

# 鉄道総研報告

第37巻 第2号

2023年2月

## 論文

- 〔車両〕 車輪板部のせん断ひずみを活用した PQ 輪軸の転走試験  
..... 本堂貴敏 (1)
- 〔車両〕 衝突事故時のロングシート着座乗客に対する手すりの傷害軽減効果の実験的検証  
..... 中井一馬, 榎並祥太 (7)
- 〔施設〕 クラスタ分析による軌道変位異常箇所検知法を活用した軌道管理  
..... 松本麻美, 三和雅史, 大山達雄 (13)
- 〔施設〕 レール上下振動加速度モニタリングに基づくレール波状摩耗の進展評価手法  
..... 田中博文, 梶原和博 (19)
- 〔施設〕 継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験方法の構築  
..... 玉川新悟, 弟子丸将, 山本智之 (25)



# 車輪板部のせん断ひずみを活用した PQ 輪軸の転走試験

本堂 貴敏\*

Roller-rig Test of Instrumented Wheelset Utilizing Shear Strains on Wheel Web

Takatoshi HONDO

Instrumented wheelsets are widely utilized in railway industries for the purpose of the measurement of wheel-rail interaction forces. In the conventional instrumented wheelset, the measurement accuracy of lateral forces is reduced due to the bending moment induced by wheel loads. The authors have proposed a new configuration of the instrumented wheelset to reduce the influence of the wheel load on the measurement of the lateral force. This proposed configuration utilizes the shear strains of wheel webs as a measure of lateral forces. This paper describes the accuracy verification of the proposed configuration under wheel rotating conditions. Single-wheelset roller-rig tests are carried out and the test results show that the proposed method can reduce the influence of wheel loads even under rotating conditions.

キーワード：PQ 測定, 走行安全性, 車輪・レール間相互作用, 軌条輪試験, 交差感度

## 1. はじめに

鉄道における輪重・横圧測定は、車両の走行安全性評価や曲線通過性能評価において重要な役割を果たしている。輪重 ( $P$ ) とは、車輪がレールから受ける上下方向の力であり、横圧 ( $Q$ ) とは、同じく左右方向の力である。横圧を輪重で除した値  $Q/P$  は脱線係数と呼ばれ、走行安全性評価の指標として用いられる。車両が実軌道を走行している際の輪重・横圧を連続的に測定する方法のひとつとして、車輪に複数のひずみゲージを貼付してロードセル化した「PQ 輪軸」が国内外で広く使用されている (図 1)<sup>1)</sup>。その構成方法にはいくつかのバリエーションがあるものの、車輪板部に複数設けられた孔側面に生じる垂直ひずみを用いて輪重を測定すること、および、車輪板部側面の曲げひずみを用いて横圧を測定することは、国内の PQ 輪軸に共通する特徴である<sup>2)3)</sup>。

曲げひずみを用いた横圧測定法 (以下、従来法) には、車輪・レール間接触位置が左右方向にシフトした場合に、輪重による曲げモーメントの影響を受け、測定精度が低下し得るという課題がある (図 2)。具体的には、曲線通過中にフランジ近くで接触する曲線外軌側車輪の横圧は、輪重の影響でみかけ上大きく測定され、実態よりも厳しい評価となる場合があった。著者らは、輪重測定用孔内部のせん断ひずみを横圧尺度として活用することで、輪重の影響を低減する横圧測定法 (以下、提案法) を提案し、FEM 解析と静荷重試験を通じて、輪重の影響の低減効果を検証した<sup>4)</sup>。本研究では、単一輪軸の転走試験を通じて、車輪回転状態での提案法の妥当性を検証した。

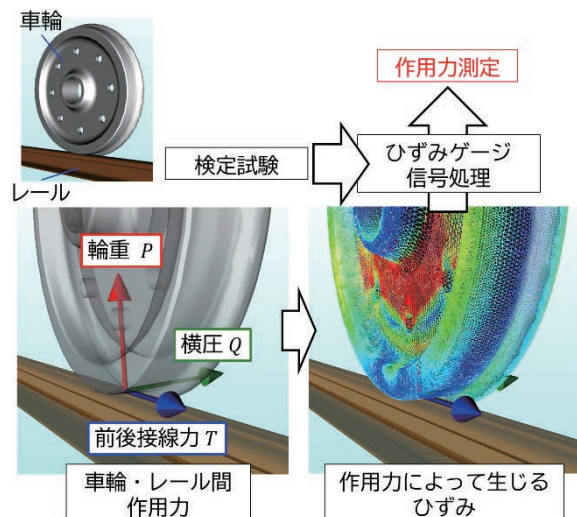


図 1 PQ 輪軸を用いた輪重・横圧測定の原理

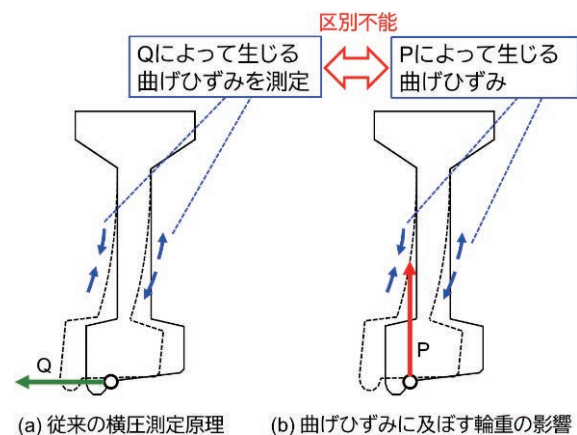


図 2 現行の横圧測定法の課題

\* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

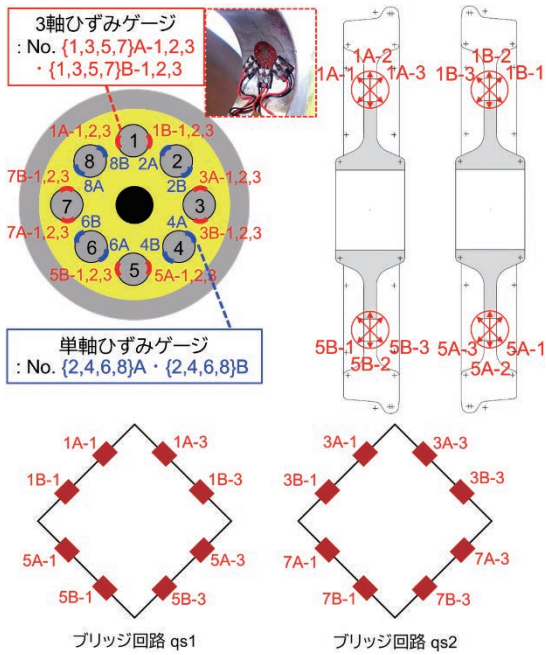


図3 提案法のブリッジ回路構成

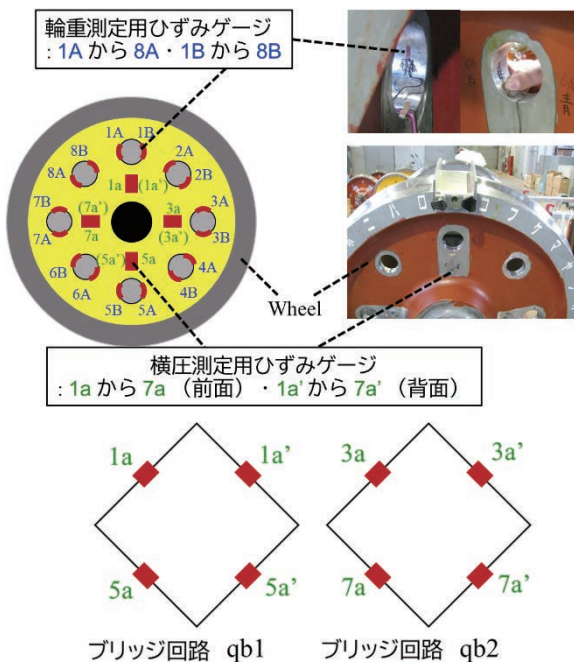
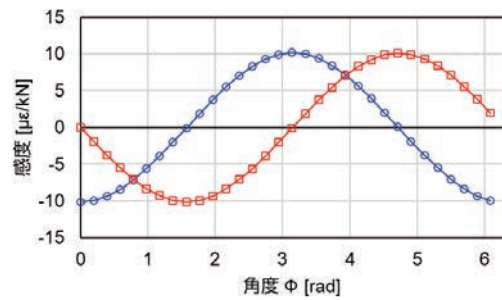


図4 従来法のブリッジ回路構成

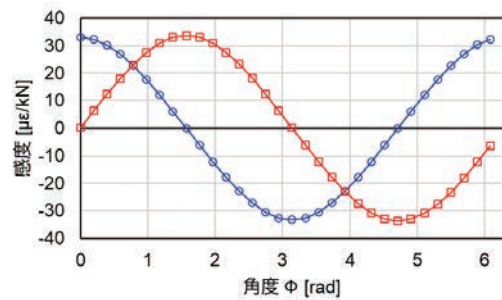
## 2. 車輪板部のせん断ひずみを活用した PQ 輪軸

### 2.1 ひずみブリッジ回路構成

提案する横圧測定法のブリッジ回路構成を図3に示す。提案する手法では、PQ 輪軸用の車輪に通常設けられている輪重測定用の孔の内部の輪重測定点に3軸ひずみゲージを貼付し、垂直ひずみとせん断ひずみを同時に測定する。このうち垂直ひずみについては、従来のPQ 輪軸と同様に、輪重尺度として活用する。従来の車



(a) 提案法の横圧感度特性



(b) 従来法の横圧感度特性

図5 提案法と従来法の横圧に対する感度特性

輪曲げによる尺度に代えて、輪重測定点において測定したせん断ひずみを横圧尺度として活用することが、提案手法のコンセプトである。

### 2.2 静的な感度特性の解析関数近似

本検証では、輪軸回転状態での検証に先立ち、キャリブレーションのための静荷重試験を以下の载荷位置条件について実施した。

- 横圧载荷：車輪背面から、車輪円周方向32点に左右方向の力を载荷した。
- 輪重载荷：車輪踏面に、車輪円周方向32点×左右方向3点（計96点）に上下方向の力を载荷した。

以上の静荷重試験の結果は、単位荷重あたりのブリッジ出力（すなわちブリッジ出力感度）として、载荷位置ごとに整理した。なお、本検証では、比較のため従来法によるブリッジ回路 qb1, qb2 も同一車輪上に構成した（図4参照）。なお、輪重測定用のブリッジ回路は新連続法<sup>2)</sup>で構成した。

静荷重試験によって得られた提案法と従来法の横圧に対する感度を図5に示す。提案法は従来法に比べて横圧に対する感度が1/3程度に低下する一方、図示するような周期的な感度特性を持つという点については、従来法と提案法と同様である。横圧が作用した場合に横圧測定用ブリッジ回路 qs1, qs2 に生じる出力感度は、車輪円周方向の载荷位置を角度で表現した変数を $\phi$ として、

表1 同定されたフーリエ係数一覧

$n$	$S_n^H$	$C_n^H$	$S_n^F$	$C_n^F$	$R_n^F$	$B_n^F$
Bridge circuit qb1						
1	-0.01496	32.68030	0.00113	0.10622	0.00990	-0.11826
2	-0.01000	-0.00928	-0.00004	-0.00053	-0.02189	-0.00840
3	0.00276	0.41712	-0.00013	-0.00185	0.00098	0.01630
4	-0.00304	0.01179	0.00014	-0.00032	-0.00400	-0.00426
5	-0.00943	0.03066	0.00009	-0.00115	0.00159	0.00004
6	-0.00553	-0.02120	0.00014	-0.00053	0.00084	-0.00525
7	-0.01349	0.01289	-0.00006	-0.00054	0.00028	-0.00266
8	-0.00422	-0.00228	0.00003	-0.00031	0.00045	-0.00255
9	-0.00825	-0.00851	0.00006	-0.00037	0.00015	-0.00403
10	0.01660	-0.00487	0.00003	-0.00031	0.00008	-0.00634
11	0.00229	-0.00335	0.00000	-0.00037	0.00118	-0.00482
Bridge circuit qs1						
1	-0.06838	-10.10660	-0.00012	-0.02830	-0.00297	0.00854
2	0.01647	-0.00801	-0.00005	0.00008	0.00020	0.01332
3	-0.00193	-0.05614	0.00003	0.00283	-0.00095	-0.02052
4	0.00052	-0.00386	-0.00004	0.00006	0.00084	0.00704
5	0.00236	-0.00908	-0.00004	0.00167	-0.00094	-0.01098
6	0.00153	0.00654	-0.00005	0.00013	0.00086	0.00341
7	0.00332	-0.00903	0.00001	0.00104	-0.00009	-0.00592
8	0.00149	-0.00013	-0.00001	0.00007	0.00056	0.00137
9	0.00220	-0.00156	-0.00003	0.00060	0.00000	-0.00251
10	-0.00506	0.00095	-0.00001	0.00007	0.00048	0.00197
11	-0.00146	-0.00242	0.00000	0.00034	-0.00022	-0.00046

式(1)のような周期関数  $h(\phi)$  を用いて表現できる。

$$h(\phi) = \sum_{n=1}^D (S_n^H \sin n\phi + C_n^H \cos n\phi) \quad (1)$$

ただし、 $S_n^H$  および  $C_n^H$  はフーリエ係数であり、静荷重試験結果から最小二乗法を用いて決定する。また、 $D$  はフーリエ級数の最大次数であり、経験的に  $D=11$  とした。フーリエ級数による感度の表現は、従来法に対しても適用できる。

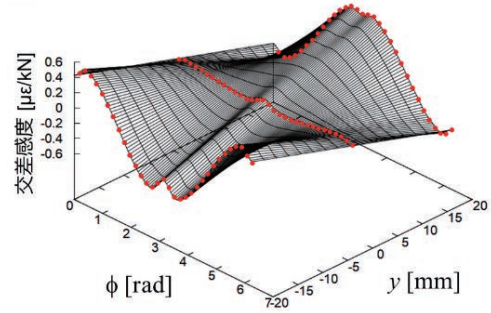
横圧感度とは異なり、輪重や前後接線力を載荷した場合に横圧測定用ブリッジ回路に生じる出力感度（交差感度）は、車輪円周方向の載荷位置  $\phi$  だけではなく、左右方向の載荷位置  $y$  にも依存して変化する。このような特性を表現するために、式(2)に示す、フーリエ級数と1次関数を組み合わせた関数  $f(\phi, y)$  を導入する。

$$f(\phi, y) = y \sum_{n=1}^D (S_n^F \sin n\phi + C_n^F \cos n\phi) + \sum_{n=1}^D (R_n^F \sin n\phi + B_n^F \cos n\phi) \quad (2)$$

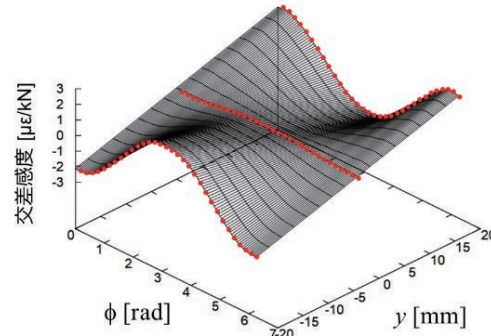
式(1)および式(2)を使用すると、横圧  $Q$  および輪重  $P$  が、位置  $(\phi, y)$  に作用した際のひずみ出力  $\epsilon$  を、近似的に式(3)のように計算することができる。

$$\epsilon \approx Qh(\phi) + Pf(\phi, y) \quad (3)$$

■ フィットting ● 試験結果



(a) 提案法の輪重交差感度特性



(b) 従来法の輪重交差感度特性

図6 提案法と従来法の輪重交差感度特性

関数  $f(\phi, y)$  の各パラメータも、最小二乗法を用いて決定することができ、本論文の供試輪軸のブリッジ回路 qb1 および qs1 のフーリエ係数については、表1に示すように同定された。参考として、これらのフーリエ係数を用いて式(2)を2変数関数として図示すると、図6に示すような形状となる。ブリッジ回路 qs1 の輪重に対する交差感度特性(図6(a))は、ブリッジ回路 qb1 の交差感度特性(図6(b))とは異なり、ピーク位置が凹んだような特徴的な関数形状となることが分かる。

なお、本論文の主旨からは逸れるが、車輪踏面に前後方向の力を載荷した場合にも、横圧測定用の各ブリッジ回路に、接触位置に応じ出力が生じることが近年の研究より明らかとなっている<sup>5)</sup>。曲線通過中に縦クリープ力が作用した場合に、この影響も横圧測定に誤差をもたらし得る。一方、前後方向の力に関する交差感度の大きさは輪重に関する交差感度の大きさより若干小さく、また実際に作用する前後接線力の大きさは輪重に比べて小さいので、輪重作用に起因する誤差よりは影響が小さい。さらに、前後接線力交差感度と輪重交差感度、および横圧感度の位相は90度異なり、横圧感度が最大となる位置では、前後接線力交差感度の影響はゼロとなる<sup>5)</sup>。したがって、ひずみ波形のピーク値のみを読み取る間欠法<sup>3)</sup>においては、前後接線力の影響を無視できる。そこで本論文では、提案手法の間欠法への応用をまず念頭

