分岐器における走行安全性および軌道部材強度の評価手法

清水　紗希*　　及川　祐也*　　塩田　勝利*

Evaluation Method of Running Safety and Strength of Turnouts based on Finite Element Analysis

Saki SHIMIZU　　Yuya OIKAWA　　Katsutoshi SHIOTA

In Japan, the turnouts are usually designed based on the verified experiences or according to the specifications adopted by JIS. An evaluation method for a new turnout structure has not yet been established. In this research, we have developed an evaluation method based for a new turnout on the dynamic analysis. Generally, in order to examine a new turnout structure, we have to evaluate its train running safety and a component material strength. In the proposed method, a train running safety and a component material strength are evaluated separately for work efficiency. The developed method is useful for efficient structure investigation by avoiding the ineffective work.

キーワード：分岐器，走行安全性，部材強度，評価手法，解析

1．はじめに

分岐器構造の設計は，一般的に経験則による照査や，JIS に適合したものを選定する適合みなし使用による設計によって行われている。そのため，これまでにない全く新しい分岐器構造全体を評価する方法は確立されていないのが実情である。そこで，本研究では力学的根拠に基づいた分岐器構造の評価手法を開発した。

2．分岐器構造の評価手法

分岐器構造を検討するためには，走行安全性の評価と部材強度の評価が必要である。走行安全性の評価には輪重や横圧の算定が必要であり，一方，部材強度の評価には，車両走行により軌道部材に発生する応力の算定が必要である。これらの評価は，分岐器構造を FEM ソリッド要素でモデル化し，車両走行解析を実施することにより同時に評価することが可能である。しかしながら，解析の計算負荷が大きいことや，構造を再検討する場合には解析モデルを再構築する労力が大きい等の課題がある。

そこで本手法では，走行安全性の評価と部材強度の評価をそれぞれ効率的に実施するために，図 1 のようにそれらを分けて検討することとした。具体的には，走行安全性の評価については分岐器の線形のみを梁要素で模擬した簡略軌道モデルにより行う。軌道部材の強度評価についてはソリッド要素でモデル化した分岐器部材に，簡略軌道モデルで得られた輪重・横圧を，輪軸を介して静的に載荷する詳細モデルにより行う。

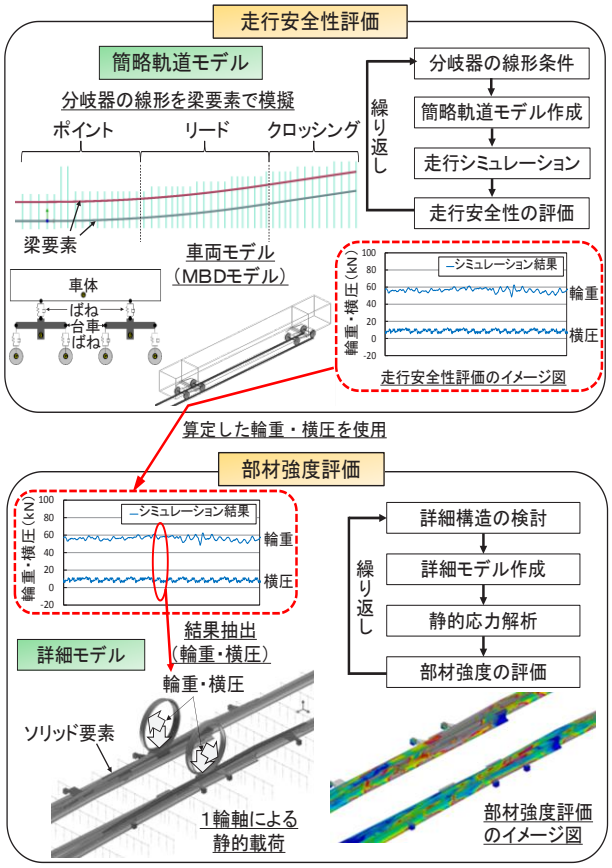


図 1　評価手法の概要

＊　軌道技術研究部　軌道構造研究室

3．走行安全性の評価

分岐器は一般的な軌道と比較すると，乗り移り部やトングレールの断面変化等，複雑な構造をしているため，解析モデルの構築に大きな労力がかかる。また，検討した軌道の線形が要件を満たさなかった場合，解析モデルを再構築する必要があり，非効率である。

