論文　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

塩田　勝利[1]・中橋　順一[2]

[1]正会員　（公財）鉄道総合技術研究所　軌道技術研究部（〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38）
E-mail: shiota.katsutoshi.80@rtri.or.jp (Corresponding Author)

[1]非会員　（公財）鉄道総合技術研究所　車両技術研究部（〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38）
E-mail: nakahashi.junichi.03@rtri.or.jp

旧国鉄では分岐器の基準線側を 120km/h 以上の速度で高速通過する高速用分岐器において，一部の軌道変位の整備基準値が，120km/h 未満で通過する分岐器と比べ，厳しく設定されていた．この基準値は現在も一部の鉄道事業者で用いられているが，本値は旧国鉄における一般区間の整備目標値を準用したものであり，分岐器固有の現象を考慮して設定されたものではない．そこで本研究では，適切な整備基準値の設定に向けた基礎検討として，分岐器における軌道変位が走行安全性に及ぼす影響を MBD を用いた車両走行解析により評価した．また，軌道変位が軌道部材に及ぼす影響を車両走行解析により算定された輪重，横圧を荷重条件とする FEM モデルを用いた強度解析により評価した．以上より，高速用分岐器における軌道変位の適切な整備基準値を算定するための基礎的な知見を得た．

Key Words: *track irregularity in turnout, running safety, track components strength, MBD, FEM*

1. はじめに

旧国鉄において，在来線の分岐器基準線側の通過速度（以下，本論文における「通過」とは基準線側走行を対象とする）は 1968 年に最高 100km/h に引き上げられたが，その後，速度向上のニーズが高まり，1981 年に通過速度の向上を目的とする 120km/h での走行試験が実施された．走行試験の結果，120km/h で高速通過する場合に，分岐器内の継目部，クロッシングのノーズ部などで著大横圧の発生が確認された．その要因としては，分岐器内の軌道変位，継目部の目違い，バックゲージが小さいことなどが挙げられ，高速通過にあたっては，これらの箇所の各種対策が必要であるとの見解が示された [1]．これを受け，旧国鉄ではその対策として，軌道変位（高低，通り，水準）を一般区間の最上級線区の整備目標値相当で整備するともに，継目部の目違い解消，クロッシングの軌間，バックゲージの値を管理値よりさらに厳しく整備するといったことなどが行われた．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，120km/h 以上の速度で通過する分岐器（以下，「高速用分岐器」という）では，対策に用いた各値を準用し，**表-1** に示す項目を整備基準値として，個別に管理することが決められた．

表-1　高速用分岐器の個別管理値（mm）

管理項目	高速用分岐器	一般分岐器
高低変位	13(7)	23(15)
通り変位	13(7)	23(15)
水準変位	13(7)	平面性 23(18)
クロッシング軌間変位	+3,-3	+5,-3
バックゲージ	1023～1030	1022～1030
接着	3	4
継目部目違い	1	2
ガードフランジウェー幅	56	なし

※括弧内は静的値
※一般分岐器とは，120km/h 未満で走行する一般の分岐器をいう

これらの値は，旧国鉄の民営化後も一部の鉄道事業者で高速用分岐器の整備基準値として用いられているが，設定された各値自体の妥当性に関する詳細な検証はなされていない．特に，過去の走行試験時における著大横圧は，継目部やクロッシング部で生じているものであり，当該箇所は個別の対策を行っていることを鑑みると，軌道変位（高低，通り，水準）の整備基準値は，過度に余裕を見た値が設定されている可能性がある．このような状況を踏まえ，高速用分岐器における適切な軌道変位の管理値を検討するため，分岐器高速通過時における軌道

変位が走行安全性や軌道部材に及ぼす影響を明らかにすることが必要と考えられる.

これまでに分岐器内の軌道変位に関しては各種検討が行われているものの，主に，分岐器内の軌道変位の検測方法 [2]や軌道変位抑制を目的とした構造開発 [3]など，分岐器の保守管理に関するものが多く，軌道変位の管理値そのものに関する研究等はみられない．そこで，本研究では，その基礎検討として，高速用分岐器における軌道変位が車両の走行安全性および軌道部材の強度に及ぼす影響を各種解析手法を用いて定量的に評価した．具体的には，走行安全性についてはマルチボディダイナミクス（以下，「MBD」という）を用いた車両走行解析により各種軌道変位をパラメータとしたパラメータスタディを実施した．また，軌道部材の強度については車両走行解析で算定された輪重，横圧を入力荷重とする FEM モデルを用いた強度解析を実施した.

2. 分岐器における軌道変位が走行安全性に及ぼす影響の基礎検討

分岐器における軌道変位が走行安全性に及ぼす影響を評価するため，MBD を用いた車両走行解析を実施した．なお，分岐器では，継目部やトングレールの乗り移り部，クロッシングの欠線部等，特有の構造を有しているものの，これらの構造を考慮した上で走行解析を実施した場合，発生する輪重，横圧について軌道変位の影響と各種構造の影響を切り分けて評価することが困難である．そのため，本研究では基礎検討として，上記の構造等は考慮せず，分岐器の支持状態および軌道変位を加味した軌道線形を対象として，走行安全性を評価することとした.