に置き、輪重作用の影響のみについて詳細に検証する。以下、間欠法によって抽出した横圧、輪重をそれぞれ「間欠横圧」、「間欠輪重」と呼ぶ。

### 3. 一輪軸の転走試験による検証

#### 3.1 試験および評価方法

鉄道総合技術研究所が所有する、単輪軸転走試験装置（通称「クリープ力試験装置」、図7）を用いた転走試験を実施した。転走対象のPQ輪軸に対して、アタック角および輪重アンバランスを変化させた様々な条件で1分間以上転走させ、ひずみ信号を収録した。転走速度は、走行速度約30km/h相当とした。ひずみ測定に加えて、転走中の車輪・軌条輪間接触位置を、車輪踏面に塗料を塗布することで測定した。具体的には、車輪踏面に塗料を塗布した状態で転走試験を行い、試験終了後に、塗料が剥離した領域の両端位置を専用の定規で測定し、両端位置の平均値を左右方向の接触位置として整理した。

収録したひずみ信号から、以下の手順でピーク値を抽出し、間欠横圧に変換して評価した。

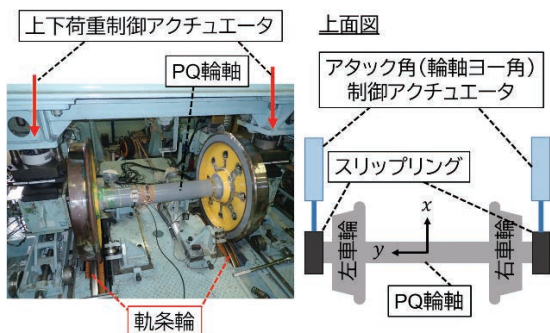


図7 クリープ力試験装置の概要

- 軌条輪速度が一定の時間帯40秒間分のデータに対して、高周波成分を除去するため、カットオフ周波数100Hzのローパスフィルタをひずみ信号にかける。
- 円周方向の接触位置 $\phi$ を、簡易的に式(4)により評価する。

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\epsilon_{qb2}}{\epsilon_{qb1}} \right) \quad (4)$$

ただし、 $\epsilon_{qb1}$  および  $\epsilon_{qb2}$  は、それぞれ従来法による横圧測定ブリッジ回路 qb1 および qb2 のひずみ出力である。

- $-0.02 < \phi < 0.02 \text{ rad}$  の範囲について、 $\epsilon_{qb1}$  および  $\epsilon_{qb2}$  の平均値、 $\bar{\epsilon}_{qb1}$  および  $\bar{\epsilon}_{qb2}$  を計算する。
- 静荷重試験で得られた $\phi=0 \text{ rad}$ における横圧感度（従来法  $a_{b1} = 33.1 \mu\text{e/kN}$ 、提案法  $a_{s1} = -10.2 \mu\text{e/kN}$ ）を用いて、それぞれの手法の間欠横圧、 $Q_b^{\text{int}} = \bar{\epsilon}_{qb1}/a_{b1}$  および  $Q_s^{\text{int}} = \bar{\epsilon}_{qs1}/a_{s1}$  を計算する。なお、後の考察のために、間欠輪重も同様の方法で計算する。

#### 3.2 従来法と提案法の間欠横圧の比較

本節では、後述する全21試番のうちの代表的なデータとして、接触位置5mm刻みでバリエーションを持ち、かつ輪重の大きさがおおよそ揃っている4試番（図8）の間欠横圧の相関について評価した。図8にはローパスフィルタ処理後のひずみ波形（1秒間分の拡大図）と、塗料による接触位置測定結果を示している。なお、接触位置の座標系は、踏面中心（車輪背面から65mmの位置、図9）を $y=0 \text{ mm}$ として、フランジ側が正值となるよう定義した。

横軸を従来法の間欠横圧、縦軸を提案法の間欠横圧と

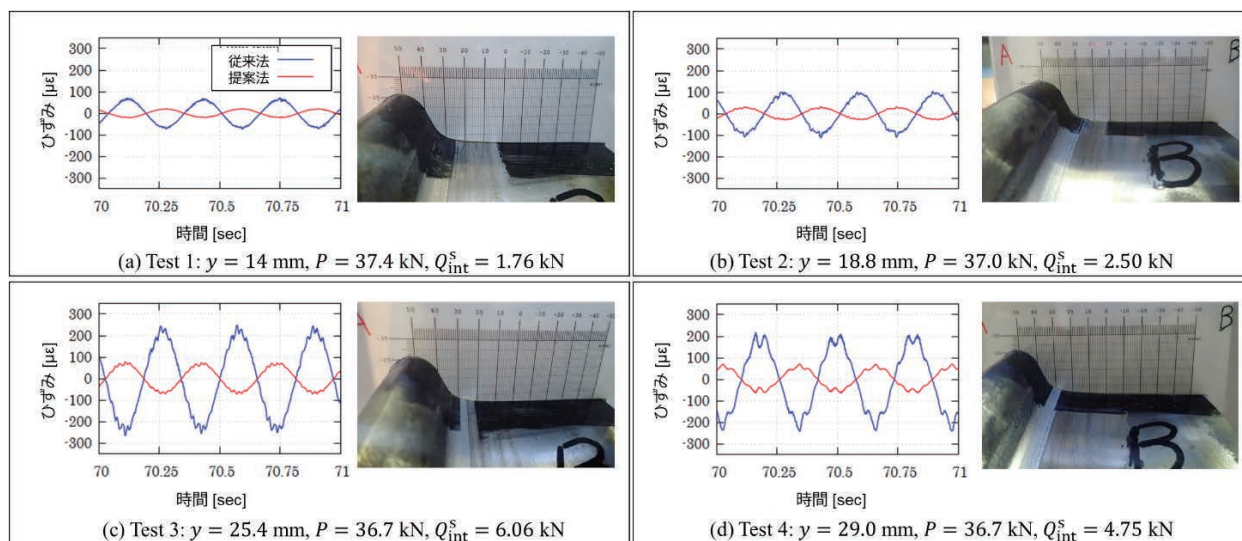


図8 従来法と提案法の相関評価の対象とする4試番

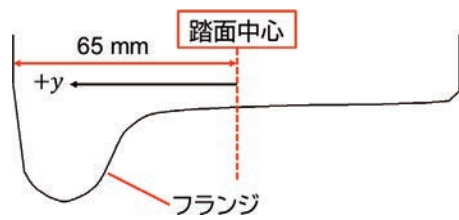


図9 接触位置の正負の定義

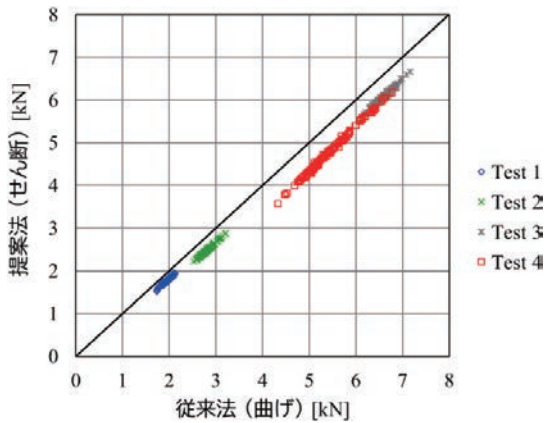


図10 従来法と提案法の間欠横圧の比較

して両者を比較したグラフを図10に示す。転走試験中に輪軸の状態が変化したと考えられ、それぞれの試番において横圧が広い範囲に分布していることが確認される。従来法と提案法の間欠横圧には強い相関が認められ、試番ごとの相関係数は、Test 1 : 0.97, Test 2 : 0.99, Test 3 : 0.99, Test 4 : 1.00であった。一方、横圧に対する感度は、図5に示すように従来法の1/3程度に低下し、S/N比が悪化することが懸念される。しかし、少なくとも軌条輪試験においては、図8に示すひずみ波形からも見てとれるように、ノイズの影響は通常使用されるローパスフィルタで対処できるレベルであった。したがって、提案法は従来法の代替手法として十分実用的であると言える。提案法の間欠横圧は従来法の間欠横圧よりも全般的に小さい傾向にあり、これが先行研究<sup>4)</sup>で議論した、輪重の影響の低減効果によるものかどうかについて、3.3節で考察する。

### 3.3 輪重交差感度低減効果の評価

本評価では、 $\phi = 0\text{rad}$  近傍のひずみ平均値を用いて間欠横圧を計算した。これは、式(3)において $\phi = 0$ と置き、ひずみ量として式(5)を評価したことに相当する。

$$\begin{aligned} \epsilon &\approx Qh(0) + Pf(0, y) \\ &= Q \sum_{n=1}^D C_n^H + P \left( y \sum_{n=1}^D C_n^F + \sum_{n=1}^D B_n^F \right) \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 $\sum_{n=1}^D C_n^H$ は、 $\phi = 0\text{rad}$ における横圧感度なので、ひずみ量 $\epsilon$ から間欠横圧 $Q^{\text{int}}$ を計算するプロセスは、次式のように表現できる。

$$\begin{aligned} Q^{\text{int}} &= Q + P(ay + \beta), \\ \alpha &= \frac{\sum_{n=1}^D C_n^F}{\sum_{n=1}^D C_n^H}, \beta = \frac{\sum_{n=1}^D B_n^F}{\sum_{n=1}^D C_n^H} \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、 $Q, P$ は真の横圧、輪重を表しているのに対し、 $Q^{\text{int}}$ には輪重の影響による誤差が重畳していることに注意する。間欠横圧 $Q^{\text{int}}$ は、従来法と提案法の両方から計算でき、それぞれ、

$$\begin{aligned} Q_b^{\text{int}} &= Q + P(a_b y + \beta_b), \\ Q_s^{\text{int}} &= Q + P(a_s y + \beta_s) \end{aligned} \quad (7)$$

と表せる。ここで、 $a_b, \beta_b, a_s, \beta_s$ は、静荷重試験結果から定まる定数であり、従来法と提案法それぞれについて計算される。従来法と提案法の間欠横圧の差を取り、さらに両辺を輪重 $P$ で割ると式(8)を得る。

$$\frac{Q_b^{\text{int}} - Q_s^{\text{int}}}{P} = (a_b - a_s)y + (\beta_b - \beta_s) \quad (8)$$

すなわち、図10に示す、提案法の従来法に対する横圧低下が、静荷重試験で見られたような輪重の影響の低減効果によるものだと仮定すると、間欠横圧の差を間欠輪重で割った値が、左右方向接触位置 $y$ の一次関数になるはずである。

軌条輪試験結果について、式(8)に示す関係が成立しているかどうかを検証するために、前節で評価対象とした試番 Test 1, 2, 3, 4を含む、全21試番分の結果(いずれも踏面中心からフランジまでの領域で車輪踏面が軌条輪と接触する条件)について、試番ごとに式(8)の左辺の平均値を計算し、塗料で測定した接触位置との相関を調査した。評価対象とした全21試番の接触位置、間欠輪重、間欠横圧測定結果を図11に示す。同図より、本試験において、接触位置については約5mmから35mmまでの範囲、間欠輪重については約15kNから40kNまでの範囲、間欠横圧については約0kNから15kNの範囲で分布していたことが分かる。図11に示すデータと、ブリッジ回路qb1から計算した間欠横圧平均値を用いて、式(8)の左辺と接触位置の関係プロットしたものを図12に示す。同図には、表1に示す静荷重試験結果から計算した $a_b, \beta_b, a_s, \beta_s$ を用いて、正規化した間欠横圧の差 $(Q_b^{\text{int}} - Q_s^{\text{int}})/P$ と接触位置 $y$ の関係を予測した一次関数も示している。試験結果は静荷重試験結果から予測される一次関数の近辺に強い相関

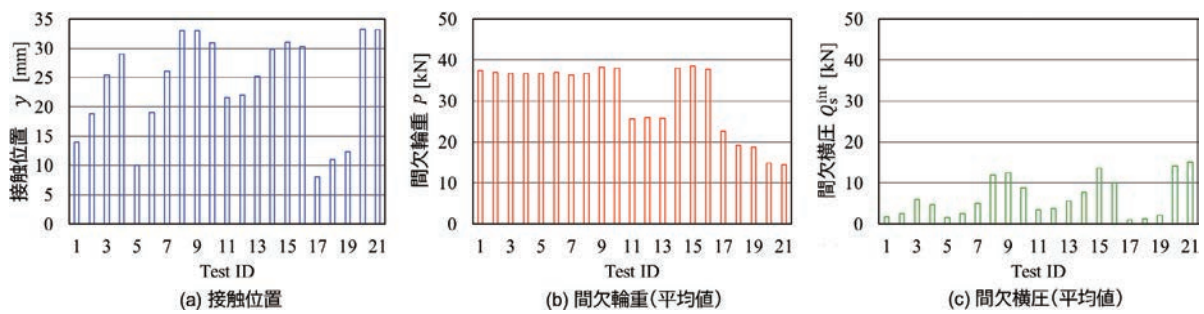


図 11 全 21 試番の接触位置・間欠輪重・間欠横圧測定結果

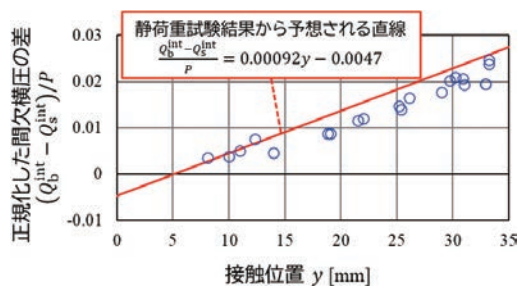


図 12 正規化した間欠横圧の差と接触位置の関係

(相関係数 0.97) を持って分布している。これは、「提案法の従来法に対する横圧低下が、輪重の影響の低減効果によるものである」という仮定を支持する結果であり、提案法は従来法よりも輪重に起因する曲げモーメントの影響を受けづらいことが、輪軸回転状態においても示された。

#### 4. まとめ

本論文では、車輪板部のせん断ひずみを活用した横圧測定法について、輪軸回転状態での妥当性を検証した結果について報告した。単輪軸転走試験を通じて、従来の車輪曲げによる横圧測定法との比較検証を行い、以下のことを明らかにした。

- 従来法で測定される間欠横圧と提案法で測定される間欠横圧との間には強い相関があり、横圧に対する感度が 1/3 程度に低下するものの、ノイズの影響についてはフィルタ等で対処できるレベルである。
- 踏面中心からフランジまでの領域で車輪踏面が軌条輪と接触する条件では、提案法による横圧測定結果

が、従来法による横圧測定結果よりも小さくなる。

- 提案法において横圧が小さくなるのは、先行研究の静荷重試験で確認した、輪重に起因する曲げモーメントの低減効果によるものであると考えられる。

以上より、提案するせん断ひずみを活用した横圧測定法は、従来の車輪曲げによる横圧測定法の代替手法として十分実用的であり、かつ、精度低下要因のひとつである輪重の影響を低減できる測定手法であることを示した。

#### 文献

- 1) Bracciali, A., et al., "Review of Instrumented Wheelset Technology and Applications," Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, No.167, 2014.
- 2) 石田弘明, 松尾雅樹, 手塚和彦, 植木健司: 鉄道車両の新しい輪重, 横圧, 脱線係数連続測定法 (測定装置の開発), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.63, No.614, pp.3417-3423, 1997
- 3) 佐藤潔, 久保木辰夫, 神戸英樹: 間欠・連続併用に対応した輪重・横圧測定処理システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.29, No.2, pp.47-52, 2008
- 4) 本堂貴敏, 國行翔哉, 田中隆之, 鈴木貢: 輪重測定用孔内部のせん断ひずみを活用した PQ 輪軸による横圧測定法, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.11-16, 2021
- 5) Hondo, T., et al., "Numerical and Experimental Investigations on Cross-sensitivity Characteristics of Instrumented Wheelset Associated with Longitudinal Force and Lateral Contact Position," Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, Vol.17, No.5, pp.051011-1 - 051011-9, 2021.



# 衝突事故時のロングシート着座乗客に対する 手すりの傷害軽減効果の実験的検証

中井 一馬\* 榎並 祥太\*

Experimental Verification of Handrail Effect on Injury Reduction  
for Passengers Seated in Long Seats in the Event of Collision

Kazuma NAKAI Shota ENAMI

In order to enhance the safety of passengers seated in long seats, it is important to identify the risk to passengers in the event of a collision. In a prior study, case studies using numerical analysis showed that the installation of handrails reduced the secondary impact velocity of the passenger's head. The purpose of this study is to investigate the effect of handrails in reducing the severity of injury to passengers by some physical tests. The experiment results showed that passengers seated third from bench-end partitions in long seats are at higher risk, and that the severity of head and thorax injury decreased significantly because of handrails.