そこで本手法では，乗り移り部やトングレールの断面変化を考慮せず，分岐器の線形のみを梁要素で模擬することで，モデル化の労力および計算負荷を減らし，より柔軟に様々な分岐器構造の走行安全性を検討・評価できる手法の開発に取り組んだ。

なお解析には，並列化による高速化が容易である動的陽解法を用いた汎用のシミュレーションソフト「Virtual Performance Solution」を用いた。

3.1　解析モデル

3.1.1　簡略軌道モデル

図 2 に示すように，レール，まくらぎは FEM 梁要素で，レールとまくらぎの間は締結装置を模擬したばね要素で，まくらぎ下はバラスト道床を模擬したばね要素でモデル化した。各ばね定数を表 1 に示す。

分岐器の走行安全性は基本的に分岐線側走行時の評価が重要であることから，本手法では分岐線側走行を評価対象としている。

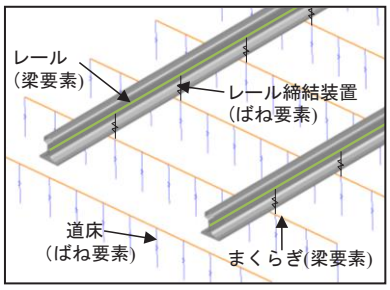


図 2　簡略軌道モデル

表 1　軌道モデルの各ばね定数

レール締結装置	左右方向	16kN/mm /1 締結
	上下方向	2000kN/mm /1 締結 (剛結相当)
道床	上下方向	75.2kN/mm / まくらぎ*
	前後方向	9.0kN/mm / まくらぎ*
	左右方向	2.6kN/mm / まくらぎ*

＊まくらぎ 1 本あたりのばね定数

3.1.2　車両モデル

図 3 に示すように，車両は車体，台車，輪軸を剛体でモデル化し，軸ばね，まくらばねおよび牽引リンクをばね要素およびダンパ要素でモデル化した MBD（マルチボディダイナミクス）モデルとした。車両諸元を表 2 に示す。

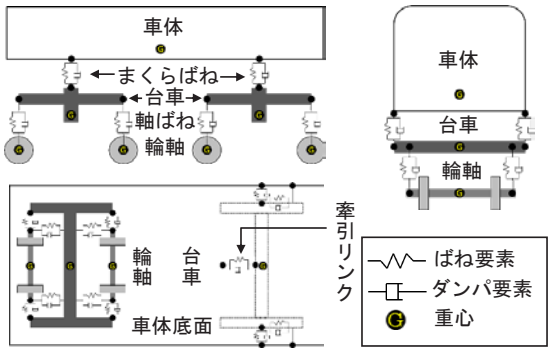


図 3　車両モデル

表 2　車両諸元

項目	諸元
軌間	1067mm
車輪踏面	修正円弧踏面
台車中心間距離	14.4m
軸距	2.1m
軸箱支持形式	モノリンク式
ばね上質量	24.6ton
ばね間質量	1.5ton/ 台車
ばね下質量	1.5ton/ 台車

3.2　妥当性の検証[1)]

本評価手法の妥当性を検証するために，特定の分岐器形状の簡略軌道モデルの作成および解析を行い，過去に実施した走行試験[2)]との比較を行った。

3.2.1　解析対象および解析条件

図 4 に構築した解析モデルの全体図を示す。対象とした分岐器は，10 番片開き分岐器（図面番号：T_{50N} 片共 -2）とした。車両の走行方向は，対向の分岐線側とし，走行速度は 20km/h とした。車輪とレールの摩擦係数は 0.3 とした。