(1) 解析モデル

用いる車両モデルの概略を**図-1** に，主な解析諸元を**表-2** に示す．車両は，軸梁式のボルスタレス台車を装架した特急車両をモデル化した．車両モデルは，1 個の車体，2 個の台車，4 個の輪軸の質点で構成される 1 車両とした．また，車体～台車枠間，台車枠～輪軸間の質点間の結合要素については，ばね・ダンパ要素によりモデル化し，まくらばねや軸ばね，左右動ダンパを配置した.

軌道モデルは，レールを，レール締結装置および道床を模擬した合成ばねでモデル化した．構造自体は一般区間と同様であるが，レール締結装置の支持ばねには，一般区間と異なり，分岐器区間を想定し．軌道パッドやばね鋼の締着装置を用いない非弾性締結構造を考慮して設定した．なお，軌道の支持ばね剛性は，まくらぎ長さにも依存すると考えられるが，本検討では基礎検討として一律に同じ値を設定した.

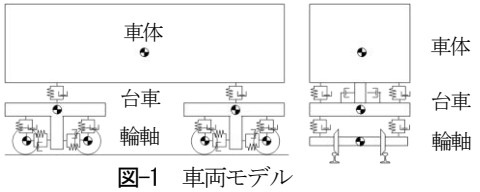


図-1 車両モデル

表-2 解析諸元

項目	諸元
車体質量	28.3t
ばね間質量	2.2t/台車
ばね下質量	1.52t/輪軸
軸距	2.1m
台車中心間距離	14.15m
車輪踏面形状	修正円弧踏面
レール種別	50kgN レール
軌間	1067mm
軌道鉛直合成支持ばね剛性	84.3MN/m/締結
軌道左右合成支持ばね剛性	22.9MN/m/締結

(2) 解析モデルの妥当性の基本検証

MBD を用いた車両走行解析モデル（以下，「MBD モデル」という）の妥当性を確認するため，動的 FEM を用いた異なる解析手法にて同じ車両モデルを構築し，相互に比較検証した．なお，動的 FEM モデルを用いた解析手法の妥当性は，過去の研究において，通勤車両を対象とした分岐器走行試験との比較検証により，妥当性が確認されているものである [4]．一方，動的 FEM モデルは，計算負荷が大きく，多数の計算を行うことが困難であるため，本研究では MBD モデルを採用した．この動的 FEM モデルをベースとし，車両モデルを本研究にて対象とする特急車両に変更し，MBD モデルとの比較を行った．なお，本研究における検討は，基準線側走行を対象とするが，比較検証では，構築した車両モデルの基本性能確認として曲線通過時の輪重・横圧を比較することとした．そのため，対象とする軌道線形は，10 番片開き分岐器の分岐線側とし，曲線半径 185m，カント 0mm，走行速度は分岐線側制限速度の 35km/h を設定した.

検証結果を**図-2** に示す．解析の結果，MBD モデルと動的 FEM モデルの結果は，精度良く一致しており，外軌横圧が発生する区間（距離 52m～70m）において，走行安全性に影響する先頭軸外軌側の MBD モデルの輪重，横圧の平均値は，動的 FEM モデルの平均値に対し，それぞれ 95.4%，97.0%の精度で一致していた．以上の結果

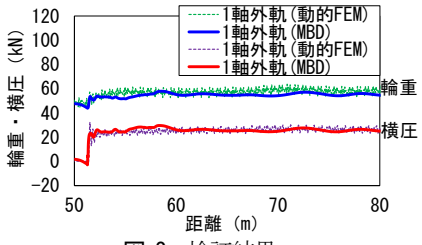


図-2 検証結果

より，今回構築した MBD モデルは一定の妥当性があるものと考えられる．

(3) 検討条件

構築した MBD モデルを用いて，高速用分岐器における軌道変位が走行安全性に及ぼす影響について検討を行った．具体的には，その基礎的検討として，基準線側である直線において各軌道変位が単独で存在する状況下を想定し，等速走行中の車両に対し，コサイン逓減 1 波の軌道変位を入力し，その応答を評価した． なお，本モデルは，上述したように，分岐器特有の支持状態として座金やレールブレス締結等の，レール締結装置の非弾性締結構造を考慮した軌道支持剛性を設定したものである．

検討条件を**表-3** に示す．対象とする軌道変位は，高低，通り，水準変位とした．また，軌道変位は左右レールで同位相とし，波長は 10～25m で 5m 刻み，振幅は実振幅 5～30mm で 1mm 刻みとした．**図-3** に波長 10m，振幅 10mm の場合の軌道変位波形を示す．

なお，軌道変位の向きは，高低変位は上に凸，通り変位は進行方向左向きに凸，水準変位は左レールが高くなるよう設定した．また，車両の走行速度は，130，120，95，85，45km/h の 5 速度を設定した．

(4) 走行安全性の評価

走行安全性は，一般的に用いられる脱線係数による評価を行うこととし，その目安値には，想定する車両のフランジ角に対応した値 0.95 を用いた [5]．ただし，目安値 0.95 を超過した場合においても，その超過する継続時間が短い場合には，走行安全上の問題は小さいことから，0.95 を超過した場合は，従来から用いられてきた脱線係数 0.8 を継続して超過する時間（以下，「脱線係数超過時間」という）の 15msec を目安値として評価を行った [6]．評価の流れを**図-4** に示す．なお，上述の脱線係数超過時間による評価については，安全度の余裕をみて，脱線係数 0.8 を対象とし超過する時間を算出するものである．