キーワード：衝突安全、スレッド試験、車内設備、ロングシート、傷害評価

## 1. はじめに

鉄道事故を未然に防止する取り組みは種々行われているが、踏切での直前横断や自然災害など鉄道事業者だけでは防ぎきれない場面がある。鉄道のさらなる安全性向上に向けて、事故等により車両に大きな衝撃が発生した際の被害軽減対策を考えることは重要である。ハード面の対策には車体構造に対するアプローチと車内設備に対するアプローチがある。前者は、列車が自動車等に衝突（以後、1次衝突と呼ぶ）した際に車体の剛性を高めることで車内空間を確保し、かつ、クラッシュアブルゾーン等の衝撃吸収構造を設置することで車内に発生する衝撃を抑えるといった対策である。後者は、衝撃により列車内で乗客が投げ出されることで発生する車内設備や他の乗客との衝突（以後、2次衝突と呼ぶ）への対策である。本研究は後者をターゲットとしている。

国内で発生した踏切障害事故のうち大きな被害を出した事故の特徴から、踏切上で前面から大型貨物自動車と衝突する事故シナリオを想定して研究を行っている。これまでに、ロングシートに複数の乗客が着座している場合、乗客同士の2次衝突により胸部傷害が発生することを解析で示し、この傷害を軽減させるためにロングシート中間に手すり等の仕切りを設置することを提案した<sup>1)</sup>。その後、ロングシート端部の袖仕切りや妻面といった車内設備との2次衝突時の被害状況を把握するために、車内設備に用いられる材料の1つであるSS400の1枚鋼板をロングシート端部に配置してスレッド試験を

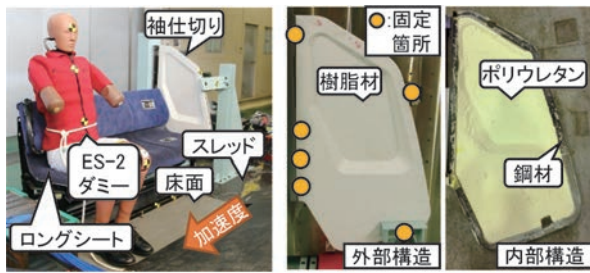
行った。その結果、ロングシート端部から2席目あるいは3席目に着座している乗客において頭部の傷害発生リスクが高くなること、頭部の2次衝突速度が高くなるほど頭部傷害の程度が大きくなることを示した<sup>2)</sup>。さらに、ロングシート中間に手すりを設置することで、ロングシート端部の車内設備への頭部の2次衝突速度が下がることを解析で示した<sup>3)</sup>。しかしながら、端部の車内設備や手すりを剛体と仮定した解析結果であり、頭部に関しては傷害指標（後述する）による評価は行っていない。

傷害の程度は2次衝突速度だけでなく、2次衝突した車内設備の形状や強度などの特性にも依存すると考えられる。そこで本研究では、実際にロングシート端部に採用されている袖仕切りを用いたスレッド試験を行い、ロングシート乗客と袖仕切りとの2次衝突時の被害状況を評価した。また、ロングシート中間への手すりの設置が傷害軽減に与える効果を検証した。

## 2. 試験方法

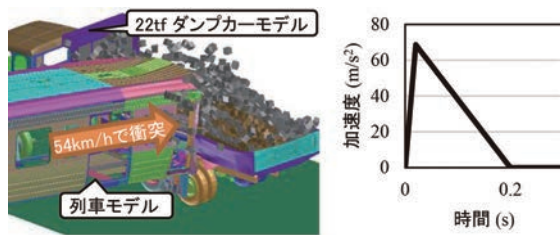
スレッド試験により、踏切事故を想定したロングシート乗客の被害状況の評価を行った。図1(a)に示すようにスレッド上に、床面、ロングシート、袖仕切りを配置し、横方向からの衝撃による傷害評価が可能な人体ダミーであるES-2ダミー<sup>4)</sup>を1体あるいは2体着座させ、スレッド自体に事故時の加速度波形を入力した。その際に、ダミー内の加速度計や変位計等から得られた計測値から傷害指標を算出することで、乗客の傷害発生部位とその程度を評価した。試験に用いた袖仕切りは、外側は樹脂材で、内側は鋼材のフレーム枠とその枠内に充

\* 人間科学研究部 人間工学研究室



(a) スレッド上(1体条件) (b) 袖仕切り構造と固定箇所

図1 スレッド試験状況



(a) 事故シナリオ (b) ターゲット波形

図2 事故シナリオと入力波形

填されたポリウレタンで構成された板型タイプである(図1(b))。列車内では図に示す位置で固定されており、試験においても同位置で固定した。板型タイプの袖仕切りは現在国内で広く採用されている。

## 2.1 入力加速度条件

スレッドへ入力する加速度の条件は、図2(a)に示す踏切事故を想定して定めた。コンピュータ上でステンレス鋼製の列車モデルを速度54km/hで総重量22tfのダンパーモデルに衝撃させ<sup>5)6)</sup>、その際、列車モデル床面に発生した加速度波形の最大値、作用時間、加速度波形を積分して得られる速度波形を参考に、試験装置の仕様上再現可能な波形(0.02sで7G、0.2sで0Gとなる三角波形)を入力条件のターゲットとした(図2(b))。ここで、スレッド試験装置の仕様上、入力する加速度波形を完全にコントロールできないためターゲットと表現している。

## 2.2 初期着座条件

乗客の初期着座位置について、図3および表1に示す6条件を設定し、合計12回の試験を実施した。最初に、乗客の初期着座位置が袖仕切りとの2次衝突時の被害状況に与える影響を評価するため、ダミーを1体として3条件設定した。試験に用いたロングシートの座面は凹型形状が連なっており、この座幅中心に乗客が着座しやすい設計となっているため、ダミーについても同様に着座させた。袖仕切りから最も近い1席目の着座位置をPosition A、2席目をPosition B、3席目をPosition Cとした(図3(a)～(c))。次に、乗客同士の2次衝突が被害状況に与える影響を評価するため、ダミー2体とし

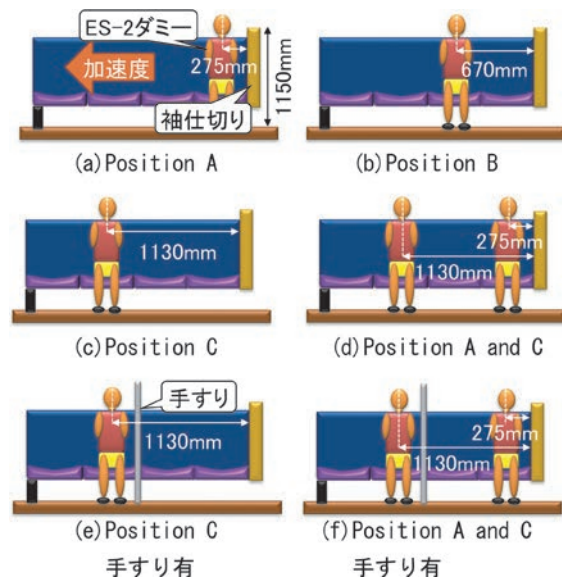


図3 初期着座位置

表1 試験条件

試験名	初期着座位置	手すりの有無
T01	Position A	無
T02	Position B	
T03	Position B	
T04	Position B	
T05	Position C	
T06	Position C	
T07	Position C	
T08	Position A and C	
T09	Position C	有
T10	Position C	
T11	Position C	
T12	Position A and C	

てPosition AとPosition Cに着座させる条件(図3(d))を実施した。さらに、手すりの傷害軽減効果を検証するため、Position Cの着座位置でPosition BとCの間に手すりを加えた条件(図3(e))と、Position AとCの着座位置で手すりを加えた条件(図3(f))も実施した。なお、同じ条件における結果のばらつきを考慮して、T02からT04とT05からT07とT09からT11はそれぞれ同条件で3回行った。

## 2.3 評価方法

ハイスピードカメラ(MEMRECAM GX-1)による映像と、袖仕切りへの2次衝突時のダミー頭部速度(以後、SIVH: Secondary Impact Velocity of Headと呼ぶ)でダミー挙動の評価を行った。SIVHはフレームレート1000Hzで記録したハイスピードカメラによる画像解析より算出された頭部速度から求めた。スレッド上に固定されているロングシート脚部のマーカーから見たダミー額部の座標を求め、この座標を微分した値をダミーの頭部速度とした。

傷害評価には、自動車業界で用いられる側面衝突評価用のES-2ダミーを用い、乗員保護装置に関する技術基準<sup>4)</sup>で規定されている、Head Performance Criterion (以後、HPCと呼ぶ)、Rib Deflection Criteria (以後、RDC)とPubic Symphysis Peak Force (以後、PSPF)を指標として用いた。これらの指標は、横方向からの衝撃で発生する頭部、胸部と腰部の傷害の程度を表し、数値が大きいほど傷害発生リスクが高まり、それぞれ1000、42mm、6kNが限度値とされる。ここで、HPCは前面方向からの頭部の評価指標であるHead Injury Criterionと同じ計算方法であることから、以後HICと呼ぶ。HICはダミー頭部の並進3方向の合成加速度から式(1)を用いて算出される。ES-2ダミーの胸部は上部、中部、下部と3つに分割されており、それぞれ横方向に変位可能な構造となっている。これらの変位量のうち最大値がRDCである。但し、胸部の構造は左右非対称となっており、両側の胸部変位が同時に計測できない。そこで、T08とT12のPosition Aのダミーのみ、Position Cのダミーとの2次衝突による胸部の影響を評価するため、胸部右側の変位を計測し、それ以外の条件では、胸部左側の変位を計測した。PSPFはダミー骨盤部に取付けられた荷重計から得られる横方向に発生する荷重の最大値である。

$$HIC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[ \frac{\int_{t_1}^{t_2} a(t) dt}{(t_2 - t_1)} \right]^{2.5} \right\}_{\max} \quad (1)$$

$|t_1 - t_2| \leq 36\text{ms}$ ,  $a(t)$ : 頭部に生じる  
3軸合成加速度 [G]

### 3. 試験結果

#### 3.1 ダミー挙動の評価

手すり無の条件におけるPosition Aの着座条件のダミー挙動は、袖仕切りに胸部全体が2次衝突した後、頭部が2次衝突した(図4)。頭部が2次衝突する位置は袖仕切りの上側面付近であった。Position Bの条件は、Position Aの条件より倒れこみながら肩付近から袖仕切りに2次衝突した直後に頭部が2次衝突する挙動がみられた(図5)。頭部が2次衝突する位置は袖仕切りの上側付近であった。Position Cの条件は、Position Bより倒れこみながら頭部から袖仕切りに2次衝突する挙動がみられた(図6)。頭部が2次衝突する位置はPosition Bより低い位置であった。Position AとPosition Cに着座している条件では、Position Cのダミーの肩部がPosition A胸部に2次衝突するとともに頭部同士が2次衝突する挙動がみられた(図7)。

手すり有の条件におけるPosition Cの着座条件のダミー挙動は、ダミー下肢が手すりに引っかかることで、倒

れこみが大きくなり、手すり無の場合と比較して、頭部の2次衝突位置が低くなり、胸部の袖仕切りへの2次衝突もみられなくなった(図8)。Position AとPosition Cに着座している条件では、Position Cのダミーは倒れこみながらPosition Aのダミーに2次衝突する挙動がみられた(図9)。



図4 Position Aのダミー挙動 (T01)



図5 Position Bのダミー挙動 (T02)



図6 Position Cのダミー挙動 (T05)



図7 Position AとCのダミー挙動 (T08)

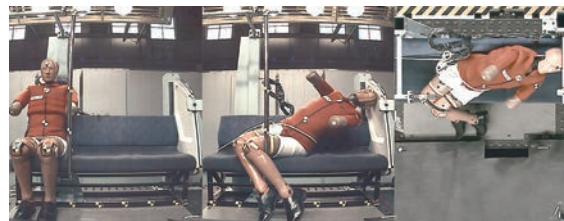


図8 Position C手すり有のダミー挙動 (T09)

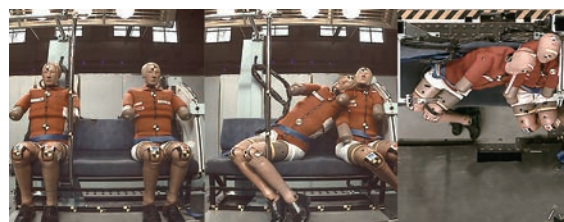
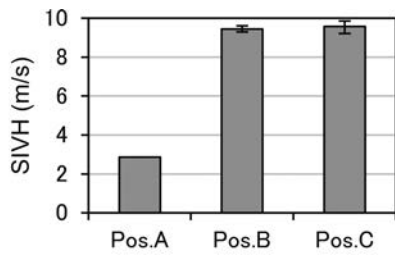
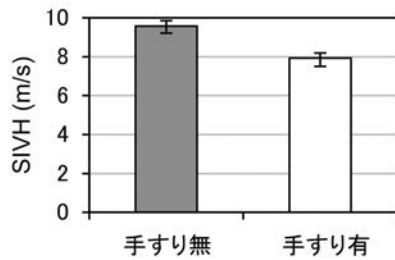


図9 Position AとC手すり有のダミー挙動 (T12)



(a) Position A から C 手すり無 (T01-T07)



(b) Position C 手すり無と有 (T05-T07, T09-T11)

図 10 頭部 2 次衝突速度 SIVH の比較

ダミーの挙動を定量的に評価するため、図 10(a) においてダミー 1 体の条件における着座位置毎の頭部の 2 次衝突速度である SIVH を比較した。Position B と Position C は同条件で 3 回ずつ実施したので、平均値で示し、エラーバーは最大値と最小値を表している（以後、全ての図におけるエラーバーも最大値と最小値を表す）。Position A は他の着座条件と比較して小さく、Position B と C は同程度であった。また、図 10(b) に Position C の着座条件における、手すりの有無による SIVH を比較した。手すりによるダミー挙動の変化の結果、袖仕切りへの SIVH は約 20% 小さくなった。

### 3.2 傷害指標による評価

本節では、まず、全般的な傾向について述べ、次に HIC, RDC, PSPF の傷害指標を個別に評価する。同条件で 3 回実施した条件はそれらの平均値で評価した。

#### 3.2.1 全般的な評価

ダミー 1 体の条件における着座位置毎の HIC, RDC, PSPF を比較した（図 11）。各傷害指標の限度値のスケールが異なることから、各指標をそれぞれの限度値で除して標準化した。3 つの傷害指標のうち傷害値が相対的に高いのは HIC であり限度値を超える条件があること、相対的に低いのは PSPF でどの条件においても限度値を大きく下回ることが示された。

#### 3.2.2 頭部傷害指標 HIC による評価

図 12(a) (b) にダミー 1 体を用いた条件（T01-T07, T09-T11）における HIC を比較した。全条件とも、ダミー頭部の袖仕切りへの 2 次衝突が原因でそれぞれの値を

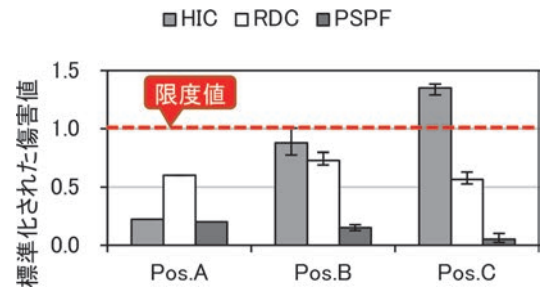
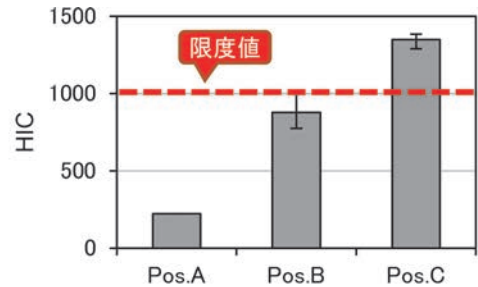
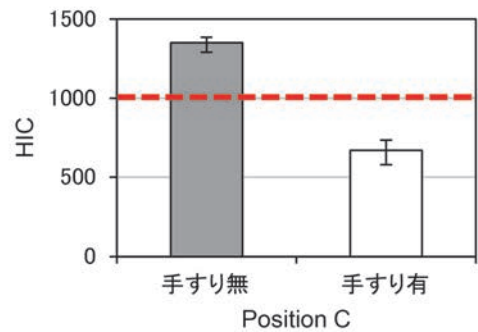


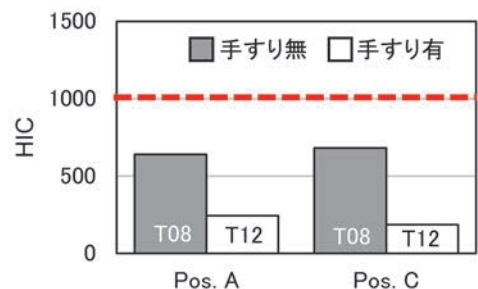
図 11 各傷害値の比較



(a) Position A から C 手すり無 (T01-T07)



(b) Position C 手すり無と有 (T05-T07, T09-T11)



(c) Position A と C 手すり無と有 (T08 と T12)

図 12 HIC の比較

示した。図 12(a) は手すり無の条件における結果を示しており、全体としては、初期着座位置が袖仕切りから離れるほど HIC が大きくなる傾向がみられた。限度値 1000 を超えるのは Position C の着座条件（T05-T07）のみであった。図 12(b) に Position C の着座条件で手すりの有無による HIC を比較した。手すりの設置により、HIC は約 50% 低下し限度値以下となった。図 12(c)

にダミー2体で手すりの無 (T08) と手すり有 (T12) の条件における HIC を比較した。手すり無の T08 条件における Position A のダミーと Position C のダミーの HIC は、頭部同士の2次衝突が原因で 600 以上の値を示した。また、手すり有の T12 条件では、Position A のダミーは袖仕切りへの2次衝突が、Position C のダミーは Position A のダミー肩部への2次衝突が原因でそれぞれの値を示した。これらの値は、どちらの条件においても限度値 1000 を超えなかったが、手すりの設置によりさらに低下した。

### 3.2.3 胸部傷害指標 RDC による評価

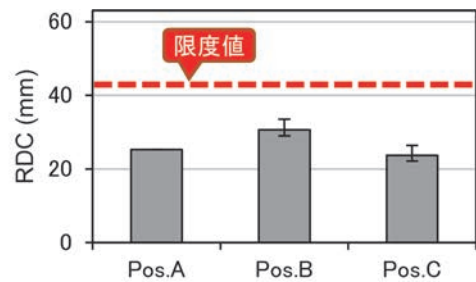
図 13(a) (b) にダミー1体を用いた条件 (T01-T07, T09-T11) における RDC を比較した。全条件とも、ダミー胸部の袖仕切りへの2次衝突が原因でそれぞれの値を示した。図 13(a) は手すり無の条件における結果を示しており、Position B の RDC がその他の着座位置条件に対して相対的に大きかったが、限度値である 42mm は全ての条件で超えなかった。図 13(b) に Position C の着座条件で手すり無と手すり有の場合を比較した。手すりを設置することにより、RDC は大幅に低下した。図 13(c) にダミー2体を用いた手すり無 (T08) と手すり有 (T12) の条件における RDC を比較した。手すり無の T08 条件における Position A のダミーは、限度値 42mm を大きく超えた。これは Position C のダミー左肩部が Position A のダミー右胸部に2次衝突したことが原因であった。手すりを設置することで、どちらの着座位置でも低下する傾向がみられ、Position A のダミーでその傾向が顕著であった。