また，走行試験時の軌道変位を解析モデルに設定した。なお，走行安全性の評価を行うことから，検証は，解析結果と試験結果の 1 軸目の輪重，横圧を比較した。走行試験の測定で用いる新連続輪重・横圧測定法では輪重，横圧データに 100Hz のローパス処理を行っていることから，本解析結果でも 100Hz のローパス処理を施した。

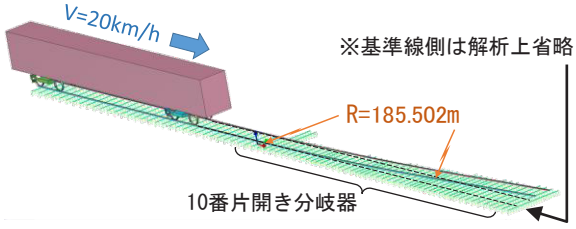


図 4　解析モデル全体図

3.2.2　解析結果

簡略軌道モデルの解析結果と走行試験結果をあわせて図 5 に示す。同図において輪重，横圧の発生するタイミングが一致しており，解析結果と走行試験結果の平均輪

重，平均横圧がそれぞれ約 89%，81% の精度で一致した。

ただし，外軌側の解析結果は試験結果より少し小さい結果となった。これは，簡略軌道モデルではレールや車輪の設計断面と摩耗断面の差を考慮していないことや車両の輪重アンバランスを考慮していないことが影響している可能性が考えられる。

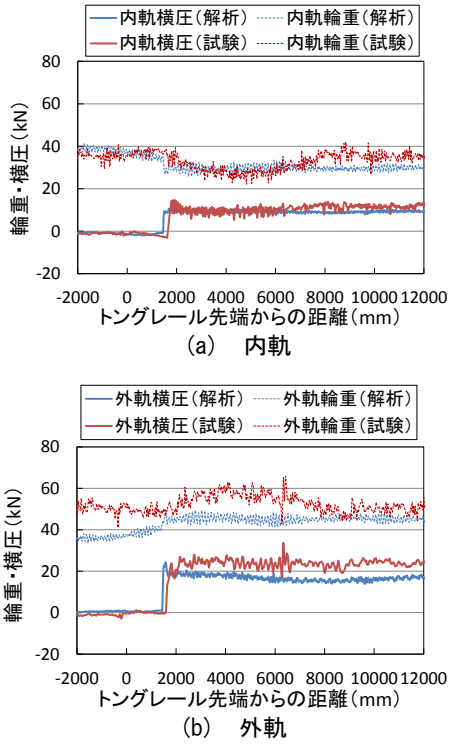


図５　簡略軌道モデルの解析結果

3.2.3　考察

簡略軌道モデルの解析結果と走行試験結果は概ね一致することを確認した。このことより，分岐器の線形を梁要素で模擬した簡略軌道モデルを用いて走行安全性を概ね評価できるものと考えられる。

4．部材強度の評価

軌道部材の強度を正しく評価するためには，車両走行時の軌道部材に加わる外力を把握することが重要である。提案する部材強度の評価手法は，3 章で述べた簡略軌道モデルの解析結果である輪重，横圧を外力として軌道部材に加えるものである。具体的には，評価対象とする分岐器構造をソリッド要素でモデル化し，簡略軌道モデルで算定した輪重，横圧を 1 輪軸を介する外力として静的に載荷し，軌道部材の応答を評価する。

4.1　解析モデル

本章では，可動式横取り装置（図面番号：TGT_{50N}-1）（以下，「横取り装置」という）を対象とし，詳細モデルを構築した。図 6 に詳細モデルの概略図を示す。

詳細モデルでは，評価対象の軌道部材をソリッド要素でモデル化する。本モデルでは，主レール，台レール，横取り材をソリッド要素でモデル化した。載荷については，任意の位置に 1 輪軸を配置した上で，簡略軌道モデルで算定した輪重，横圧を 1 輪軸の左右の車輪にそれぞれ静的に加える。