表-3 検討条件

項目	諸元
対象軌道変位	高低・通り・水準
軌道変位波長（m）	10, 15, 20, 25
軌道変位振幅（mm）	5～30（1mm 刻み）
走行速度（km/h）	130, 120, 95, 85, 45

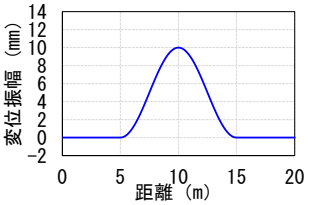


図-3 入力する波形例

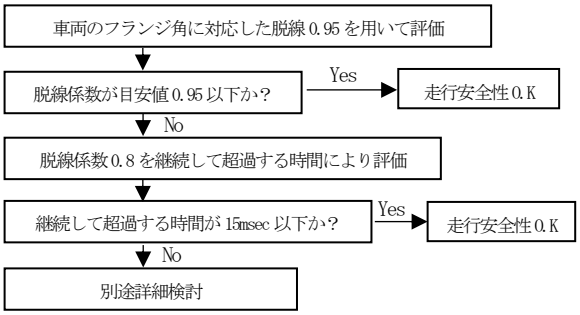


図-4 走行安全性の評価の流れ

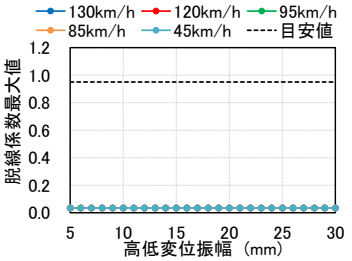


図-6 脱線係数の最大値（波長 10m）

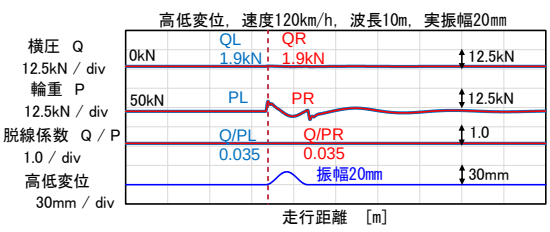


図-5 高低変位に関する時刻歴波形一例

(5) 解析結果

a) 高低変位

図-5 に，速度 120km/h で，波長 10m，振幅 20mm の高低変位を設定した場合の先頭軸の輪重と横圧の時刻歴波形を示す．結果を確認すると，高低変位箇所の通過に伴い，輪重に若干の変化がみられたが，その変化量は小さいものであった．また，横圧に変化はみられなかった．

次に，**図-6** に波長 10m を対象に変位振幅をパラメータとした脱線係数（最大値）の算定結果を示す．

解析の結果，高低変位の振幅が大きくなった場合でも脱線係数の増加はみられず，目安値を下回るものであった．また，走行速度による影響はみられなかった．なお，波長 15m，20m，25m の結果も**図-6** と同様に脱線係数の増加はみられず，波長の長さによる影響もみられなかった．これらの結果を踏まえると，本研究にて設定した高低変位の状況下では，輪重の変動はみられるものの，横圧はほとんど発生せず，走行安全性に及ぼす影響は小さいものであった．

b) 通り変位

図-7 に，速度 120km/h で，波長 10m，振幅 20mm の通り変位を設定した場合の先頭軸の輪重，横圧，脱線係数の時刻歴波形を示す．波形を確認すると，まず右車輪で横圧が生じ，その後に左車輪で最大の横圧が発生してい

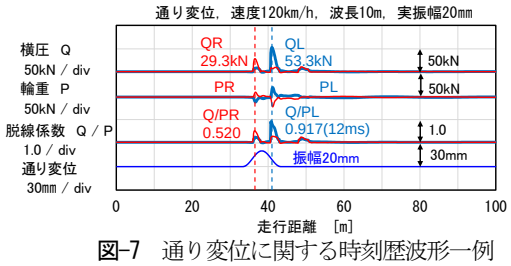


図-7 通り変位に関する時刻歴波形一例

る．これは，通り変位の影響により，はじめに右車輪側の車輪/レール間の相対左右変位がフランジ遊間（約10mm）より小さくなったことで，右車輪で衝撃的な横圧が発生するためである．その後，その影響を受け，車両が左方向に変位し，左車輪が左レールに大きなアタック角を持ち接触することでより大きな横圧が発生しているものである．また，これらの横圧の発生に伴い，左右の輪重にも変動がみられた．なお，通り変位による衝撃的な横圧は，軌道の支持剛性に影響を受けるため，非弾性締結構造である分岐器区間においては，荷重分散効果が小さいことから，一般区間と比べ，大きな値が生じやすいものと考えられる．