### 3.2.4 腰部傷害指標 PSPF による評価

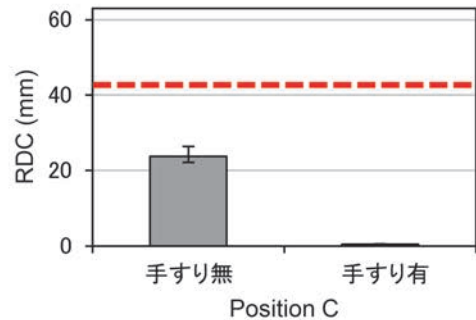
図 14(a) (b) にダミー1体を用いた条件 (T01-T07, T09-T11) における PSPF を比較した。図 14(a) は手すり無の条件における結果を示しており、全体として限度値である 6kN を大きく下回っていた。図 14(b) に Position C の着座条件で手すり無と手すり有の場合を比較した。どちらの場合も限度値以下となり、手すり設置による影響は限度値に対して小さかった。図 14(c) にダミー2体を用いた条件で手すりの無 (T08) と手すり有 (T12) の条件における PSPF を比較した。Position A のダミーの方が Position C のダミーより傷害値は大きくなったが、共に限度値を大きく下回った。また、手すりの設置による影響は限度値に対して小さかった。

## 4. 考察

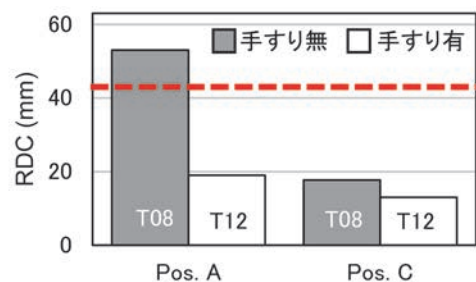
Position C の着座条件における、手すりによる頭部への傷害軽減効果について考察する。先行研究における解析結果<sup>3)</sup> から得られた、頭部2次衝突速度 SIVH の手すりによる低下はスレッド試験でも確認された (図 10



(a) Position A から C 手すり無 (T01-T07)



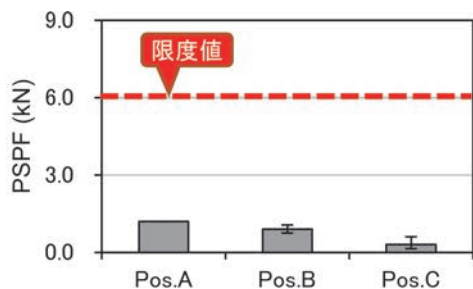
(b) Position C 手すり無と有 (T05-T07, T09-T11)



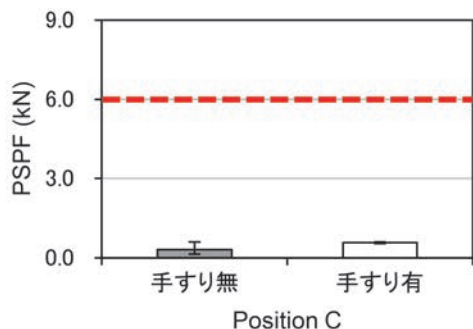
(c) Position A と C 手すり無と有 (T08 と T12)

図 13 RDC の比較

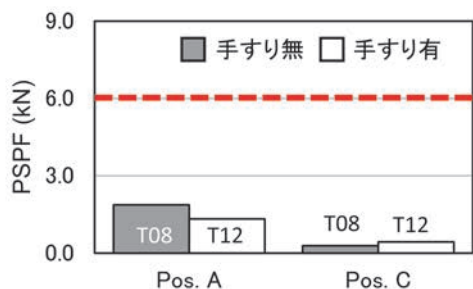
(b)。また、図 15 に手すり無である T05 の条件と手すり有である T09 の条件におけるダミー頭部の袖仕切りへの2次衝突位置を示し、図 16 に手すり無の3条件 (T05 から T07) と手すり有の3条件 (T09 から T11) の頭部衝突位置をまとめて示した。頭部の2次衝突位置が手すりの設置により変化していることが確認できる。手すり無の条件では、袖仕切り内に鋼材フレームがある剛性が高い箇所に2次衝突したが、手すりを設置することで袖仕切り内にポリウレタンが充填されている剛性が低い箇所に2次衝突した。この2次衝突した箇所の剛性強度の違いも、HIC の低下に寄与していると考えられる。以上を踏まえると、今回は異なる構造の袖仕切りを用いた場合に、手すりにより2次衝突速度は下がっても、2次衝突する箇所の剛性強度が高い場合は、手すりによる傷害軽減効果は低い、あるいは高くなる可能性もある。



(a) Position A から C 手すり無 (T01-T07)



(b) Position C 手すり無と有 (T05-T07, T09-T11)



(c) Position A と C 手すり無と有 (T08 と T12)

図 14 PSPF の比較

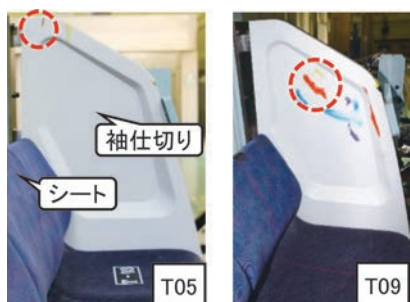


図 15 頭部の 2 次衝突位置

## 5. まとめ

衝突事故時におけるロングシート着座乗客の袖仕切りへの 2 次衝突時の被害状況を評価し、ロングシート中間への手すりの設置が傷害軽減に与える効果を検証することを目的としてスレッド試験を実施した。その結果、袖

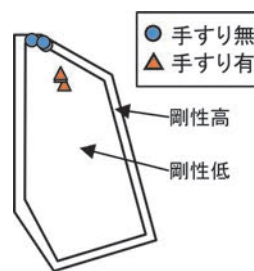


図 16 頭部の 2 次衝突位置の比較

仕切りから 2 席目と 3 席目の間に手すりを設置することで、袖仕切りや他の乗客との 2 次衝突時の頭部と胸部の傷害が軽減され、安全性が高まることが期待できるが、手すりによる 2 次衝突箇所的位置や剛性の変化も考慮して車内設備を設計する必要があることが分かった。

本報告は、2019 年に日本機械学会論文集で発表した内容<sup>7)</sup>の一部を割愛の上、転載した。

## 文 献

- 1) Nakai, K., Omino, K., Shiroto, H. and Suzuki, D., "Simulation of Passenger Behaviour on Board a Commuter Train in the Event of a Level Crossing Accident," Quarterly Report of RTRI, Vol.53, No.4, pp.235-240, 2012.
- 2) Nakai, K., Suzuki, D., Enami, S., Okino, T., Takano, J. and Palacin, R., "An Estimation of Behaviour and Severity of Injury to Rail Passengers Occupying Longitudinal Seats in the Event of Collision," Proceedings of IRCOBI Conference 2015, pp.315-326, 2015.
- 3) Suzuki, D., Nakai, K., Enami, S. and Palacin, R., "A Countermeasure to Reduce Secondary Impact Velocity and Rib Deflection Criterion of Longitudinal-Seat Passengers in Railway Collisions," Proceedings of IRCOBI Conference 2017, pp.296-297, 2017.
- 4) 国土交通省：新・道路運送車両の保安基準，交文社，pp.769-811，2009
- 5) 沖野友洋，山本勝太，高野純一，宇治田寧：列車乗務員の傷害度を指標とした踏切事故時の車両の衝突安全性評価，第 19 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集，No.12-79，pp.557-560，2012
- 6) 沖野友洋，佐藤裕之，小林秀敏：数値解析による踏切衝突事故時の鉄道車体の衝撃変形挙動評価，日本機械学会 M&M2017 材料力学カンファレンス講演論文集，OS0430，2017
- 7) 中井一馬，榎並祥太：列車衝突事故時のロングシート着座乗客に対する手すりの傷害軽減効果の実験的検証，日本機械学会論文集，Vol.85，No.878，2019

# クラスタ分析による軌道変位異常箇所検知法を 活用した軌道管理

松本 麻美\* 三和 雅史\*\* 大山 達雄\*\*\*

Track Maintenance Using Track Irregularity Anomaly Detection Method Based on Cluster Analysis

Mami MATSUMOTO Masashi MIWA Tatsuo OYAMA

When a train repeatedly runs on a track, track irregularities, which are the distortion of tracks, gradually increase by wheel loads. The track irregularity is normally inspected periodically to perform a maintenance when a large track irregularity is detected. However, in rare cases, the track irregularity may increase locally and rapidly. To ensure the safety of train operation, preventive maintenance is required to detect the signs of such rapid increase of the irregularity to perform maintenance before it occurs. In this study, to identify a location in advance where large track irregularities are likely to occur, we have developed a mathematical model for the identification by applying the cluster analysis to historical data of track irregularity and maintenance records.

キーワード：異常検知，クラスタ分析，軌道変位，履歴データ，軌道管理

## 1. はじめに

列車がバラスト軌道上を繰り返し走行すると、列車荷重により道床や路盤が沈下して、線路のゆがみである軌道変位が徐々に大きくなる。そこで通常は、定期的に軌道検測を行って計画的な保守を行い、軌道形状を復元する<sup>1)</sup>。しかし軌道は稀に、何らかの原因により路盤内に空洞ができて大きく陥没する路盤陥没や、バラストの劣化によって保守後も支持力が十分に回復せず発生する初期沈下等によって、軌道変位が局所的かつ急激に進む「急進」を起こすことがある。この急進は、列車の走行安全性を脅かし輸送障害や事故の発生につながる可能性があることから、列車の安定輸送のためには、急進が発生する予兆を検知し、発生箇所やその傾向を早期に把握して事前に軌道保守することが望ましい。

こうした急進を検知する手法として、一般的な軌道変位管理に用いる波長よりも短い波長の軌道検測データの経時変化を分析することで、急激な軌道変位進みの予兆が検出できる可能性がある<sup>2)</sup>。また軌道保守については、過去の軌道検測データから将来の軌道変位を予測し、最適な時期に保守を行うことで保守量を最小化するモデルの構築がなされてきた<sup>3)4)</sup>。さらに近年は、小型で高精度な軌道検測装置<sup>5)</sup>が開発され、営業列車に搭載することで1日に複数回のデータが取得できるようになり、この高頻度検測データを活用すること

で、局所的な軌道変位の進みを予測するモデル<sup>6)</sup>が開発されている。しかし、高頻度検測データの取得が難しい鉄道事業者や線区においては、こうしたモデルを適用することができない。また、高頻度検測データを取得できる鉄道事業者においても、これらのモデルは直近の軌道変位の推移傾向から予測するため過去に急進が生じた等の履歴を考慮することができないことや、データ数が多いために計算量が膨大となるという課題がある。

そこで本分析では、高頻度に軌道検測を行っている線区を対象とし、軌道を一定の延長（ロット）に分割し、各ロットにおける軌道変位の推移傾向に対し、その類似度に基づいてグループに分類するクラスタ分析を適用した。これにより、大きな軌道変位が発生する可能性が高い箇所を検知する軌道変位異常箇所検知法を構築した<sup>7)8)</sup>。本手法に実データを適用してその有効性を検証すると共に、本手法を活用した軌道管理について紹介する。

## 2. 軌道変位異常箇所検知法の構築

### 2.1 使用データと分析方法

軌道変位のうち、本研究では上下方向のゆがみを表す高低変位を対象とする。鉄道事業者では一般に、基準弦の弦長が10mの時に得られる10m弦高低変位を管理指標として用いているが、本分析においては局所的な異常値がより顕著に検出できるとされる5m弦高低変位を用いた。異常箇所検知法を構築するにあたっては、年間通トン約1.7~2.5千万トン、全軌道延長約600kmの高速鉄道において、2015年から2020年度にかけておおよそ10日に1回の頻度で測定された軌道検測データ168検

\* 軌道技術研究部 軌道管理研究室  
\*\* 元 軌道技術研究部  
\*\*\* 政策研究大学院大学

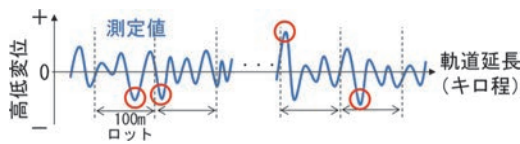


図1 ロット絶対値最大値（図中赤丸）の抽出

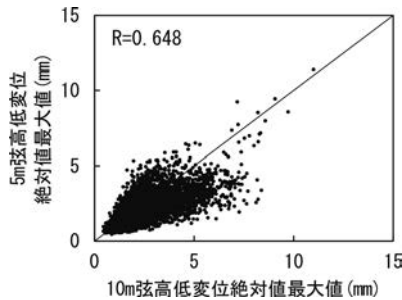


図2 5m 弦高低変位と 10m 弦高低変位の相関

測分を使用した。

本研究で用いるクラスタ分析とは、類似度や近接度を基準にしてデータをグループ化する統計的手法であり、関係があるデータ同士の寄せ集めをクラスタという。クラスタ分析には主に階層的手法と非階層的手法の2つの手法があり、前者はクラスタ化の手順を系統的に積み重ねる手法で、データ量が少ないときに有効である。一方後者は、あらかじめクラスタ数を定め、各クラスタにデータを寄せ集めていく手法であり、一般に分析するデータ量が多い場合に有効である。本分析においては、データ量が多いことから非階層クラスタのk-means法を用いた。これは、各クラスタの中心に適当な初期値を与えて、各データを一番距離が近いクラスタに割り振った後、各クラスタの重心を新たな中心座標として再度各データを割り振り、この手順をクラスタの中心座標が変化しなくなるまで繰り返す手法である。本分析における各データ間の距離は、 $n$ 次元空間の幾何学的な距離であるユークリッド距離により定義した。本分析では、あらかじめ定めるクラスタ数は5とした。これは、本線区の軌道変位に対して主に用いられている管理指標が保守目標値、整備目標値、著大値の3種類であり、これらの値が発生している3パターンの状態に加えて、軌道状態が安定している状態、およびスラブ軌道等の構造的に軌道変位が生じにくい状態の計5パターンを想定して設定したものである。

分析にあたっては図1のとおり、軌道延長を100m毎にロット化し、このロット内の高低変位の絶対値の最大値（図1中の赤丸、以下、「高低変位絶対値最大値」という。）を抽出した。ここで、全軌道延長を100m毎に分割した5,589ロットを「全ロット」とする。図2に示す本線区的全ロットにおける5m弦高低変位と10m弦高低変位の相関より、両データ間には相関係数0.648と

概ね高い相関があることがわかる。先述のとおり、本図においても局所的な異常値は5m弦高低変位のほうが大きく検出される傾向にあるが、両者の差の二乗平均平方根をとると1mm程度であったことから、全体的には大きな差はないといえる。以上のことから、本線区における管理指標は10m弦で測定された高低変位の値により設定されているが、5m弦高低変位を用いた本分析においても、10m弦高低変位の値により設定された管理指標をそのまま用いた。

## 2.2 分析ロットの選定

分析にあたっては、データを簡素化し、また構築したモデルの検証用データを確保するため、全ロット（5,589ロット）における軌道構造や運転・線形条件等の構成割合と分析対象とするロットにおける構成割合が同程度になるように500ロット（以下、「選定ロット」という。）を選定した。表1に全ロットと選定ロットにおける軌道構造等の割合を示す。これより、軌道状態に影響を及ぼす軌道構造や運転・線形条件等の割合は同程度であることがわかる。

## 2.3 データ処理法

クラスタ分析にあたって、入力値となるデータは以下の手順で加工した。

- ①各選定ロットにおける測定期間中（168検測分）の5m弦高低変位絶対値最大値を算出する。
- ②①で算出した5m弦高低変位絶対値最大値の各指標を算出する。各指標は分析対象期間中における最大値、標準偏差、最大偏差、改善回数、急進回数の5指標とし、表2のとおり定義した。各指標の定義のイメージを図3に示す。
- ③選定ロット毎に算出した各指標（500ロット×5指標＝2,500）をクラスタ分析の入力データとする。

ここで各指標について、最大値と標準偏差は大きいほど軌道状態が悪いことを表すと考えられる。改善回数は保守回数の多さを、最大偏差や急進回数は軌道状態が急激に悪くなる（または一度の保守で大きく良化する）傾向を表すと考えられる。一般に軌道状態が悪いと保守回数は多くなることから、最大値や標準偏差と改善回数には相関があると考えられる。改善回数の算出にあたっては、連続する測定日の5m弦高低変位絶対値最大値が1mm以上改善した回数としており、この数値は保守実績から算出した保守回数とおおよその整合性がとれるよう設定したものである。また、急進回数を算出するにあたっては、5m弦高低変位絶対値最大値が、10日後の次回検測までに2mm以上急進した回数とした。この数値は、本線区における管理指標のうち整備目標値（整備しなければならない値）と著大値（直ちに整備しなければならない値）の差が2mmであることから設定したものであ