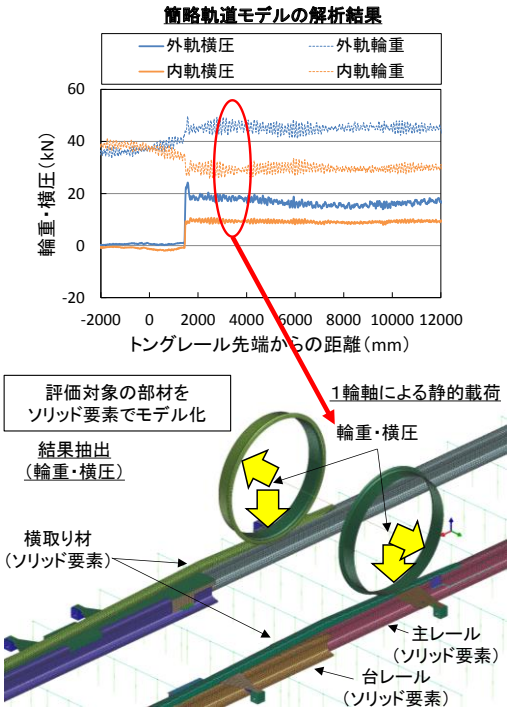


図６　詳細モデルの概略図

4.2　比較検証

詳細モデルは軌道部材だけでなく分岐器の線形を含めてソリッド要素でモデル化したものである。そのため，1 輪軸ではなく車両モデルを配置し，車両走行解析を実施することも可能である。

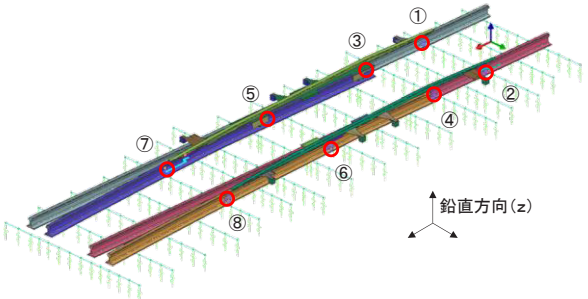
そこで，車両走行で作用する荷重による軌道部材の応答と，1 輪軸の静的載荷による軌道部材の応答が同等となるか検証するため，詳細モデルで車両走行解析を実施した場合の解析結果と，簡略軌道モデルの解析結果を用い，1 輪軸で静的に詳細モデルに載荷した場合の解析結果を比較した。なお，詳細モデルで車両走行解析を実施した場合は部材強度だけでなく走行安全性も同時に評価することが可能であるため，以下，このモデルを「同時評価モデル」という。

4.2.1　解析条件

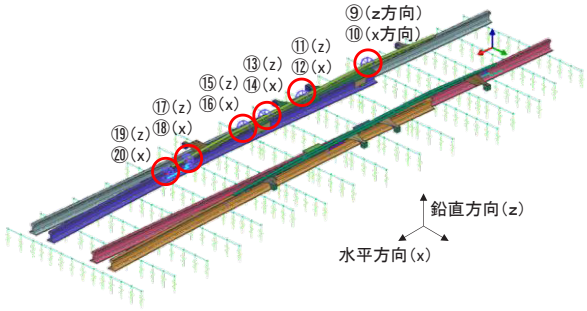
車両の走行方向は対向とし，走行速度は 5km/h とした。図 7 に示す位置のレールおよび横取り材に発生するひずみを，簡略軌道モデルと同時評価モデルで比較する。

なお，図 8 に横取り装置を通過した際の簡略軌道モデルと同時評価モデルの輪重，横圧の比較を示す。同図よ

り，簡略軌道モデルと同時評価モデルで走行安全性に関する結果が一致することが確認できる。以降の詳細モデルの検証では，同図に示す簡略軌道モデルの解析結果を詳細モデルに入力する荷重として用いる。