次に，**図-8** に，波長別に通り変位の振幅をパラメータとした脱線係数（最大値）の算定結果を示す．

解析の結果，各波長ともに通り変位の振幅が大きくなるほど，また，走行速度が大きくなるほど，脱線係数が増加する傾向がみられ，波長 10m では目安値を超過するケースがみられた．なお，波長 15m，速度 130km/h のケースの脱線係数は 0.92 と，目安値である 0.95 に近い値であったが下回るものであった．また，波長 15m 以上のその他のケースにおいては目安値の超過はみられなかった．

ここで，波長 10m での解析結果に着目し，脱線係数の目安値および脱線係数超過時間の目安値を超えた条件を**表-4** に示す．脱線係数の目安値超過は，走行速度 130km/h で変位振幅が 20mm 以上，120km/h では 21mm 以上，95km/h では 27mm 以上の場合であった．また，脱線係数超過時間の目安値超過は，走行速度 130km/h で変位振幅が 22mm 以上，120km/h では 23mm 以上，95km/h では 29mm 以上の場合であった．

以上の結果より，分岐器区間の非弾性締結構造を考慮した軌道の支持剛性のもと，本研究にて設定した通り変位の状況下では，波長 15m 以上のケースでは脱線係数の目安値を下回っており，波長 10m では，変位振幅 22mm までは脱線係数超過時間の目安値を下回るものであった．

c) 水準変位

図-9 に，速度 120km/h で，波長 10m，振幅 20mm の水準変位を設定した場合の先頭軸の輪重と横圧の時刻歴波形を示す．波形を確認すると，水準変位箇所の通過に伴い，輪重および横圧が変化しているものの，その変化量は小さいものであった．

次に，**図-10** に，波長別に水準変位の振幅をパラメータとした，脱線係数（最大値）の算定結果を示す．解析の結果，検討した全てのケースで，脱線係数の目安値を下回るものであった．ただし，波長が小さくなると，脱線係数が増加する傾向がみられた．これは，局所的な水準変位により，車両が短時間の間にローリングし，その影響により車両が左右方向に振られることで横圧が増加したためと考えられる．また，走行速度が大きくなるほど，脱線係数が大きくなる傾向がみられたが，その増加率は小さいものであった．

以上の結果より，本研究にて設定した水準変位の状況

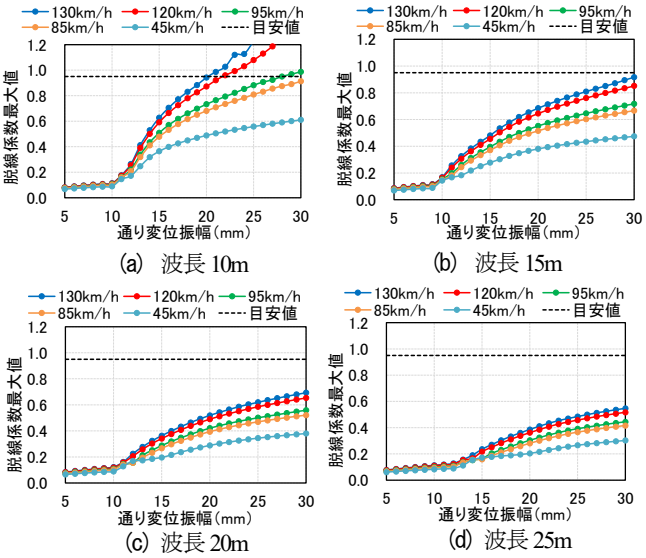


図-8 脱線係数の最大値

表-4 目安値を超過した解析条件（波長 10m）

項目	走行速度	振幅
脱線係数(0.95)	130km/h	20mm 以上
	120km/h	21mm 以上
	95km/h	27mm 以上
脱線係数(0.8)超過時間	130km/h	22mm 以上
	120km/h	23mm 以上
	95km/h	29mm 以上