表1 全ロットおよび選定ロットの割合

a) レール				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
ロングレール	5,564	100%	496	99%
定尺レール	25	0%	4	1%
総計	5,589	100%	500	100%

b) 道床・軌道構造				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
スラブ	2,739	49%	242	48%
バラスト	2,719	49%	246	49%
直結	2	0%	0	0%
境界	129	2%	12	2%
総計	5,589	100%	500	100%

c) 線形および曲線半径R(m)				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
直線	2,834	51%	254	51%
3000<R	2,493	45%	219	44%
1000<R≤3000	169	3%	15	3%
R≤1000	89	2%	11	2%
複合・反復	4	0%	1	0%
総計	5,589	100%	500	100%

d) 構造物				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
構造物なし	294	5%	21	4%
トンネル	2,813	50%	248	50%
トンネル坑口	113	2%	8	2%
高架	1,153	21%	96	19%
橋梁	433	8%	48	10%
構造物境界	783	14%	79	16%
総計	5,589	100%	500	100%

e) 走行速度				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
高速区間	5,218	93%	461	92%
低速区間	371	7%	39	8%
総計	5,589	100%	500	100%

f) 分岐器				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
分岐介在なし	5,483	98%	491	98%
1分岐介在	104	2%	9	2%
2分岐介在	2	0%	0	0%
総計	5,589	100%	500	100%

g) 伸縮継目				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
伸縮継目なし	5,470	98%	483	97%
伸縮継目あり	119	2%	17	3%
総計	5,589	100%	500	100%

h) 溶接継目				
条件	全ロット		選定ロット	
	ロット数	割合	ロット数	割合
溶接継目なし	4,924	88%	444	89%
溶接継目あり	665	12%	56	11%
総計	5,589	100%	500	100%

る。なお、これらの指標および閾値は本分析における線区において設定したものであるため、条件の異なる線区等に適用する場合には適正值等を検討する必要がある。

## 2.4 クラスタの特性分析

本節では、前節のとおり処理した選定ロットをクラスタ分析した結果に基づいて、各クラスタが示す特性を考察する。

表3に分類されたクラスタを軌道状態が悪い順に並び替えたクラスタ中心座標および各クラスタに分類されたロット数を、表4にクラスタ中心座標間距離を示す。ここでのクラスタ中心座標は、繰り返し計算されたクラスタ中心のうち、各データが最も近いクラスタ中心に割り当てられた状態である最終的なクラスタ中心のことをいう。表3より、改善回数以外の指標においては、クラスタ番号が大きくなる順に軌道状態が良い値を示しており、またクラスタ5に半数以上のロットが分類された。クラスタ1においてはクラスタ中心が最大値、標準偏差、最大偏差、急進回数において最も軌道が悪い状態を表しており、また改善回数も最も多いことから保守頻度も高く、管理に注意を要するロットが選ばれている傾向にあることがわかる。一方クラスタ5におけるクラスタ中心は、軌道状態を表す指標が最も良い状態であることから、軌道状態の安定しているロットがクラスタ5に分類されたと考えられる。また表4より、距離が近いほど似た傾向を持つことから、クラスタ2とクラスタ3が最も近い特徴を持つ一方、クラスタ1とクラスタ5が最も異なる特徴を持つロットの集合であることが確認できる。

図4に各クラスタにおける中心座標からの距離が最短および最長となるロットの高低変位推移を示す。ここで、クラスタ中心座標からの距離は、距離が短いほど中心座標との類似性が高く、長いほど類似性が低いデータであることを示す。なお図4(d-2)については、中心座標からの距離が同じロットが2つ存在したため、2ロット分を図示した。以下にクラスタ毎の考察をまとめる。

### a) クラスタ1

クラスタ1は、全てのロットにおいて、検測期間中に高低変位が著大値に相当する値を検出したロットであった。全てのロットがバラスト軌道であり、高低変位のばらつきが大きく改善回数の多いロットが分類された。また構造物境界となるロットが50%を占めており、さらに伸縮継目や溶接継目が介在している等、構造的に軌道状態が悪くなりやすいロットも多数を占めた。これらは高頻度に保守されているロットであると考えられ、急進も度々生じていることから、保守管理に最も注意を必要とするグループであると考えられる。また、全てのロットが曲線半径3,000m以上または直線区間の列車の走行速度が速い区間にあったことから、走行速度が速いほど

表2 クラスタ分析に用いる指標 ( $\min_d$ : 測定日  $d$  における高低変位絶対値最大値)

指標	各指標の定義
最大値	高低変位絶対値最大値の測定期間中の最大値
標準偏差	高低変位絶対値最大値の測定期間中の標準偏差
最大偏差	高低変位絶対値最大値の測定期間中の最大値と最小値の差
改善回数	測定期間中において、連続する測定日の高低変位絶対値最大値が1mm以上改善 ( $\min_{d+1} - \min_d < -1$ ) した回数
急進回数	測定期間中において、連続する測定日の高低変位絶対値最大値が2mm以上急進 ( $\min_{d+1} - \min_d > 2$ ) した回数

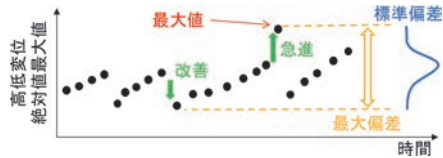


図3 クラスタ分析に用いる指標の定義のイメージ

軌道状態が悪くなりやすい傾向にあるといえる。

b) クラスタ 2

クラスタ 2 には、急進により著大値に近い高低変位が発生するようなロットが分類された。クラスタ中心座標間距離の近いクラスタ 3 と比べると、本クラスタは軌道状態が悪い割に保守頻度が低いロットが多い傾向にあった。軌道構造の境界部分や橋梁および構造物境界等、定期的な保守が困難で大掛かりな保守工事が必要となるロットが多くを占めていたことから、こうしたロットは、保守が困難であり、保守を行うまでに時間を要することが多いため、急進等にも注意を要するクラスタに分類されたと考えられる。

c) クラスタ 3

クラスタ 3 にも大きな高低変位が時々発生している

表3 クラスタ中心座標およびロット数

クラスタ	最大値	標準偏差	最大偏差	改善回数	急進回数	ロット数
1	11.370	1.837	9.607	11	2	6
2	9.436	1.746	7.696	4	0	27
3	8.112	1.374	6.024	8	0	19
4	5.843	1.026	4.070	2	0	116
5	2.481	0.206	0.957	0	0	332

表4 クラスタ中心座標間距離

クラスタ	1	2	3	4	5
1	-	7.168	5.598	11.739	16.381
2	-	-	4.685	5.598	10.591
3	-	-	-	6.951	11.192
4	-	-	-	-	5.025
5	-	-	-	-	-

ロットが分類された。クラスタ 2 のクラスタ中心座標と距離が近く似たような傾向を示しているが、本クラスタの方が保守頻度の高いロットが多かった。保守しにくい分岐器や伸縮継目、溶接継目が介在しているロットが多くを占めていたが、比較的定期的に保守がなされており現場でも軌道変位が大きくなりやすい箇所として管理されて

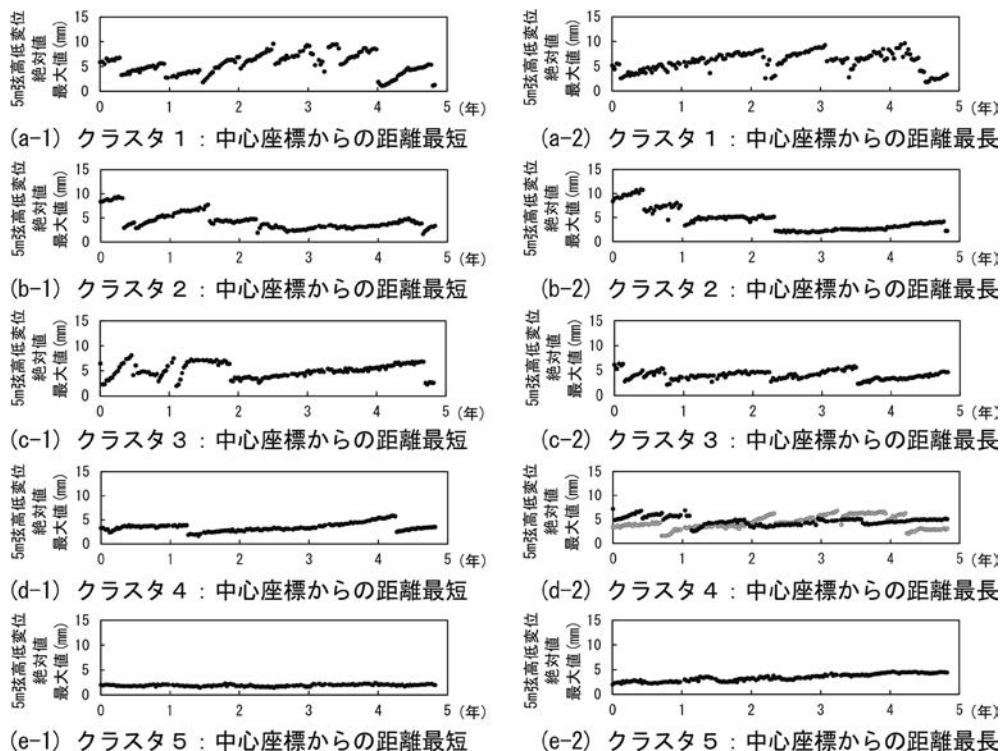


図4 各クラスタにおける中心座標からの距離が最長および最短となるロットの高低変位推移

いるロットが分類されている傾向にあると考えられる。

#### d) クラスタ 4

クラスタ 4 は、多少の高低変位の変動や保守があるものの、軌道状態が比較的落ち着いているロットが分類された。これは、他のクラスタと比べて列車の走行速度が遅い急曲線ロットが多く分類されていたことから、列車走行による軌道への衝撃が緩和され軌道変位が進みにくいためであったと考えられる。

#### e) クラスタ 5

クラスタ 5 は全クラスタ中、最も高低変位の変動がないロットであった。高低変位が 0mm に近い状態で変動なく推移しており、測定期間中に保守実績のないロットが分類された。軌道変位が生じないスラブ軌道や気温変化の影響を受けにくいトンネル内にあるロットが半数以上を占めており、軌道状態が比較的安定しているロットが分類された。

以上の結果から、クラスタの数字が小さくなるにつれて、軌道の管理に注意を要するロットが分類されることが確認できた。

### 2.5 軌道変位異常箇所検知法

前節より、高低変位絶対値最大値の履歴データから、分析対象期間中の最大値、標準偏差、最大偏差、改善回数、急進回数の 5 指標をロット毎に算出し、これらの指標を用いてクラスタ分析することで、ロットの特性をグループ化することができた。あるロットがクラスタ番号の小さいクラスタに分類された場合、そのロットは軌道変位の異常が発生しやすいと考えられる。本分析の手順を軌道変位異常箇所検知法とした。

### 3. 軌道変位異常箇所検知法の検証

実際に大きな高低変位が生じたロットのデータに前章で構築した軌道変位異常箇所検知法を適用し、それらロットの検知精度を分析することにより、本手法の性能の検証を行った結果を以下に述べる。

#### 3.1 異常発生ロットの定義と選定

選定ロットのうち、実際に大きな軌道変位や軌道変位進みが生じたロットを異常発生ロットとし、これらロットに軌道変位異常箇所検知法を適用することで、本手法

の検証を行った。

ここで異常発生ロットは、「軌道変位大ロット」、「軌道変位進み大ロット」、「著大値発生ロット」の 3 つの指標により以下の方法で抽出した。図 5 に、それぞれの高低変位推移例を示す。なお、図 2 で示した 5m 弦と 10m 弦高低変位絶対値最大値の相関より、ここでも 10m 弦高低変位の値により設定された管理指標をそのまま用いた。

・軌道変位大ロット (9 ロット)

5m 弦高低変位絶対値最大値が 10mm を超過したロットとする。本線区における著大値が、10m 弦高低変位で 10mm であることから設定した。

・軌道変位進み大ロット (1 ロット)

5m 弦高低変位絶対値最大値が、10 日後の次回検測までに 4mm 以上劣化したロットとする。これは、本線区における保守目標値が 10m 弦高低変位で 6mm であり、著大値が 10mm であることから、保守目標値に至ったロットが次回検測までに 4mm 劣化することで著大値に至ることから設定した。なお、本ロットとしては 1 ロット選定されたが、絶対値最大値が 9.6 mm であったことから、軌道変位大ロットと近い推移を示していると考えられる。

・著大値発生ロット (1 ロット)

本ロットは、実際に 10m 弦高低変位絶対値最大値が急進して 11.2mm を検出し、列車運行に支障したところのあるロットである。なお、この際の 5m 弦高低変位絶対値最大値は 11.4mm であったことから、本ロットは上記の軌道変位大ロットとも言えるが、小さな値で安定していた高低変位が急進した特徴的なロットでもあることから、軌道変位大ロットと区別する。

#### 3.2 クラスタ特性と異常値

これらの異常発生ロットを分類したところ、全てクラスタ 1 またはクラスタ 2 に分類された。その内訳は表 5 に示すとおり、クラスタ 1 に 5 ロット、クラスタ 2 に 6 ロットであった。クラスタ 1 に分類されたロットは、全てのロットが異常発生ロットのなかでも軌道変位が定常的に大きい傾向にあり、特に改善回数が多く、定期的に保守を繰り返しているようなロットであった。また、クラスタ 1 では 6 ロット中 5 ロットが異常発生ロットであったが、残りの 1 ロットも高低変位絶対値最大値が 9.6mm と大きく、軌道変位大ロットに近い挙動を示し

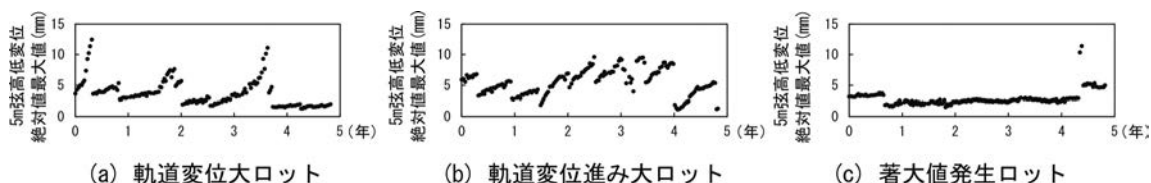


図 5 異常発生ロットの高低変位推移例

表5 各クラスタのケース数 ※ ( )内はロット数を表す

クラスタ	個数	異常発生ロットの分類結果
1	6	軌道変位大ロット(4), 軌道変位進み大ロット(1)
2	27	軌道変位大ロット(5), 著大値発生ロット(1)
3	19	
4	116	
5	332	

ていた。一方、クラスタ2には「著大値発生ロット」のように、軌道変位が落ち着いている期間があるものの、時々急進が生じる傾向があるロットが多く分類された。

以上の検証の結果、実際に大きな高低変位や急進が生じた保守管理に注意を要すべきロットは、全てクラスタ1またはクラスタ2に分類された。よって、構築した軌道変位異常箇所検知法により、保守管理に注意すべきロットを分類することは可能であることが確認できた。

#### 4. 軌道変位異常箇所検知法による軌道管理

クラスタ分析に基づく軌道変位異常箇所検知法による軌道管理を検討するにあたり、表6に各クラスタの特徴を示す。クラスタ1から順に「要注意」、「準要注意」、「注意」、「安定推移」、「極安定推移」の特徴を持つクラスタとしてグループ化することができ、クラスタ番号が小さいほど軌道状態推移に気を付けるべきロットが分類されていると考えられる。以上のことから、軌道検測の都度、本手法を適用し、「要注意」、「準要注意」、「注意」に分類されたロットを、巡回等で軌道変位や材料状態の変化に特に注意して確認することで、事後保守の防止に有効と考えられる。また前回検測値と比べて、今回検測値が注意を要する上位のクラスタに接近または移動したロットを抽出することによって、急進等に注意すべきロットを事前に検知できる可能性があると考えられる。

#### 5. まとめ

本研究では、高低変位の履歴データをクラスタ分析することで、急進等に伴う大きな高低変位の発生可能性を把握する手法の構築と、これに基づく軌道管理法を提案した。得られた知見および今後の課題を以下に示す。

- (1) 軌道変位異常の検知法を開発するために、軌道変位の履歴データに対してクラスタ分析を行い、大きな軌道変位の発生可能性が高い箇所を抽出する軌道変位異常箇所検知法を提案した。
- (2) 本分析線区の全ロットと軌道構造や運転・線形条件等の割合が同程度になるように500ロット選定し、それらのロットを5つのクラスタに分類して本手法を適用した結果、軌道変位の異常が発生しやすいつロットを適切に分類できた。

表6 各クラスタの特徴

クラスタ	特徴
1	要注意ロット
2	準要注意ロット
3	注意ロット
4	安定推移ロット
5	極安定推移ロット

- (3) 分類したクラスタ別に、大きな軌道変位の発生可能性を考慮した管理法を提案した。「要注意」、「準要注意」、「注意」に分類された箇所について、巡回等で軌道変位や材料状態の変化を特に注意して確認することは、管理値を超える軌道変位の発生や事後保守の防止に有効と考えられる。
- (4) しかし本手法は、軌道検測の都度クラスタ分析を行う必要があるため、データ処理に労力を要する。また、本分析の対象線区とは異なり、軌道検測を高頻度には行っていない線区へ本手法を適用することも考えられる。よって、今後の課題として、入力する履歴データの期間や測定頻度を低減させた場合の異常検知精度に関する検証を行う必要がある。

#### 文献

- 1) 鉄道総合技術研究所：鉄道構造物等維持管理標準（軌道編）の手引き，pp.9-110，2007
- 2) 木村寛淳，田中博文，下野勇希：バラスト軌道における高低変位進み急進箇所の検出手法，第16回鉄道技術連合シンポジウム，2009
- 3) 三和雅史，石川達也，大山達雄：軌道状態推移予測モデルの構築と最適軌道保守計画作成のための全整数型数理計画モデル分析，土木学会論文集，No.681，IV-52，pp.51-65，2001
- 4) 三和雅史，木村寛淳，山中雅司：レールおよび道床状態を考慮した軌道保守方法の最適選択モデルの構築，鉄道総研報告，Vol.26，No.2，pp.13-18，2012
- 5) 坪川洋友，矢澤英治，小木曾清高，南木聡明：車体装架型慣性正矢軌道検測装置の開発，鉄道総研報告，Vol.26，No.2，pp.7-12，2012
- 6) 山本修平，三和雅史，田中博文，嘉嶋崇志：高頻度検測データの特徴を考慮した軌道変位予測モデルの構築，第21回鉄道工学シンポジウム論文集，No.2，pp.9-16，2017
- 7) 松本麻美，三和雅史，大山達雄：クラスタ分析法を用いた軌道変位異常箇所検知モデルの実証分析，AI・データサイエンス論文集，Vol.2，No.J2，pp.67-78，2021
- 8) 松本麻美，三和雅史，大山達雄：多変量解析を用いた軌道変位異常箇所検知モデルの構築，日本オペレーションズ・リサーチ学会2022年春季研究発表会，2022

# レール上下振動加速度モニタリングに基づく レール波状摩耗の進展評価手法

田中 博文\* 梶原 和博\*

Evaluation Method of Growth Process of Rail Corrugation by Monitoring Rail Vertical Vibration

Hirofumi TANAKA Kazuhiro KAJIHARA

Rail corrugations cause noise, vibrations and deterioration of track components, which increase the frequency of track maintenance work. However, a measurement method that efficiently evaluates the growth of rail corrugation has not been established. The authors of this paper have developed a monitoring system for rail corrugations that enables long-term remote measurement of rail vibrations by means of battery-powered accelerometers and a wireless sensor network. In this study, the relationship between rail vertical vibration characteristics and actual rail corrugations measured on business line was investigated to verify the applicability of the developed system for identifying the growth process of rail corrugations.

