: 高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響の検討, 日本機械学会論文集, Vol.94, No.951 (2025),
- ・ Katsutoshi, SHIOTA., Ayano, MIYASHITA., and Yoshimi, SONODA., Evaluation of Effect of Track Irregularity on Damage to Turnout Components and Vehicle Dynamics at Turnouts for 120 km/h Running on Conventional Railway, 14th World Congress on Railway Research 2025 (WCRR2025), special trackwork session, No.1, 2025

参考論文・講演概要集・公開文献等

- 塩田勝利，及川祐也，潮見俊輔，押味良和：分岐器の状態変化の検知に関する基礎検討，第 23 回鉄道技術政策連合シンポジウム（J-RAIL2016），S2-5-4，2016
- 塩田勝利，及川祐也，潮見俊輔，押味良和：軌道材料および電気転てつ機のモニタ情報を用いた分岐器の状態検知に関する基礎検討，鉄道工学シンポジウム論文集 Vol.21, No.1，2017
- 塩田勝利，及川祐也：分岐器の線形のみを考慮した簡略モデルによる走行安全性の評価手法，第 24 回鉄道技術政策連合シンポジウム（J-RAIL2017），S7-6-1，2017
- 塩田勝利，及川祐也，清水紗希：分岐器構造を考慮した走行安全性および部材強度の評価方法，鉄道工学シンポジウム論文集 Vol.22, No.1，2018
- 塩田勝利，西宮裕騎：軌道条件および車両条件を考慮したレール損傷箇所の走行安全性の体系的評価，鉄道工学シンポジウム論文集 Vol.26, No.1，2022
- 塩田勝利，西宮裕騎，安田新太郎：レール開口部の繰り返し車両通過時における軌道部材の強度評価及び走行安全性の基礎的検討，日本機械学会論文集 Vol.89, No.926，2023
- 塩田勝利：分岐器継目部における目違いがレール締結装置の発生応力に及ぼす影響に関する基礎検討，土木学会第 78 回年次学術講演会，VI-546，2023
- 塩田勝利，分岐器高速通過時における軌道変位が分岐器部材の損傷に及ぼす影響の一検討，鉄道総研施設研究ニュース，No.400，2023
- 塩田勝利，園田佳巨：高速用分岐器における軌道変位が軌道部材の損傷に与える影響の評価，第 31 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集（J-RAIL2024），SS2-8-4，2024

謝辞

本論文の編纂にあたり，多くの皆様からご指導，ご助力を賜りました．ここに深く感謝申し上げます．一連の研究を無事まとめることができましたのは，学位論文審査の主査を務めて頂きました九州大学 園田佳巨理事・副学長のご指導，ご鞭撻の賜物と，改めて感謝申し上げます．分岐器という鉄道固有の研究テーマについて深くご理解いただき，論文の構成や内容について多大なご指導を頂きましたこと，ここに深謝いたします．

本論文の副査を引き受けていただきました九州大学 工学研究院 社会基盤部門 梶田幸秀教授，九州大学 工学研究院 機械工学部門 井上卓見教授には，鉄道に関する固有の研究内容について深くご理解いただき，工学的な観点から様々なご助言を賜りました．ご多忙の中，お時間を割いてご指導いただきましたこと，心より御礼申し上げます．