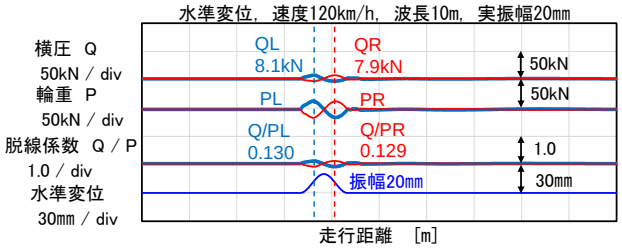


図-9 水準変位に関する時刻歴波形一例

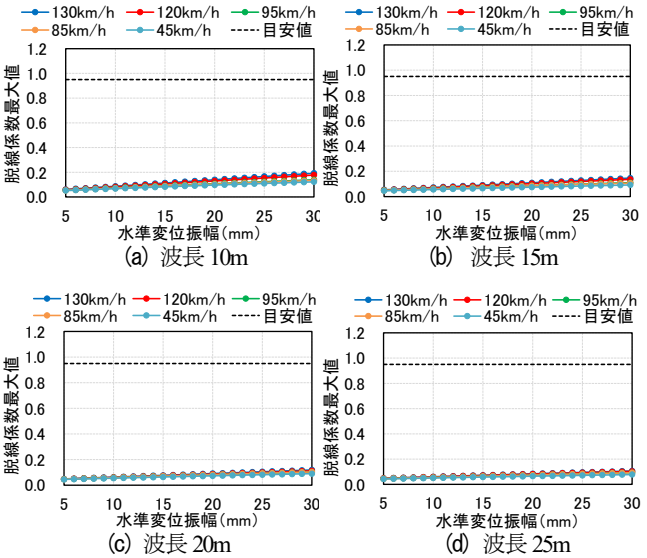


図-10 脱線係数の最大値

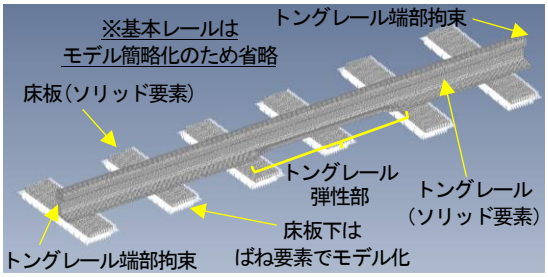
下では，水準変位の波長が短くなるほど横圧の増加はあるものの走行安全性に及ぼす影響は小さいものであった．

(6) 考察

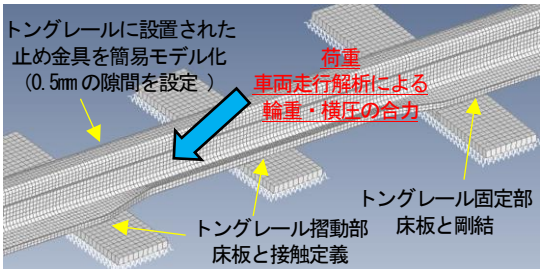
分岐器高速通過時の軌道変位について，本研究にて設定した高低変位，水準変位の状況下では，走行安全性への影響は小さいものであった．また，通り変位においては，振幅が大きくなると，脱線係数および脱線係数超過時間に関する目安値の超過はみられるもののの，旧国鉄で定められた整備基準値（**表-1**）に対しては余裕度があるものと考えられる．ただし，通り変位によって生じる横圧は，曲線通過時の通常の定常横圧とは異なり，短時間で衝撃的に発生する横圧であるため，軌道の支持剛性によりその応答値が変化することが考えられる．また，各軌道変位が重畳する場合には走行安全性が低下することが考えられる．なお，本研究では，構造上発生する輪重や横圧の影響を除いた基礎検討を行うため，トングレールの乗り移り部やクロッシングの欠線部等の箇所についてはその構造を考慮していない．しかしながら，トングレールの乗り移り部は，基本レールとトングレールの二つのレールで構成されており，レールとしての剛性が高いとともに，両者の隙間量は分岐器の個別検査で管理されている．そのため，本研究にて目安値を上回った，波長 10m で振幅 20mm 以上の局所的な通り変位が発生する可能性は低いものと考えられる．また，クロッシングの欠線部においても同様に，クロッシングは一体物であり，剛性が高いため，波長が短くかつ振幅の大きな通り変位が発生する可能性は低いと考えられる．ただし，軌道変位が乗り移り時に生じる局所的な輪重変動等に及ぼす影響については，別途検討の余地が残されている．

3. 分岐器における軌道変位が軌道部材の強度に及ぼす影響の基礎検討

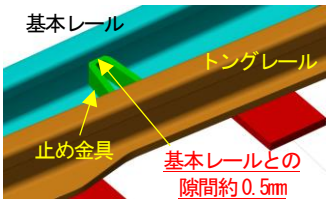
分岐器内で軌道変位が生じている状況下で車両が走行すると，分岐器部材は軌道変位に起因する車両からの荷重を受けるとともに，その荷重の大きさは車両の走行速度にも依存することから，高速通過時における分岐器部材の応答値を確認する必要がある．本研究では，その部材応答に関する基礎検討として，前章で実施した車両走行解析結果である輪重，横圧を荷重条件とする FEM モデルを用いて部材強度解析を実施した．ただし，分岐器は構成部材が多く，強度を確認すべき部材は複数あることから，本研究ではその検討の一環として対象とする軌道部材を，在来鉄道運転速度向上マニュアル[5] において，分岐器部材の強度の確認項目の一つであるトングレール弾性部（以下，「弾性部」という）とした．



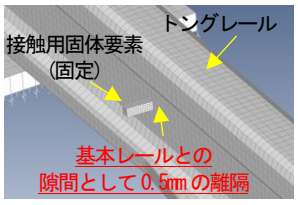
(a) 全体概略



(b) トングレール弾性部付近



(c) 止め金具の設置状態



(d) 止め金具の簡易模擬

図-11 解析モデルの概略

表-5 解析諸元

項目	諸元
ヤング率	2.1×10^5N/mm^2
ポアソン比	0.3
床板支持ばね前後	100kN/mm
床板支持ばね左右	312kN/mm
床板支持ばね上下	40kN/mm