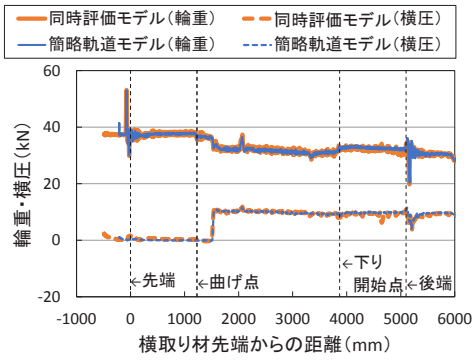


(a)　レールに発生するひずみ（鉛直方向）

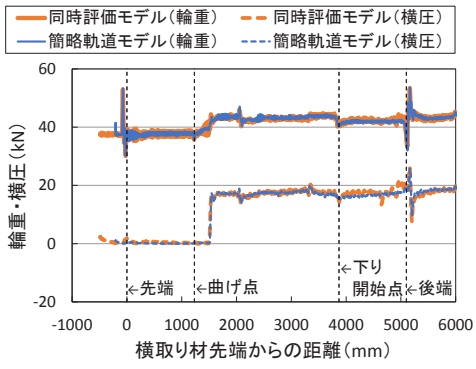


(b)　横取り材に発生するひずみ（鉛直・水平方向）

図７　軌道部材に発生するひずみの比較箇所



(a)　内軌



(b)　外軌

図８　簡略軌道モデルと同時評価モデルの走行安全性の解析結果の比較

4.2.2　解析結果

図７の各評価点のひずみに関して，詳細モデルと同時評価モデルの解析結果の比較を図９に示す。この結果から，詳細モデルと同時評価モデルでは全体平均で約77%の精度で一致することを確認した。一部の結果に差があるが，これは解析対象である横取り装置が複雑な組み立て構造であるため，車両走行時と静的載荷時では，車輪と軌道部材の接触状態や軌道部材同士の接触状態などが異なる可能性が考えられ，それが解析結果に影響していると考えられる。

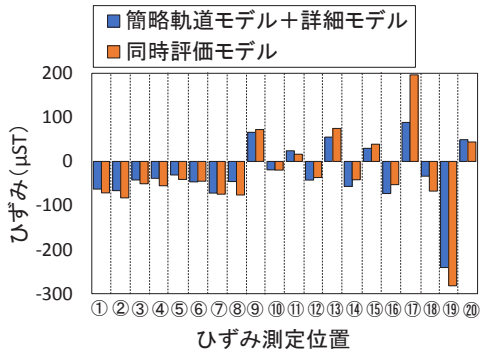


図９　解析結果の比較

4.2.3　考察

詳細モデルを用いて部材強度を評価する手法について検討を行った結果，同時評価モデルと詳細モデルで解析結果が概ね一致することを確認した。

これらの結果より，1輪軸で静的に載荷する詳細モデルにより，車両走行を模擬した部材の応答を評価できる可能性があることを確認した。

5．ケーススタディ

前章までに，分岐器構造の評価を走行安全性と部材強度の2段階に分けて効率的に評価する手法を提案した。本評価手法は，新規構造の検討だけでなく，既存の分岐器構造の評価にも活用できるものと考えられる。そこで本章では，提案する評価手法の活用例として，走行安全性に関するケーススタディを実施した。

5.1　解析対象

構造的な平面性変位を有している側線用8番分岐器（図面番号：T_{50N} 片 8-201）を対象に簡略軌道モデルを作成し，走行安全性を評価した。

側線用8番分岐器は，図10に示すようにトングレールが基本レールより10mm高くなっており，ポイント部で構造的に10mmの平面性変位が存在していること，さらに，直線ポイントであるためトングレール先端で軌道の角折れが存在していることなどの特徴を持ってい

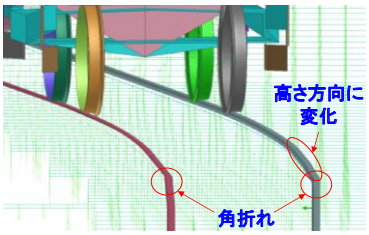


図 10　対象の分岐器構造

る。この構造的な平面性変位や軌道の角折れにより外軌側の輪重が減少し，横圧が増加しやすい傾向がある。そのため，車両条件，軌道状態，レールと車輪の接触状態，気象条件等について悪条件が重なると脱線することがあり，これらが走行安全性に及ぼす影響を把握することは重要である。