キーワード：レール波状摩耗，進展過程，レール振動，モニタリングシステム，無線センサ，高調波成分

## 1. はじめに

レール波状摩耗（以下，波状摩耗）は，図1に示すように，鉄道車両の走行に伴いレールに形成される規則的な凹凸である。波状摩耗は多様な線形や軌道構造で発生し，波状摩耗が生じた区間を鉄道車両が走行すると，騒音・振動の発生や，軌道部材の劣化，軌道変位進みが助長される。そのため，鉄道事業者は波状摩耗の発生状況を把握し，その状態に応じて主にレール削正車を用いた凹凸除去（以下，レール削正）を行っているが，線路上に点在する波状摩耗の発生状況を正確に把握することは困難である。

波状摩耗の発生機構については，これまでに多様な観点から多くの調査・研究<sup>例えば1)~4)</sup>が行われてきたが，十分には解明されておらず，波状摩耗の根本対策の提案には至っていない。一方，著者らは，営業線における波状摩耗の定期測定結果<sup>5)</sup>や軌道/車両の相互作用を考慮した動的シミュレーション<sup>6)</sup>の結果から，波状摩耗の凹凸振幅の増加傾向が成長曲線でモデル化できることを提案している。また，進展過程の最後の「飽和期」において，実務で問題となる騒音・振動が顕在化すると考えている。したがって，波状摩耗の進展程度を監視し，「飽和期」への到達を目安に保守計画を策定することで軌道の維持管理の効率化が期待できる。波状摩耗の効率的な測定方法として，一定区間のレール凹凸を地上で連続的かつ直接測定する可搬型の装置<sup>7)</sup>が実用化されている。この装置を用いてレール凹凸を定期的に測定することで，波状摩耗の進展傾向を把握することができる<sup>5)</sup>

が，高頻度の測定には多大な労力を要することが課題となる。

そこで，本研究では，比較的容易に測定可能なレール振動加速度を常時モニタリングし，振動特性の変化から波状摩耗の進展過程を評価する手法を検討した。このために，バッテリー駆動の無線式加速度センサを用いた計測システムを構築し，波状摩耗が発生している営業線の急曲線に設置して継続的にデータを取得した。そして，得られたレール振動加速度の振動特性とレール凹凸の関連性を分析し，提案手法の有効性を検証した。

## 2. レール波状摩耗の進展過程とその特徴

図2に，著者らが提案する波状摩耗の進展過程モデルを示す<sup>6)</sup>。波状摩耗の進展過程には「形成期」「成長期」「飽和期」の3段階があり，凹凸振幅の増加傾向は成長曲線によってモデル化することができる。ここで，「形成期」は微小で不規則な凹凸が形成される段階，「成長期」は特定波長の凹凸が選択的に成長する段階，「飽和期」



図1 レール波状摩耗の発生状況の例

\* 軌道技術研究部 軌道管理研究室

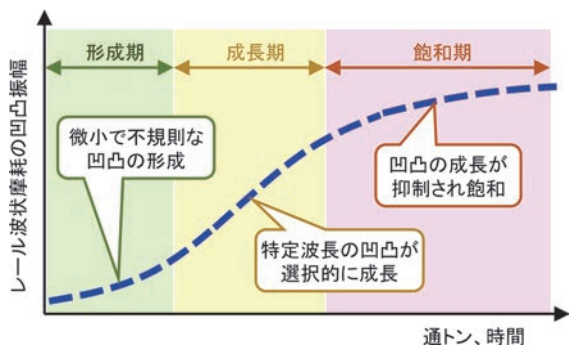


図2 レール波状摩耗の進展過程モデル

は凹凸の成長が抑制される段階である。このうち「飽和期」では、凹凸の成長に伴って車輪がレールに追従できなくなり、車輪とレールが接触、非接触状態を繰り返すことで凹凸波形が正弦波状から三角波状に変形する。これにより、凹凸波形の空間周波数成分に基本の空間周波数の整数倍の成分（高調波成分）が出現し<sup>6)</sup>、軌道や車両の応答にも高調波成分が出現することがシミュレーションにおいて確認されている<sup>8)</sup>。そして、飽和期では車輪とレールの衝撃により、実務で問題となる騒音・振動が顕在化すると考えられる。

### 3. 構築した計測システムの概要

2章で述べた波状摩耗の進展過程の特徴を容易かつ低コストに評価する方法として、無線式加速度センサを用いたレール振動の常時モニタリングが考えられる。実際に、レール振動は計測が容易であり波状摩耗の発生状況と一定の関連性が見られることから、これまでにレール振動計測による波状摩耗のモニタリング方法が提案されている<sup>9)</sup>。

波状摩耗の進展過程の評価に無線式加速度センサを適用するにあたっては、小型で軌道内への設置が容易であること、長期継続測定が可能な耐久性と省電力性を有すること、波状摩耗によって励起される振動の周波数に対して十分なサンプリング周波数であることが求められる。このような観点から、本研究では構造物の地震時挙動モニタリングや健全度モニタリングに実用化されている無線計測システム<sup>10)</sup>（ソナス社：無線振動計測システム x02）を採用した。

図3に、計測システムの概要を示す。計測システムは、センサユニット（加速度センサ／バッテリー駆動）とベースユニット（制御・通信装置／AC100V駆動）で構成される。表1にセンサユニットの諸元を示す。計測データは、センサユニットに内蔵された記録メディアに保存されるとともに、無線通信によりセンサユニットからベースユニットへ送信される。ベースユニットに収集されたデータは、携帯電話回線を通じて専用のクラウドサーバーへ伝送され、情報端末から閲覧・ダウンロード

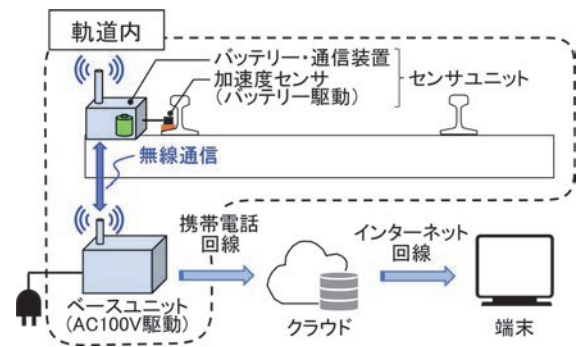


図3 計測システムの概要

表1 センサユニットの諸元

使用加速度センサ		Analog Devices ADXL357
加速度センサ部寸法		40×30×15mm
性能	計測軸	3軸 (X, Y, Z)
	測定範囲	±40G (±392m/s <sup>2</sup> )
	フィルタ	ローパスフィルタ: 1kHz ハイパスフィルタ: DC
	ノイズ密度	80 [μg/√Hz] (測定範囲±10Gの場合)
バッテリー・通信装置寸法		75×120×100mm
バッテリー		単1電池×5本
性能	保護等級	IP65相当
	継続測定可能目安	連続計測時: 1.5年程度 トリガー待機時: 6年程度
サンプリング周波数		最大2kHz

が可能である。なお、計測システムは計測時間帯の指定や、列車通過時の振動をトリガーとして前後一定時間のデータを収集することが可能である。これによって、センサユニットのバッテリー消費の抑制を図っている。

### 4. 営業線における測定概要

#### 4.1 測定箇所の概要

本研究では、実際に波状摩耗が生じた営業線の急曲線において、レール凹凸測定および本計測システムを用いたレール振動の長期計測を実施した。計測システムを用いたレールの振動計測は、列車速度や車両形式、乗車率などの運転条件を極力揃えるために、列車運行密度の低い昼間の時間帯に行った。なお、レールの振動計測は毎日実施しているが、本研究ではレール削正の翌日から最長で約8カ月間継続的に計測したデータのうち、測定ノイズ等の影響が大きいものを除外し、1日あたり1～2列車程度のデータを分析対象に選定した。

図4に、測定箇所の概要を示す。同図に示すように、

測定箇所は通勤路線の急曲線（半径  $R=185\text{m}$ ，カント  $C=105\text{mm}$ ）である。軌道構造は，コイルばね防振軌道と防振まくらぎ直結軌道の2種類で構成される。走行する車両は2形式の通勤形車両のみで，年間通過トン数は約1900万トン，測定箇所の列車速度は40~45km/h程度である。計測システムによるレール振動の計測箇所は，図中に示した測点A（コイルばね防振軌道区間）と測点B（防振まくらぎ直結軌道区間）における内軌とした。なお，測点Bの近傍では横圧の低減を目的とした摩擦緩和材<sup>11)</sup>が内軌に散布されている。

図5に，センサユニットの設置状況を示す。同図に示すように，センサユニットの加速度センサはレール締結間中央の軌間外方のレール底部にエポキシ系接着剤で固定した。バッテリー・通信装置は，加速度センサ近傍のまくらぎ端部上面にエポキシ系接着剤で固定した。なお，図示していないが，ベースユニットは，近傍の駅のホーム下に設置した。

#### 4.2 レール凹凸の発生状況

レール振動の計測点近傍における波状摩耗の発生状況を調査するため，レール削正からの通過トン数が異なる2時期（レール削正後約505万トン，1403万トン）において，レール凹凸測定を行った。レール凹凸の測定には，図6に示す鉄道総研で開発したレール凹凸連続測定装置<sup>7)</sup>を用いた。

図7に，当該曲線における内軌のレール凹凸の発生状況を示す。同図にはレール凹凸波形とレール凹凸波形のスペクトログラムに加え，軌道構造を併記している。レール凹凸波形は，復元波形に波長50~200mmのバンドパスフィルタ処理を行ったものである。同図より，波状摩耗の発生状況は軌道構造によって異なることが分かる。



図4 測定箇所の概要



図5 センサユニットの設置状況

コイルばね防振軌道区間の測点A近傍では，レール凹凸振幅（全振幅）はレール削正後約505万トン通過時点で0.05mm程度以下であったのに対し，レール削正後約1403万トン通過時点では0.2mm程度まで増加していた。一方，防振まくらぎ直結軌道区間の測点B近傍では，凹凸振幅の顕著な増加は見られなかった。これは，軌道構造の違いに加えて，前述した摩擦緩和材の散布効果も影響しているものと考えられる。

同図のスペクトログラムは，レール凹凸の復元波形を短時間フーリエ変換して得たものである。ここに示すスペクトログラムは，凹凸振幅のパワースペクトル密度の大きさを色で表現し，凹凸の大きさ，空間周波数，キロ程の情報を一元的に示したものである。同図より，測点Aを含むコイルばね防振軌道区間においては，レール削正後約505万トン通過時点では，スペクトログラムに卓越する空間周波数成分は認められない。一方，レール凹凸振幅が0.2mm程度に至るレール削正後約1403万トン通過時点では，卓越する空間周波数成分（図中①）が認められ，空間周波数10 [1/m]（波長100mm）程度



図6 レール凹凸連続測定装置による測定状況

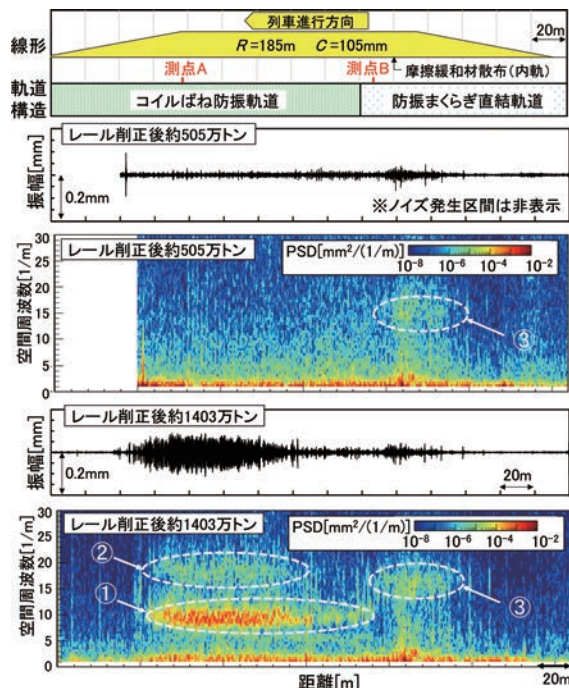


図7 レール凹凸の発生状況（内軌）

の波状摩耗が発生していることが分かる。また、同区間の 20 [1/m] 付近に卓越する空間周波数成分 (図中②) は、前述した波状摩耗の基本の空間周波数の約 2 倍であり、波状摩耗の飽和期に出現する高調波<sup>6)</sup>と考えられる。一方、測点 B を含む防振まくらぎ直結軌道区間では、レール削正からの通過トン数の増加に伴い、空間周波数 18 [1/m] (波長 55mm) 程度の成分がやや増加したように見受けられる (図中③)。このように、両測点近傍でレール波状摩耗の基本の空間周波数が異なるのは、軌道構造の違いに起因して波状摩耗の成長要因<sup>12)</sup>が異なるためである。

ここで、測定箇所が存在するレール凹凸によって励起される振動の周波数は、次式によって計算される。

$$f = \frac{v}{3.6 \times \lambda} \quad (1)$$

ここに、 $f$  は周波数 [Hz]、 $v$  は列車速度 [km/h]、 $\lambda$  はレール凹凸の波長 [m] である。よって、当該区間の列車速度を 40~45km/h と仮定すると、上記の凹凸によって測点 A では 110~125Hz (10 [1/m] に対応)、測点 B では 200~225Hz (18 [1/m] に対応) 程度のレール振動が励起されると推測される。

## 5. レール上下振動加速度の推移

### 5.1 加速度の発生状況

計測システムでは、表 1 に示した通りレールの上下、左右、前後振動加速度を測定しているが、本論文では特徴的な傾向が見られたレールの上下振動加速度のみに着目し考察を行う。左右振動加速度、前後振動加速度を含めた総合的な分析については文献 13 を参照されたい。

図 8 に、レール上下振動加速度の波形例として、測点 A の波形を示す。同波形は、計測システムで収録した加速度波形に対し、900Hz のローパスフィルタ処理を行ったものである。また、以降の分析では列車通過時を含む 30 秒間の波形を対象とする。同図において、加速度振幅が大きくなる時刻は車両の台車通過時に対応する。全振幅の最大値はレール削正後約 11 万トン通過時点で  $50\text{m/s}^2$  程度以下であったのに対し、レール削正後約 1398 万トン通過時には  $400\text{m/s}^2$  程度まで増加していた。

### 5.2 振幅の推移

レール上下振動加速度の振幅は、レール凹凸の振幅に応じて増加すると考えられる。そこで、加速度波形の平均的な振幅を表す指標である RMS (Root Mean Square, 二乗平均平方根) を算出し、その推移を分析した。図 9 にレール上下振動加速度の RMS の推移の例を示す。同図より、測点 A では RMS はレール削正後約 500 万トン程度まで

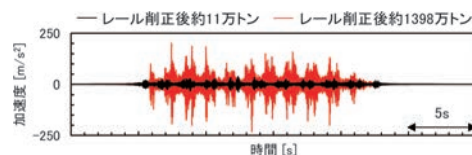


図 8 レール上下振動加速度の波形例 (測点 A)

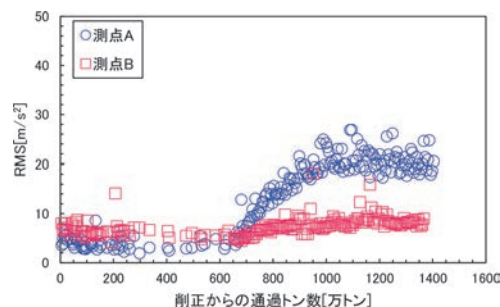


図 9 レール上下振動加速度の RMS の推移の例

は小さな水準で推移し、その後急増する。この時期に車輪がレールの凹凸に追従できなくなり、波状摩耗の「成長期」から「飽和期」に移行したと推察される。レール削正後約 1000 万トン通過以降は、RMS は概ね一定値で推移している。ここで、図 7 に示したように同時期 (レール削正後約 1403 万トン通過時点) に測定したレール凹凸波形には高調波成分が見られるため、この時期に凹凸の成長が抑制され飽和する段階に到達したと考えられる。一方、測点 B では RMS が通過トン数の増加に伴ってやや増加するが、測点 A と比べて RMS は小さく、明瞭な増加傾向は見られない。本傾向は、図 7 に示したように、防振まくらぎ直結軌道区間でレール凹凸振幅に明瞭な増加が見られなかったことと整合する。なお、これらの図に見られるプロットのばらつきは、列車速度や車輪踏面の凹凸状態、車両形式の違い等が影響していると考えられる。