(1) 解析モデル

用いる解析モデルの概略を**図-11** に，解析諸元を**表-5** に示す．FEM モデルは，10 番片開き分岐器（弾性ポイント）の弾性部を対象にモデル化した．なお，基本レールは車両からの荷重を直接受けないことから省略した．ただし，トングレールが左右方向に移動した場合には，トングレールに設置された止め金具と基本レールが接触し，トングレールの移動が基本レールにより拘束される（**図-11 (c)**）．そのため本モデルでは，その接触を簡易に再現するため，止め金具と基本レールの隙間量を 0.5mm と仮定し，トングレール腹部から 0.5mm 離れた箇所に接触用の固体要素を設定した（**図-11 (d)**）．なお，止め金具と基本レールの隙間は 0mm であることが望ましいものの，保守管理上では一定の隙間が生じる場合が少なくないため，本モデルではその隙間分を考慮し，0.5mm に設定した．これにより，トングレールが左右方向に 0.5mm 以上移動する場合には，設定した固体要素に接触し，移動が拘束されるものとなる．また，トングレール，床板についてはソリッド要素で，床板より下の支

持についてはバネ要素でモデル化した．トングレール後端の固定部は剛締結されていることから，トングレールと床板を剛結設定した．また，トングレールと床板の摺動部は，接触を定義し，その摩擦係数に 0.4 を設定した．拘束条件については，トングレールの前端側は基本レールと接着し，移動しないことから前端部を完全拘束した．同様にトングレール後端側もリードレールと接続しており移動しないことから，後端部を完全拘束した．

(2) 解析モデルの妥当性の基本検証

解析モデルの妥当性の基本検証として構築した FEM モデルに対しトングレールに鉛直下向きの荷重を加え，その際のトングレールのたわみ，応力を算定し，その結果と理論式から算定されるたわみ，応力を比較した．

検証は，分岐器前端側の弾性部の 2 床板間を対象とし，載荷位置は床板間中央で，載荷荷重はトングレールに一定のたわみが生じることを想定してトングレールに鉛直下向きの 100kN を加えた．FEM モデルの概要を**図-12** に示す．なお，理論式における算定では，トングレールを単純梁と仮定した上で梁の断面 2 次モーメントに弾性部の断面から算出される値を設定し，床板を支持点として梁の中央に集中荷重を加えた．トングレールのたわみおよび応力の計算式を式(1)および式(2)に示す．なお，自重によるたわみは非常に小さいことから省略した．また，理論式では支持点となる床板は固定点として計算を実施することから，FEM モデルの床板下のばねについては理論式に合わせた剛設定および**表-5** に示した諸元の 2 パターンで実施した．また，**表-5** に示した条件で実施した場合のトングレールのたわみについては，トングレールの鉛直変位を含んだものとして整理した．

$$\delta = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times I} \tag{1}$$

$$\sigma = \frac{P \times L}{4} \times \frac{1}{Z} \tag{2}$$

ここに，δ：たわみ量（mm），σ：曲げ応力（MPa）
P：荷重（100kN），L：梁の長さ（506mm），
E：ヤング率（2.1×10^5N/mm^2），I：断面 2 次モーメント（17440851mm^4），Z：断面係数（241229mm^3）

検証結果を**表-6** に示す．検証の結果，理論式と FEM の支持ばねを剛設定にした場合のたわみ量および応力は概ね一致することがわかった．また，FEM の支持ばねを**表-5** の条件に設定した場合には，たわみ量が 2mm 程度まで増加したが，これは床板下の支持ばねが 1 床板あたり 40kN/mm であるため，荷重により床板が鉛直下向きに変位した影響を受けた結果であると考えられる．以上の結果より，FEM モデルと理論式において鉛直方向に関する挙動は概ね一致しており，構築した FEM モデル基本的な挙動については問題ないものと考えられる．

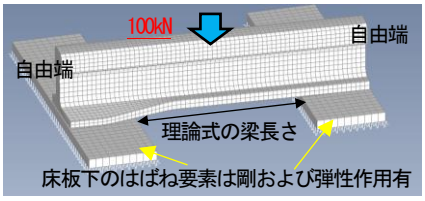


図-12 検証モデルの概略

表-6 検証結果

項目	たわみ（mm）	応力（MPa）
理論式	0.075	52.44
FEM 支持ばね剛設定	0.074	45.02
FEM 支持ばね弾性	2.093	43.07

表-7 検討条件

変位振幅 (mm)	高低変位		通り変位		水準変位	
	輪重 (kN)	横圧 (kN)	輪重 (kN)	横圧 (kN)	輪重 (kN)	横圧 (kN)
5	50.0	1.8	49.6	4.1	51.5	3.1
10	52.4	1.9	51.1	5.8	54.9	4.8
15	54.8	1.9	55.8	35.0	57.8	6.5
20	57.2	2.0	58.3	55.0	60.6	8.5
25	59.6	2.1	55.5	67.9	63.5	10.5
30	62.0	2.2	53.8	78.2	66.4	12.8