5.2　悪条件を設定した場合の走行安全性の検証

脱線対策に関する検討の一助として本評価方法を活用することを視野に入れ，あえて走行安全性を低下させる条件を設定して解析することにより，車両がレールを乗り上がる挙動を模擬できるかを検討した。

5.2.1　解析条件

トングレールの先端位置において外軌側が 20mm 低くなるよう水準変位を設定し，その逓減距離を軸距に近い 2m とした。車両の走行方向は背向，走行速度は 20km/h，車輪とレールの摩擦係数は 0.4 と大きくした。また，比較として上記の軌道変位を設定せず，摩擦係数を 0.3 とした場合の解析も実施した。

なお，構造的な平面性変位や軌道変位により輪重の振動が大きくなるため，解析結果には 50Hz のローパス処理を施した。

5.2.2　解析結果

図 11 に 1 軸目の外軌側の輪重，横圧の解析結果を示す。トングレール先端付近において，外軌側の輪重が低下し，横圧が増加する傾向がみられた。これは，元々の構造的な平面性変位に加えて，外軌側が低くなるよう平面性変位を設定していること，および直線ポイントで軌道の角折れがあることが影響した結果であると考えられる。

また，図 12 に示すように，トングレール先端を過ぎた付近から車輪フランジが乗り上がる現象が確認された。これは，上述の輪重の減少および横圧の増加に加え，車輪とレールの摩擦係数が大きいことが影響したものと考えられる。なお，上記以外の条件の解析結果では，車輪の乗り上がりは発生しなかった。

5.2.3　考察

走行安全性を低下させる条件を設定した上で分岐線側背向走行の解析を実施した結果，トングレール先端を過ぎた付近において，車輪フランジがレールに乗り上がる挙動を模擬できることを確認した。

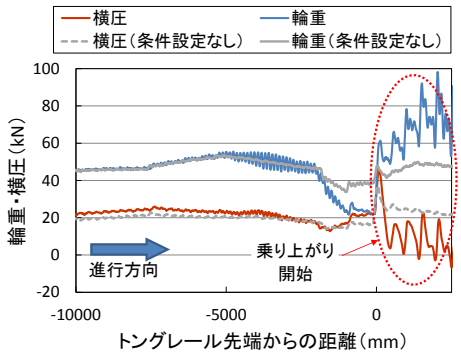


図 11　解析結果

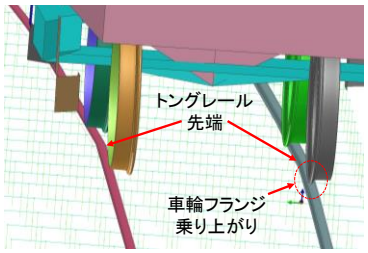


図 12　乗り上がりの様子

これにより，簡略軌道モデルを新規構造の脱線対策の検討や既存の分岐器構造の脱線要因の検討などに活用できる可能性を示した。

5.3　各パラメータが走行安全性に及ぼす影響[3)]

走行速度，水準変位，レール車輪間の摩擦係数といった走行安全性の低下に影響を及ぼしうる要因について，これらの要因の変化が走行安全性に及ぼす影響を定量的に把握するために解析を実施した。

5.3.1　解析条件

走行速度，水準変位，レール車輪間の摩擦係数について，表 3 に示す条件でパラメータスタディを実施した。なお，水準変位については走行安全性の低下に与える影響が大きくなるように，トングレール先端位置において逓減距離 2m で各値を設定した。

表 3　解析条件

パラメータ	共通の条件	条件
走行速度	軌道変位なし 摩擦係数 0.3	20km/h
		30km/h
		40km/h
トングレール先端の水準変位	速度 20km/h 摩擦係数 0.3	変位なし
		10mm
		15mm
		20mm
レール・車輪間の摩擦係数	速度 20km/h 軌道変位なし	0.2
		0.3
		0.4