鉄道総合技術研究所 軌道技術研究部 桃谷尚嗣 部長には，本論文に関わる研究テーマの推進，推敲および技術的な助言を賜り，また，筆者の博士後期課程への進学を奨励して頂きました．大変感謝申し上げます．また，軌道技術研究部 軌道構造研究室 及川祐也 元研究室長（現 企画室マネージャー）には，本研究の立ち上げから取りまとめに至るまでのあらゆる局面において，分岐器に関する豊富な知識と経験に基づき，ご指導，ご鞭撻を頂きました．本研究を進めるにあたり何度も悩んだ場面がありましたが，その度に各種サポート頂きました．心より感謝申し上げます．レールメンテナンス研究室 弟子丸将 室長には，軌道全般に関する幅広い知見から現地試験結果の考察およびレール締結装置に関するばね定数試験の実施方法やその分析など様々なご指導・ご助言を頂きました．感謝申し上げます．軌道構造研究室 西宮裕騎 室長には，本研究テーマのコアとなるシミュレーションモデル構築をはじめとする数値解析および現地試験に関するデータの測定方法やデータ処理方法，データ分析方法など，幅広い技術的な見地から様々なご指導・ご助言を頂きました．また，本論文を編纂するにあたり，業務へのご配慮を頂き感謝申し上げます．玉川新悟 主任研究員には，シミュレーションモデル構築にあたりレール締結装置のモデル化方法やその考え方について豊富な知見に基づき，ご助言頂きました．清水紗希 主任研究員には，シミュレーション全般について，これまでの豊富な経験に基づき，ご助言頂きました．宮下綾乃 研究員には，本論文を構成するマルチボディダイナミクスの各種計算およびその分析について多大なるご協力を頂きました．大高亮輔氏（現 株式会社スミハツ）には，シミュレーションモデル構築のための 3DCAD モデルの作成や分岐器におけるレール締結装置のばね定数試験の実施，分析などについて多大なるご協力を頂きました．佐藤弘規氏（現 西日本旅客鉄道株式会社）には，営業線における軌道変位分等についてご協力頂きました．溝口敦司氏（現 西日本旅客鉄道株式会社），安田新太郎氏（現 株式会社関ヶ原製作所），瀧澤智也氏（現 東海旅客鉄道株式会社），山本智之氏（現 大和軌道製造株式会社）には，高速用分岐器における現地試験およびそのデータ分析，考察等についてご協力頂きました．皆様

に改めて心より感謝申し上げます。

また、信号技術研究部 信号システム研究室 潮見俊輔 室長には、現地試験における信号部材測定やそのデータの分析および解釈、シミュレーションモデルの構築方法など、転てつ装置に関する豊富な知識・経験に基づくご指導、ご鞭撻を頂きました。感謝申し上げます。

車両技術研究部 車両運動研究室 中橋順一 エキスパートマネージャーには、車両運動解析に関する豊富な知識・経験からモデル作成および走行解析の実施方法、データ分析、モデル改良等についてご指導・ご鞭撻を頂きました。感謝申し上げます。

軌道管理研究室 坪川洋友 研究室長には、軌道管理に関する豊富な知識・経験から分岐器における軌道変位管理の考え方や解析に用いる際の軌道変位の設定方法、動的軌道変位と静的軌道変位の考え方などについてご指導・ご鞭撻を頂きました。感謝申し上げます。

キーサイト・テクノロジー株式会社 平井英行氏には、本研究で用いた解析ソフト「Virtual Performance Solution」においてモデル作成からモデル改良に至るまでご助言を頂きました。感謝申し上げます。

株式会社テス 名村明氏、津山康吉氏、守屋拓之氏、佐藤健太氏、山口和也氏には、現地試験や実験棟内での実物載荷試験における各種試験をはじめとし、軌道計測に関する豊富な知識と経験に基づき、多大なるご協力を頂きました。同社 赤尾麻弥氏には、本論文および関連論文の校正に多大なるご協力を頂きました。同社関係者の皆様に心より感謝申し上げます。

さらに、現地試験にご協力いただいた鉄道事業者をはじめ、個々のご芳名を挙げる事ができなかった多くの皆さまにも多大なるご協力を頂き、本論文の成果を取りまとめることができました。関係の皆様に心より感謝申し上げます。

最後に、社会人として、研究者として、ここに至るまで育ててくれた両親、そして本論文を執筆するにあたり、いつも温かく応援してくれた妻・塩田莉佳、長男・晴稀、長女・彩七に深謝の意を表し、謝辞といたします。

2026 年 1 月

塩田 勝利