(3) 荷重条件

前節で検討した弾性部の FEM モデルを用いて，分岐器における軌道変位が軌道部材の強度に及ぼす影響について基礎検討を実施した．具体的には，MBD による車両走行解析で算定した輪重，横圧の合力を荷重条件として，弾性部に載荷し，その応答を評価した．ただし，MBD の検討は 50kgN レールを対象として算定したものであり，本節で検討対象とするトングレール弾性部とレールの剛性が異なる．そこで，弾性床上の梁理論 [7]に，50kgN レールの剛性を適用し，前章の検討で通り変位の波長 10m，振幅 30mm，速度 130km/h の輪重，横圧によるレール圧力，レール横圧力を算定した．次に，上述の理論に弾性部のレール剛性をレール長手方向に一様に適用し，50kgN レールと同じレール圧力，レール横圧力となる輪重，横圧を算定したところ，それぞれ 2.8%，6.4%小さい値であった．しかし，実際の弾性部の長さは短く，剛性の違いが輪重，横圧の発生に及ぼす影響は限定的であると考え，MBD の算定結果を用いた．また，本検討では，MBD による車両走行解析結果のうち，走行速度 130km/h で，軌道変位の波長 10m の解析結果の一部を対象に実施した．用いた荷重条件を**表-7** に示す．

(4) 部材強度の評価

弾性部の強度評価は発生応力を指標とし，その目安値にレール弾性部の許容応力である 137.2N/mm^2 を用いた [8]．

(5) 解析結果

a) 高低変位

高低変位によって生じる荷重に対する弾性部の強度解

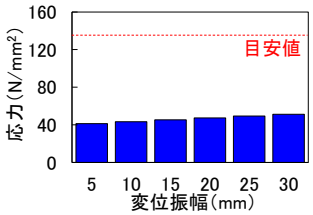


図-13 高低変位に関する解析結果

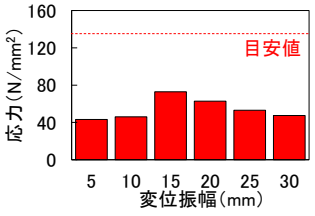


図-14 通り変位に関する解析結果

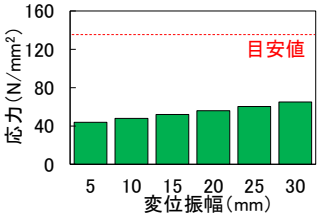


図-17 水準変位に関する解析結果

析結果を**図-13** に示す．解析の結果，変位振幅が大きくなるほど荷重条件の輪重が大きくなるため，弾性部で発生する応力は増加する傾向がみられた．ただし，その増加量は小さく，全ての検討ケースにおいて，発生する応力は目安値を下回るものであった．

b) 通り変位

通り変位によって生じる荷重に対する弾性部の強度解析結果を**図-14** に示す．解析の結果，全ての検討ケースにおいて，弾性部に発生する応力は目安値を下回る結果であった．ただし，通り変位の振幅が 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-15** に変位振幅 30mm の条件における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，強度解析を実施した結果を**図-16** 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，変位振幅 15mm の条件までは横圧の増加に伴い，弾性部で発生する応力も増加している．一方，変位振幅が 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．結果として振幅が大きくなるほど，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えれる．

c) 水準変位

水準変位によって生じる荷重に対する弾性部の強度解析結果を**図-17** に示す．解析の結果，変位振幅が大きくなるほど荷重条件の輪重および横圧が大きくなるため，弾性部で発生する応力は増加する傾向がみられた．ただし，全ての検討ケースにおいて，発生する応力は目安値を下回るものであった．

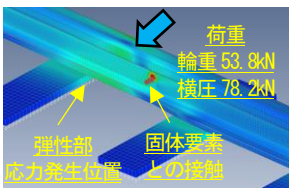


図-15 通り振幅 30mm における解析結果

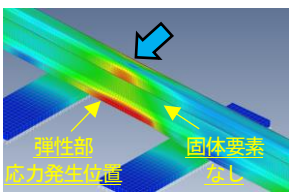


図-16 止め金具の接触を考慮しない場合の解析結果

(6) 許容限度に関する検討

前節までの検討で，今回検討した条件下においては弾性部の強度に問題がないことが確認された．そこで，本節では，弾性部の強度についてどの程度の荷重まで耐えられるかの許容限度に関する検討を行った．

荷重条件は，輪重をパラメータとして 50～190kN まで 20kN 刻みの条件と，横圧をパラメータとして 10～90kN まで 20kN 刻みの条件を設定した．なお，横圧をパラメータとする場合には，輪重条件として 50kN を一律に設定した．また，前節の検討において，通り変位によって生じる荷重を弾性部に加えた場合，止め金具の接触により曲げが拘束されていたことから，基本レールと止め金具の隙間量をパラメータとした検討も併せて行った．なお，この際の荷重条件は**表-7** で示す通り変位の振幅 20mm の条件を適用した．

解析結果を**図-18** に示す．輪重については，170kN を超えると目安値を超える結果となった．横圧については，**図-14** の解析結果と同様に横圧が大きくなると発生応力が増加するものの，止め金具との接触を境（30kN 以降）に発生応力は減少する結果となった．止め金具との隙間量については，隙間量が大きくなるほど発生する応力は増加し，今回検討した条件下では 2.0mm を超えると目安値を超える結果となった．ただし，本結果は，本研究にて設定した輪重と横圧を静的に加えた場合のものであり，動的な走行時には輪重と横圧の作用時間が短く，必ずしも本結果と一致するものではないが，大きな横圧が生じる状況下においては，通常の保守管理の範囲を超えた過度な隙間量とならないよう留意が必要である．