### 5.3 周波数特性の推移

図 10 に、レール削正からの通過トン数の異なる時期に測定したレール上下振動加速度の PSD (パワースペクトル密度) の例を示す。図 10 (a) より、測点 A では、レール削正からの通過トン数の増加に伴い 115Hz、230Hz、345Hz 程度のパワーの増加が顕著である。当該区間のレール凹凸の波長 (100mm 程度) と列車速度 (40~45km/h 程度) を考慮すると、これらは列車通過時にレール凹凸により励起される振動の基本周波数 (115Hz 程度) と、その高調波 (230Hz、345Hz 程度) と整合する。なお、レール削正後約 11 万トンの PSD に見られる 65Hz 付近のピークは軌道スラブ直下のコイルばねと内軌の微小な凹凸に起因した振動成分<sup>14)</sup>の可能性があり、450Hz 付近のピークはレール削正に伴う周期的な痕跡 (以下、レール削正痕) に起因した振動成分と考えられる。



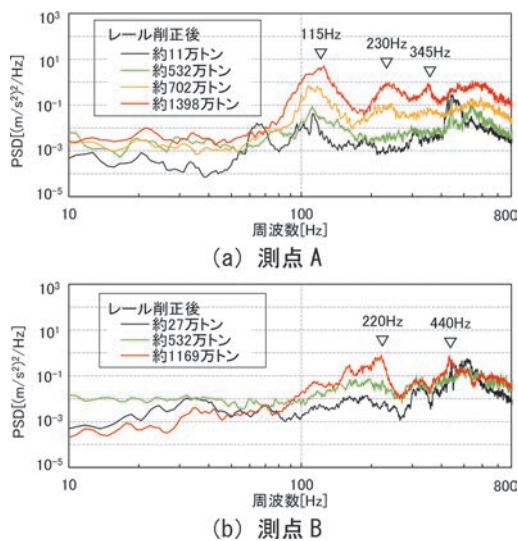


図 10 レール上下振動加速度の PSD の例

図 10 (b) より、測点 B では、レール削正からの通過トン数の増加に伴い 220Hz 帯域のパワーが増加する傾向にあるが、その高調波成分 (440Hz) の出現は測点 A と比べて明確に見られない。なお、300~320Hz 付近の緩やかなピークは、その大きさは通過トン数によらず概ね同程度であるため、軌道の上下振動系の固有振動に由来する可能性がある。また、500Hz 付近の緩やかなピークは測点 A と同様にレール削正痕に起因すると考えられる。

波状摩耗の進展に伴うレール振動の基本周波数およびその高調波成分の増加傾向を評価するため、周波数帯域別に PSD の推移を分析した。ここでは、基本周波数とその高調波に対応する周波数帯域として、測点 A では 115Hz、230Hz 帯域、測点 B では 220Hz、440Hz 帯域に着目し、これらの帯域における PSD の平均値を算出した。

図 11 に、測点 A、B におけるレール上下振動加速度の周波数帯域別 PSD の推移例をそれぞれ示す。図 11 (a) より、測点 A ではレール削正後約 700 万トン以降に各周波数帯域でパワーが増加する傾向にあり、かつ基本周波数帯域 (115Hz 帯域) のパワーが 2 次高調波帯域 (230Hz 帯域) に先行して増加する。ここで、数値解析による「飽和期」の特徴<sup>6)</sup>に基づくと、レール上下振動における基本周波数帯域のパワーの増加は「成長期」における凹凸振幅の増加、2 次高調波帯域のパワーの増加は「飽和期」に移行する際のレールと車輪の衝撃に起因すると考えられる。

図 11 (b) より、測点 B では通過トン数の増加に伴って基本周波数帯域 (220Hz 帯域) のパワーが僅かに増加する傾向が見られる。一方、図 11 (a) に示した、測点 A に見られたような基本周波数と高調波帯域の PSD の増加傾向は確認されない。この結果は、図 7 でレール凹凸波形に明瞭な振幅の増加や高調波の出現が見られなかったことと整合し、測点 B は波状摩耗の「飽和期」に達していないと推定される。

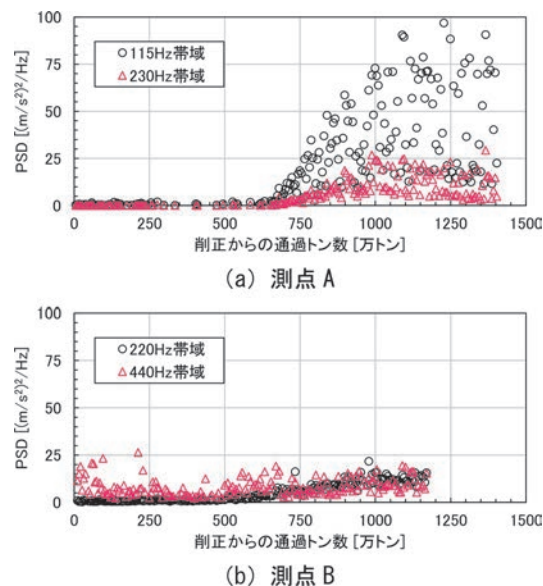


図 11 レール上下振動加速度の周波数帯域別 PSD の推移例

以上を踏まえると、波状摩耗の「飽和期」の特徴<sup>6)</sup>に基づく進展過程の評価には、レール上下振動のモニタリングが有効と考えられる。

## 6. レール上下振動加速度を活用した進展過程の評価

5 章までにおいて、波状摩耗の進展過程の評価にはレール上下振動の常時監視が有効と考えられた。そこで、測点 A の測定結果を用いて、レール上下振動加速度の RMS の推移と波状摩耗の進展過程との対応を考察する。

図 12 に、測点 A におけるレール上下振動加速度の RMS と 2 次高調波帯域の PSD の平均値の関係例を示す。同図より、波状摩耗の「飽和期」に到達した際にレール上下振動に高調波成分が出現すると考えると、RMS が小さく高調波成分が見られない期間 (レール削正後約 500 万トン以前) が「形成期」、RMS が微増し始めるが高調波成分は見られない期間 (レール削正後約 500 万~700 万トン) が「成長期」、RMS が急増しかつ高調波成分が出現する期間 (レール削正後約 700 万トン以降) が「飽和期」に該当すると推定される。ただし、形成期と成長期の境目については明確ではないので、今後も検証を続ける必要がある。

このように、本研究で適用した計測システムを用いてレール上下振動加速度を測定し、RMS および波状摩耗の波長に対応する周波数帯域別 PSD の推移をモニタリングすることで、波状摩耗の進展過程、特に成長期から飽和期への移行を評価できる見通しを得た。

開発した波状摩耗の進展評価手法は、現場毎の波状摩耗の進展傾向や対策効果の評価、レール削正までの残存

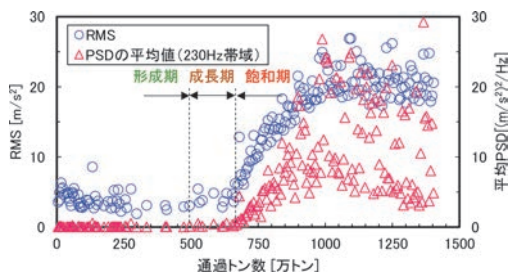


図 12 レール上下振動加速度の RMS と PSD の平均値の関係例 (測点 A)

期間・レール削正周期の予測，レール削正の仕上がり評価，凹凸振幅の推定によるレール削正計画支援等への活用が想定される。特に，騒音・振動が顕在化する「飽和期」の到達を評価できることは，実務上有益であると考えられる。今後は，上記の活用方法を実現するために必要なデータ分析手法を構築し，現地計測により実証する予定である。

## 7. まとめ

本研究では，バッテリー駆動の加速度センサと無線センサネットワークで構築した計測システムを用いてレール振動を常時モニタリングし，レール波状摩耗の進展過程を評価する手法を検討した。得られた知見を以下に示す。

- (1) レール波状摩耗が発生した営業線の急曲線で，計測システムによる長期計測を行った結果，レール上下振動加速度の RMS および波状摩耗の波長に対応する周波数帯域別 PSD はレール削正後の一定期間は小さな状態を維持していたが，その後急速に増加し，飽和に至る傾向が見られた。
- (2) レール上下振動加速度の RMS および波状摩耗の波長に対応する周波数帯域別 PSD が急増する期間では，波状摩耗の基本周波数，およびその高調波帯域の順にパワーが増加することを確認した。本傾向は，波状摩耗の成長期から飽和期への移行を観測したものと考えられた。
- (3) (1) (2) より，波状摩耗の進展過程の評価には，レール上下振動の常時モニタリングが有効と考えられた。また，計測システムを用いて，波状摩耗の進展過程や飽和期に至るまでの期間を評価できる見通しを得た。

今後は，定期的に測定したレール凹凸の測定データに基づき，波状摩耗の進展程度とレール上下振動加速度の関係性を詳細に検証する予定である。また，計測システムの実用化に向けて，軌道構造や車両・運転条件の違い等が波状摩耗の進展過程の評価に与える影響を把握するとともに，飽和期への到達を自動で判定する手法を構築する予定である。

## 文献

- 1) Grassie, S.L. and Kalousek, J., "Rail corrugation: Characteristics, causes and treatments," Proc.IMEchE, Part F, Vol.207, pp.57-68, 1993.
- 2) Matsumoto, A., Sato, Y., Ono, H., Tanimoto, M., Oka, Y. and Miyauchi, E., "Formation mechanism and countermeasures of rail corrugation on curved track," Wear, Vol.253, Issues 1-2, pp.178-184, 2002.
- 3) Manabe, K., "A hypothesis on a wavelength fixing mechanism of rail corrugation," Proc.IMEchE, Part F, Vol.214, pp.21-26, 2000.
- 4) 松浦章夫, 内田忠之, 福田拓也: 急曲線における内軌レールの波状摩耗発生メカニズムに関する研究, 土木学会論文集, No.773/I-69, pp.125-135, 2004
- 5) 田中博文, 三和雅史: レール波状摩耗の定期測定による凹凸進みモデルの検証, 日本機械学会 2017 年度年次大会, No.G1800204, 2017
- 6) 網干光雄, 田中博文: レール波状摩耗の飽和期における動特性と成長曲線, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.898, 2021, DOI: 10.1299/transjsme.21-00017
- 7) 田中博文, 梶原和博, 清水惇, 網干光雄: 偏心矢法を用いたレール凹凸連続測定装置の開発とレール波状摩耗測定への適用, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.880, 2019, DOI: 10.1299/transjsme.19-00235
- 8) 網干光雄, 田中博文: レール波状摩耗の進展過程に関するシミュレーション解析, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.878, 2019, DOI: 10.1299/transjsme.19-00051
- 9) 米原善秀, 谷本益久, 久保奈帆美, 古村吉史: 地下鉄急曲線における波状摩耗現象に着目した波状摩耗検知システムの開発, 第 26 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2019), JSCM-2-3, pp.146-149, 2019
- 10) 鈴木誠, 長山智則, 大原壮太郎, 森川博之: 同時送信型フラッシングを利用した構造モニタリング, 電子情報通信学会論文誌 B, Vol. J100-B, No.12, pp.952-960, 2017, DOI: 10.14923/transcomj.2017ASI0002
- 11) 伴巧, 深貝晋也, 陳樺, 名村明, 菊地圭介, 地子給和行: 曲線内軌用定置式摩擦緩和システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.26, No.12, pp.35-38, 2012
- 12) 田中博文, 梶原和博, 網干光雄: 営業線におけるレール波状摩耗の成長機構と進展過程の検証, 鉄道総研報告, Vol.34, No.4, pp.17-22, 2020
- 13) 梶原和博, 田中博文: 軌道振動モニタリングに基づくレール波状摩耗の進展把握手法, 鉄道工学シンポジウム論文集, No.26, pp.33-40, 2022
- 14) 田中博文, 細田充: マルチボディダイナミクスを用いた外軌波状摩耗の発生に軌道支持剛性が与える影響の評価, 鉄道工学シンポジウム論文集, pp.29-36, No.20, 2016

# 継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験方法の構築

玉川 新悟\* 弟子丸 将\* 山本 智之\*\*

Test Method for Loading Tracks Composed of a Set of Rail Fastening Systems for Rail Joints

Shingo TAMAGAWA Tadashi DESHIMARU Tomoyuki YAMAMOTO

This study aims to establish a test method for loading test tracks composed of a set of rail fastenings for rail joints. The authors of this paper constructed FEM models for railway tracks which represent rail joint parts accurately and performed the FEM analysis. The FEM results are in good agreement with the results of a loading test on a test track composed of plural sets of rail fastenings. On the basis of the FEM model, the authors proposed the test method for loading test tracks composed of a set of rail fastenings and compared the test results of a set of rail fastenings and plural sets of rail fastenings. The results show that rail head displacement and rail tilting angles obtained from a single set of rail fastenings are in good agreement with those obtained from plural sets of rail fastenings. Therefore, the proposed method based on the FEM model is available to evaluate the performance of rail fastenings system for rail joints.

キーワード：レール継目部，レール締結装置，性能照査，載荷試験，FEM

## 1. はじめに

レールをまくらぎや軌道スラブに固定するレール締結装置には、列車からの繰り返し荷重に対して安全を確保するための性能（疲労破壊に関する安全性）が要求される。鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造<sup>1)</sup>では、レール締結装置の疲労破壊に関する安全性を照査するにあたり、列車荷重を模擬した載荷試験による方法を定めている。すなわち、次に示す2つの試験法の片方を選択し、車両や軌道の条件に応じた設計荷重に対して、レールの小返りによる締結ばねの応力やレール頭部の水平変位が許容限度内に収まることを照査している<sup>1)</sup>。

(a) 試験軌道に対する載荷試験による方法

(b) レール締結装置 1 組に対する載荷試験による方法

図 1 に両方法による載荷試験の例を示す。(a)の方法は、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道に対して載荷を行うものであり、(b)の方法と比較して、より実際の軌道に近い試験体を用いた試験である。本方法を採用した場合、レールに載荷する試験荷重は、表 1 に示す設計荷重が用いられる<sup>2)</sup>。一方、(b)の方法は、1組のレール締結装置で構成した試験体に対して載荷を行うものである。本方法は、(a)の方法と比較して使用する部材数、試験準備に要する労力や試験装置の制約が少ないため、標準的に用いられている。(b)の方法を用いる場合、レールに載荷する試験荷重は、軌道による設計荷重の分散効果を考慮する必要がある。すなわち、図 2 に

示すように、軌道に対して表 1 の設計荷重が作用した際に、本荷重を分散させたレール圧力、レール横圧力、小返りモーメントをレール締結装置 1 組に作用させる必要がある。なお、レール圧力とレール横圧力は、輪重と横圧が軌道に作用した際に、レール締結装置 1 組分に作用する鉛直方向と水平方向の分散力である。また、小返りモーメントは、レールの小返りによりレール締結装置 1 組に作用するモーメントである。これらの分散力は、レール締結装置の構造やばね特性に依存するため、レール締結装置の種類やまくらぎの支持状態に応じて算定す



(a) 試験軌道に対する載荷試験による方法 (b) レール締結装置 1 組に対する載荷試験による方法

図 1 レール締結装置の疲労破壊に関する安全性の照査における載荷試験法

表 1 レール締結装置の設計荷重（在来線の場合）

荷重種別	直線・曲線の区別 ( $R$ : 曲線半径)	A 荷重	B 荷重
輪重	直線および曲線	98kN	86kN
	$R < 600\text{m}$	60kN	30kN
横圧	$600\text{m} \leq R < 800\text{m}$	45kN	22kN
	$800\text{m} \leq R$	30kN	15kN

A 荷重：ごく稀に発生する極大荷重

B 荷重：しばしば発生する最大荷重

\* 軌道技術研究部 軌道構造研究室

\*\* 元 軌道技術研究部 軌道構造研究室

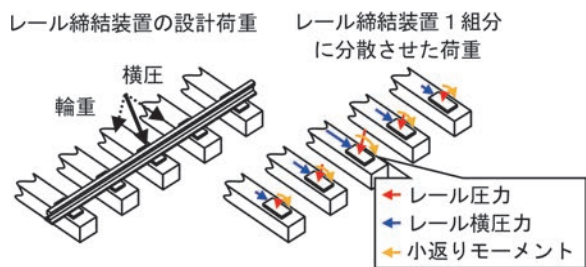


図2 レール締結装置1組に作用する力の概念図（簡単のためA荷重側のみで記載）

る必要がある。

従来、前述（b）の試験法を採用した際のレール圧力、レール横圧力、小返りモーメントの算定には、連続弾性床上の梁理論<sup>3)</sup>とレールの小返り理論<sup>4)</sup>が用いられていた。しかしながら、これらの理論解と軌道の载荷試験の結果には、乖離が生じることが報告されていた<sup>5)</sup>。これに対して著者らは、軌道のFEM解析モデルを構築し、本解析モデルを用いて分散力を算定することで、前述（b）の試験法の荷重条件を決定する方法を提案している<sup>6)</sup>。ただし、本解析モデルは、レール継目部を除く一般部のレール締結装置を対象としたものであり、レール継目部用のレール締結装置には適用できない。