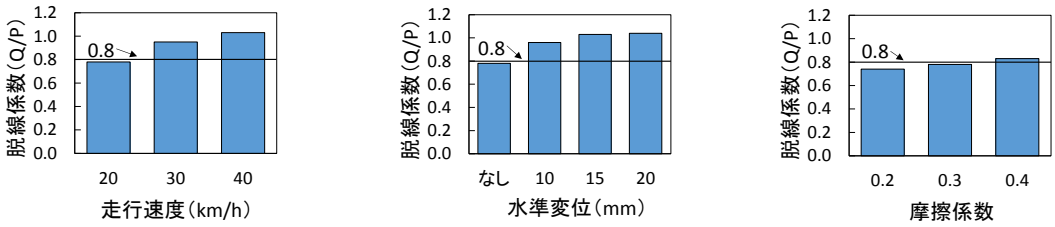


図 13　各ケースにおける脱線係数の最大値

5.3.2　解析結果

各ケースの脱線係数の最大値を示したものを図 13 に示す。

走行速度の影響については，速度が大きくなるに従い，脱線係数が大きくなる傾向が見られた。30km/h 以上では脱線係数の目安値である 0.8 を超える結果となった。これは，トングレール先端位置では角折れが存在するため，走行速度が上がるに従い，角折れでの衝撃も大きくなった結果を表しているものと考えられる。

水準変位の影響については，変位が大きくなるに従い，脱線係数は大きくなり，水準変位を設定した全てのケースで脱線係数の目安値である 0.8 を超える結果となった。これは，本分岐器は構造的に平面性変位を有していることに加え，外軌側のみ低くなるよう設定していることにより，輪重が大きく減少した結果を表しているものと考えられる。この結果から，水準変位は外軌側の輪重の減少および横圧の増加に関連し，走行安全性に大きく影響を与えるものと考えられる。

摩擦係数の影響については，摩擦係数が小さくなるにつれ，脱線係数が減少する傾向がみられた。これらの結果より，レール塗油などにより摩擦係数を小さくすることは，横圧の低減に有効であるものと考えられる。

5.3.3　考察

構造上の軌道変位を有している側線用 8 番分岐器を対象にケーススタディを実施し，各条件の変化が走行安全性に及ぼす影響を簡略軌道モデルを用いて評価できることを確認した。このように，本モデルを用いて，脱線対策に関する検討を行うことが可能である。

6．おわりに

本研究では力学的根拠に基づいた分岐器構造の評価手法を提案し，その妥当性の検証やケーススタディを実施した。その結果をまとめると以下の通りである。

(1) 新しい分岐器構造を検討するためには，走行安全性の評価および軌道部材の強度評価を実施する必要があり，本研究ではそれらを効率的に実施するため，それぞれを分けて評価することとした。

(2) 走行安全性の評価は，乗り移り部やトングレールの断面変化等は考慮せず，分岐器の線形のみを梁要素で模擬した簡略軌道モデルにより行った。本モデルの妥当性を検証するため，在来線用 10 番片開き分岐器の分岐線側走行を対象とし，走行試験との比較を行った結果，概ね一致することを確認した。

(3) 軌道部材の強度評価はソリッド要素でモデル化した分岐器部材に，簡略軌道モデルで得られた輪重・横圧を，輪軸を介して静的に載荷する詳細モデルにより行った。本手法の妥当性を検証するため，横取り装置を対象に車両モデルが本モデルを走行した場合との比較を行った結果，本手法の静的載荷の結果と概ね一致することを確認した。

(4) 本評価手法を新規構造の検討だけでなく，既存の分岐器の評価にも活用する例として，側線用 8 番分岐器を対象に簡略軌道モデルを作成し，走行安全性に関するケーススタディを実施した。その結果，本モデルを用いて，分岐器特有の構造や軌道状態が走行安全性に及ぼす影響を評価できることを確認した。

今後は本手法を用いて新しい分岐器構造の設計を行い，本手法の深度化に取り組んでいく。

文　献

1）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，2017
2）西宮裕騎，平出壮司，片岡宏夫：試験線におけるレール開口部走行試験，第 21 回鉄道技術連合シンポジウム，2014
3）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，第 22 回鉄道工学シンポジウム，2018