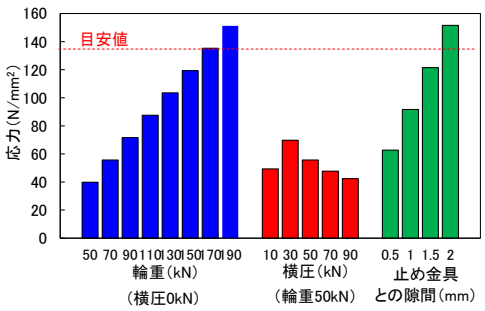


図-18 許容限度に関する検討結果

4. まとめ

本研究では，高速用分岐器における軌道変位が走行安全性および部材強度に及ぼす影響を評価するため，走行安全性については MBD による車両走行解析モデルを用いた軌道変位に関するパラメータスタディを実施し，部材強度については車両走行解析により算定された輪重，横圧を入力荷重とする FEM モデルを用いた強度解析を実施した．得られた知見は以下のとおりである．

(1) MBD モデルを用いて各種軌道変位をパラメータとするパラメータスタディを実施した結果，高低変位および水準変位について，本研究で設定した条件下においては，軌道変位の振幅や波長が変化した場合でも走行安全性に問題はみられなかった．

(2) 通り変位では，本研究で設定した条件下において，波長が 15m 以上の場合は走行安全性の問題はみられなかったが，波長が 10m の場合，走行速度 130km/h で変位振幅が 20mm を超えると，脱線係数や脱線係数超過時間の目安値を超えるケースが確認された．

(3) 部材強度の確認として，トングレール弾性部に着目し，MBD による車両走行解析で算定された輪重，横圧を入力荷重とする FEM モデルを用いて強度解析を実施した結果，弾性部の発生応力は目安値を下回るものであり，部材強度上の問題はみられなかった．

(4) トングレール弾性部の強度の許容限度に関する検討を行った結果，基本レールと止め金具の隙間量が大きくなるほど，横圧に対する応力の応答が大きくなった．そのため，大きな横圧が生じる状況下では過度な隙間とならないよう留意が必要であるとの知見を得た．

REFERENCES

1) 日本鉄道技術協会：新しい軌道管理手法の研究，pp.89-93，1982．[Japan Railway Engineers' Association: *Research report on new track management method*, pp. 89-93, 1982.]
2) 坪川洋友，鈴木淳平，細川雄太，小笠原柚：光飛び除去による分岐器の動的軌道変位管理に向けた検討，J-RAIL2021，SS2-5-6，2021.[Tsubokawa, Y., Suzuki, J., Hosokawa, Y. and Ogasawara, Y.: *Consideration for Dynamic Track Irregularity Management on Turnout by Removing Whiteout* , J-RAIL2021, SS2-5-6, 2021.]
3) 石野氏暁，伊東謙悟：PC マクラギ分岐器の構造と敷設，新線路，72 巻 5 号，pp.9-11，2018.[Ishino, U., Ito, K.: *Structure and Installation of PC sleeper turnout* , Shinsenro, Vol.72, No.5, pp.9-11, 2018.]
4) 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，第 22 号，pp.227-234，2018.[Shiota, K., Oikawa, Y. and Shimizu, S.: *Evaluation method of traing running safety and track material strength in consideration of turnouts structuret*, Journal of Railway Engineering, No.22, pp.227-234, 2018.]
5) 鉄道総合技術研究所編：在来鉄道運転速度向上マニュアル，pp.88-89，1993．[Railway Technical Research Institute: *An outline of a manual of conventional railway operation speed improvement test*, pp. 88-89, 1993.]
6) 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. [Ishida, H., Matsuo, M. and Fujioka, T.: *Safety Assessment Method of Railway Vehicle under Oscillatory Wheel Load Fluctuation*, *Transactions of the JSME*, Vol.71, No.702, pp.454-461, 2005.]
7) 佐藤裕：軌道力学，pp.10-26，1972．[Sato, Y.: *Kidourikigaku*, pp.10-26, 1972.]
8) 佐藤泰生編：分岐器の構造と保守，p.410，2017．[Sato, T.: *Bunkiki no Kouzou to Hosyu*, p.410, 2017.]

(Received March 31, 2023)
(Accepted June 9, 2023)

BASIC STUDY ON THE EFFECTS OF TRACK IRREGULARITY IN TORNOUTS ON RUNNING SAFETY AND TRACK COMPONENTS STRENGTH

Katsutoshi SHIOTA and Junichi NAKAHASHI

In the former Japanese National Railways, the instructions for track maintenance values for track irregularity were set more strictly for high-speed turnouts that pass through the reference line at speeds of 120 km/h or higher than general turnouts. Although this value is still used by some railroad operators, it is based on the target values for the maintenance of general sections in the former Japanese National Railways, and this value was not set in consideration of turnout-specific phenomena. Therefore, the basis for setting the instructions for track maintenance value is not clear. In this study, the effects of track irregularity in turnouts on running safety were evaluated by vehicle running analysis using MBD as a basic study to determine appropriate track maintenance values. And the effects of track irregularity on track components strength were evaluated by strength analysis of FEM model using the wheel load and lateral load calculated from the vehicle running analysis as loading conditions. These studies provided basic knowledge for calculating track irregularity limit value for high-speed turnouts.