そこで本研究では、レール継目部に対応した軌道のFEM解析モデルを構築し、上記の分散力を算定することで、継目部用レール締結装置1組に対する载荷試験の方法を確立することを目的とした。なお、本稿は、著者らが投稿した文献7の一部を抜粋し、編纂したものである。

## 2. レール継目部に対応したFEM解析モデル

本研究では、標準的な継目構造である普通継目を対象とした。図3に普通継目を模擬した軌道のFEM解析モデルを示す。本解析モデルでは、様々な種類のレール締結装置に対応するため、レール締結ばねや軌道パッド、まくらぎの形状を可能な限り簡略化した。レールは、曲げねじりと水平曲げ変形を考慮するため、ソリッド要素でモデル化した。継目板と継目板ボルトは、継目部の剛性を考慮するため、ソリッド要素でモデル化した。レールとの接触についてはギャップ要素でモデル化した。また、継目板ボルトによる継目板の締め付け効果は、継目板ボルトに温度低下を与えることによる圧縮軸力により考慮した。レール締結ばねによるレールの鉛直方向の支持効果は、先端ばねとして非線形弾性を考慮したばね要素でモデル化した。また、レール締結装置全体のレール水平方向の支持効果は横ばねとして、非線形弾性を考慮したばね要素でモデル化した。なお、横ばねは、レール締結ばねが継目板を支持する効果とタイプレートがレール底部を支持する効果に区分している。軌道パッドを想定し

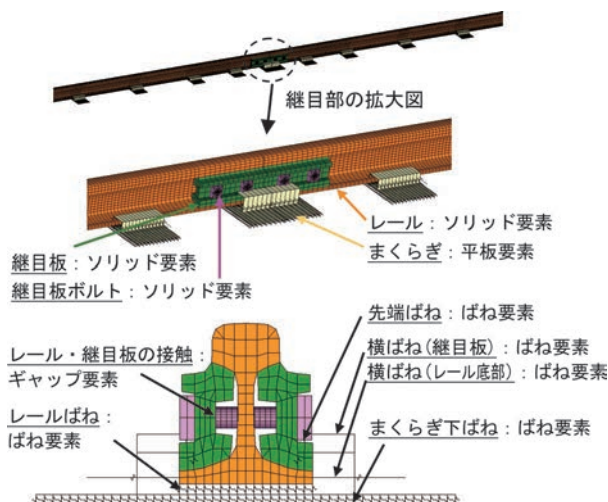


図3 普通継目部を模擬した軌道のFEM解析モデル（50kgNレールの場合）

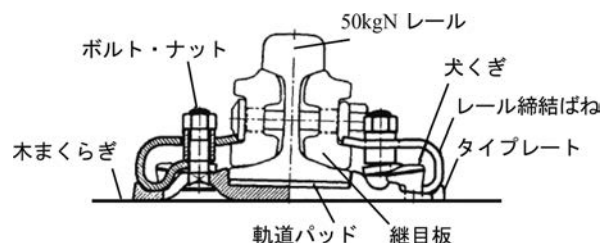


図4 H形レール締結装置（50kgNレール用）

たレール下ばねと、バラスト・路盤を想定したまくらぎ下ばねも、締結ばねと同様に非線形弾性を考慮したばね要素とした。また、まくらぎは平板要素でモデル化した。継目部とその前後の一般部の各ばねの特性やレールとの接続位置は、レール締結装置の種類に応じて任意に設定できるものとした。また、支え継ぎとかけ継ぎの違いとまくらぎの配置間隔および総数も任意に設定可能としている。継目部の遊間は、一般的な6mmとした。

本稿に示すFEM解析は、汎用ソフトウェアのNas-tranによる幾何学的非線形性を考慮した静的解析とした。

## 3. レール締結装置のばね特性の取得と解析モデルの妥当性検証

### 3.1 ばね特性の取得

本節では、レール締結装置のばね特性を前節の解析モデルに反映させるために、ばね特性の取得試験を実施した。本試験では、支え継ぎ構造の普通継目部で一般的に使用されているH形レール締結装置（図4）を対象とした。

図5にレール下ばね特性、先端ばね特性および横ばね特性の取得試験の状況を示す。本試験は、一般部用のレール締結装置のばね特性を把握する試験と同じ方法<sup>6)</sup>で実施している。

図6に各試験で得られた荷重と変位の関係を示す。図

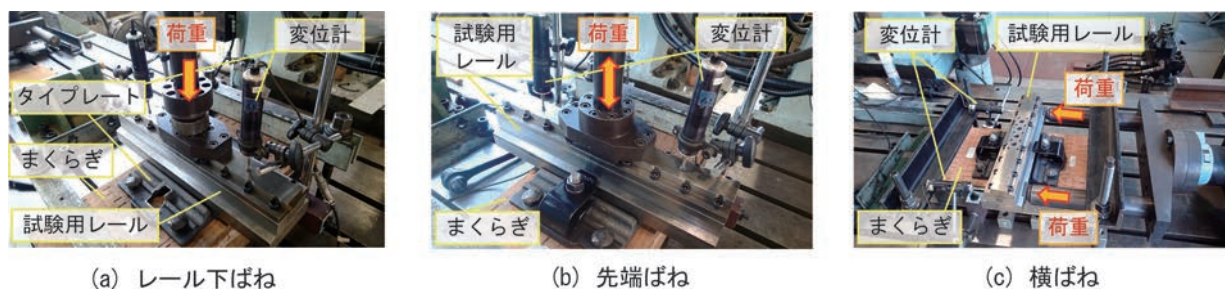


図5 レール締結装置のばね特性の取得試験

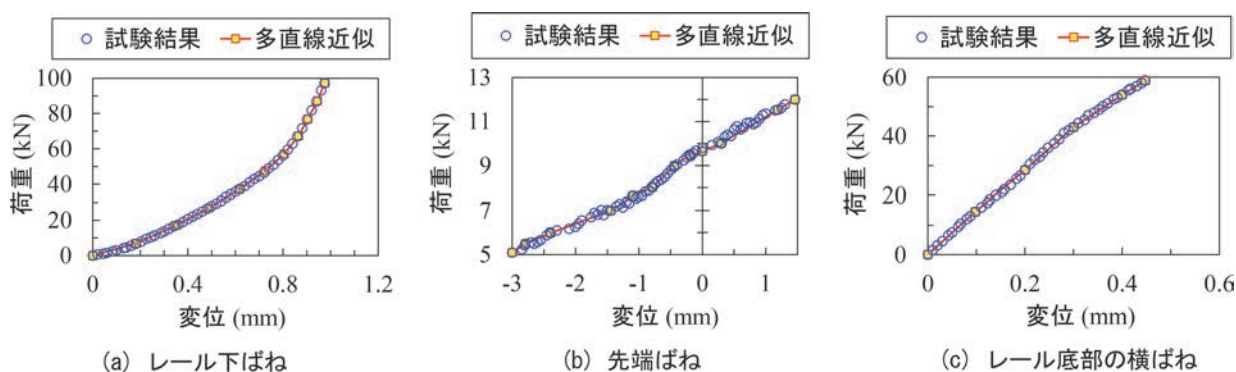


図6 ばね特性の試験結果

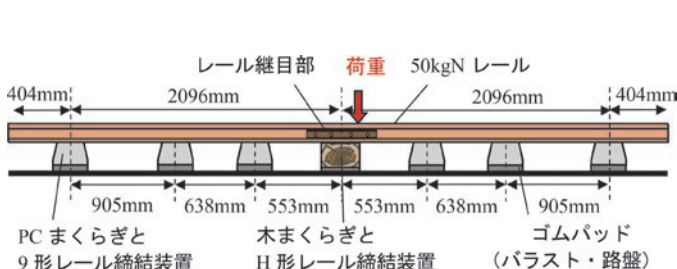


図7 試験軌道の構成図

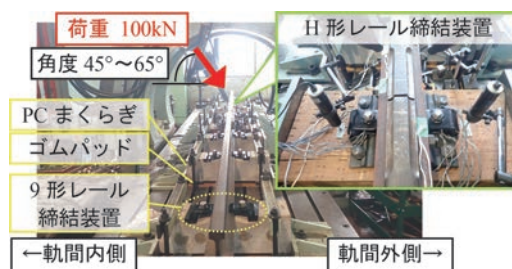


図8 载荷試験の状況

中には、FEM 解析モデルに反映させるために試験結果を多直線で近似した結果を併記している。これらの結果を FEM 解析モデルに導入する際には、図 6 の荷重をそれぞれレール下ばね、先端ばね、レール底部の横ばねの総数で除し、ばね 1 本あたりの値としている。また、レール締結ばねが継目板を横方向に支持する継目板の横ばねとして、継目板を押えるレール締結ばねの締結力  $P_0$  が先端ばねの取得試験より 9.7kN であったことを踏まえ、鉄鋼材料同士の接触において一般的な摩擦係数 0.3 を締結力  $P_0$  に乗じて摩擦力を考慮した。さらに、まくらぎ下ばねは、41.4kN/mm のばね定数とした。ここでは、次節に示す試験軌道による载荷試験と比較するため、道床と路盤を模擬したまくらぎ下ばねの一例として、まくらぎ下に設置したゴムパッドの公称ばね定数を用いている。

### 3.2 試験軌道の载荷試験と解析モデルの妥当性検証

本節では、2 章で示した FEM 解析モデルの妥当性を

検証するため、試験軌道による载荷試験を行い、試験結果と本試験を再現した解析結果を比較した。図 7 に普通継目部を有する試験軌道の構成を示す。試験軌道は、木まくらぎによる支え継目部を有する全長 5m の片側レール分とし、継目部の前後に一般部として計 6 体の PC まくらぎを配置している。

図 8 に载荷試験の状況を示す。本試験では、試験軌道のレール頭部に斜め方向の荷重 100kN を载荷し、荷重とレールの水平変位および小返り角の関係を把握した。

一方で、上記に示した試験軌道の载荷試験と比較するため、2 章に示した解析モデルを用いた FEM 解析を実施した。解析モデルの全長は 5m とし、試験軌道と同じ部材の構成とした。レール継目部の H 形レール締結装置のばね特性は、3.1 節で得られた結果を用いた。また、継目部の前後の 9 形レール締結装置のばね特性は、過去に実施したばね特性の試験結果<sup>6)</sup>を用いた。さらに、継目板の締め付け効果を模擬した継目板ボルトの温度低

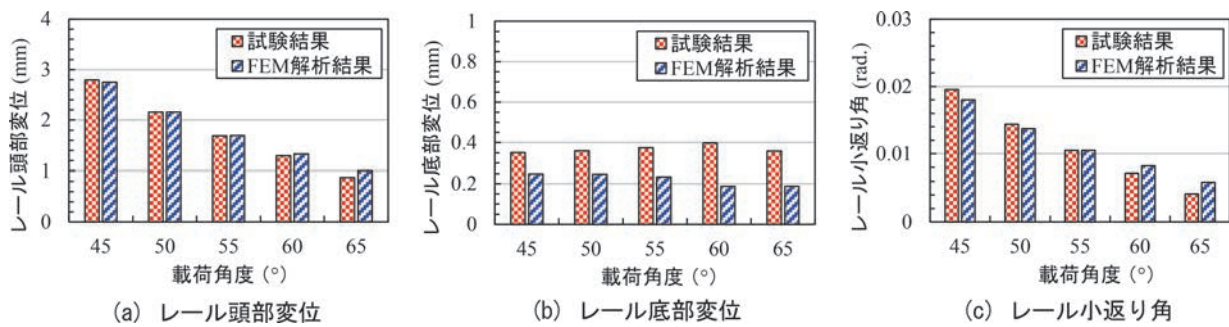


図9 試験軌道の荷重試験結果と FEM 解析結果の比較 (荷重 100kN 荷重時)

下量は $-300.4^{\circ}\text{C}$ とした。本値は、事前に温度低下量を変化させた FEM 解析を複数回行い、目標としたボルト軸力 127kN (緊締トルク 500N・m 相当) になるように決定している。

図9に試験軌道の荷重試験と FEM 解析で得られたレール頭部変位と底部変位、レール小返り角を比較して示す。図9より、レール頭部変位の解析値は、試験値の0.98倍~1.14倍であり、概ね良好に一致している。また、レール小返り角の解析値は、荷重角度 $65^{\circ}$ で試験値の1.41倍となり若干の差がみられるものの、小返り角度が大きくなる荷重角度 $45^{\circ}\sim 60^{\circ}$ では試験値の0.92倍~1.14倍と良好に一致している。一方で、レール底部変位の解析値は、試験値の0.47倍~0.71倍であり、試験値と十分に一致しない結果であった。ただし、レール底部変位の解析値と試験値の差は最大でも0.2mm程度であり、両者の差がレールやレール締結装置の応答に及ぼす影響は小さいと考える。

以上のように、レール継目部に対応した FEM 解析モデルは、レール締結装置の性能を評価するうえで重要となるレール頭部変位およびレール小返り角の試験結果を概ね再現していることから、継目部用のレール締結装置の応答を推定するうえで妥当なものであると考える。

#### 4. 継目部用レール締結装置 1組に対する荷重試験方法の検討と妥当性の検証

##### 4.1 レール締結装置 1組に対する荷重試験方法の検討

継目部用レール締結装置の設計荷重のうち、A 荷重(ごく稀に発生する極大荷重)は、継目部を通過する車両の衝撃荷重を考慮し、表1に示した A 荷重の各値に対して次式に示す速度衝撃係数  $k$  を乗じるのが一般的である<sup>8)</sup>。なお、B 荷重(しばしば発生する最大荷重)は一般部用レール締結装置と同様に表1の値としている。

$$k = (1 + 0.5 v / 100) / 1.3 \quad (1)$$

ここに、 $v$ : 列車速度 (km/h) である。ただし、速度

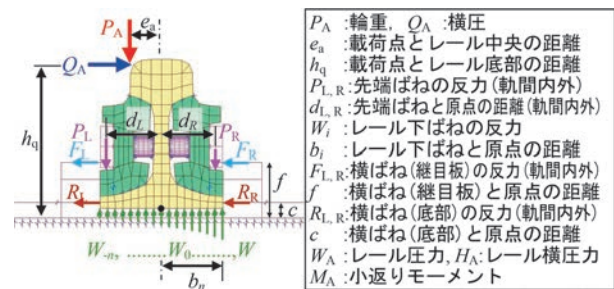


図10 FEM 解析モデルの載荷点直下の力のつり合い

衝撃係数  $k$  は 1.0 以上の値 ( $v \geq 60\text{km/h}$ ) とする。

上記の設計荷重が軌道に作用した際に、レール締結装置 1組分に作用する分散力(レール圧力、レール横圧力、小返りモーメント)は、FEM 解析モデルを用いて算定できる。すなわち、FEM 解析モデルに A 荷重の輪重  $P_A$  と横圧  $Q_A$  が作用した場合、レール圧力  $W_A$ 、レール横圧力  $H_A$ 、小返りモーメント  $M_A$  は、次式に示すように、対象とするレール締結装置の各ばねの反力の総和を計算することで得られる。ここで、各式の記号は図10に示す通りである。なお、B 荷重についても同様である。

$$W_A = \sum_{i=-n}^n (W_i) - (P_L + P_R) \quad (2)$$

$$H_A = R_L + R_R + F_L + F_R \quad (3)$$

$$M_A = \sum_{i=1}^n (W_i \cdot b_i) - \sum_{i=-n}^{-1} (W_i \cdot b_i) + (P_L \cdot d_L - P_R \cdot d_R) + (R_L + R_R) \cdot c + (F_L + F_R) \cdot f \quad (4)$$

レール締結装置 1組で荷重試験をする場合には、式(2)~(4)で算定した分散力をレールに作用させればよい。ただし、通常のレールの高さで上記のレール圧力とレール横圧力を荷重した場合、小返りモーメントが過大となり、式(4)を満足するモーメントは得られない。このため、載荷点高さが通常のレールよりも低い試験用

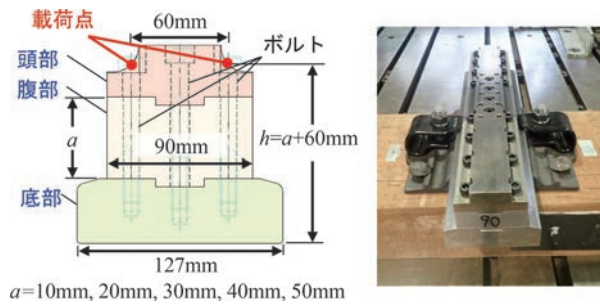


図 11 継目部の試験用レール (50kgN レール用)

レールを使用する必要がある。

そこで本研究では、図 11 に示す継目部の試験用レールを製作した。本レールは、頭部、腹部、底部の 3 つのパーツから構成され、頭部と底部を共通部材とし、腹部を調整部材とすることで高さ調整を図ったものである。

上記の試験用レールを用いて、式 (2)~(4) で得られた A 荷重と B 荷重の分散力を軌間内側と外側から交互に載荷する場合、力とモーメントのつり合いより、試験荷重  $L_A$ 、 $L_B$ 、載荷角度  $\theta_A$ 、 $\theta_B$  および載荷点高さ  $h$  は以下の式で表される。各式の記号は図 12 に示す通りである。なお、 $L_0$  は試験時の安定性を考慮し、 $L_A$  もしくは  $L_B$  の載荷時に反対側から載荷する荷重であり、一般的に 5kN ~ 10kN 程度の値が用いられる。また、式中の載荷点までの水平距離  $e$  は 30mm とし、載荷点高さ  $h$  は、製作した試験用レールの高さ 60mm ~ 110mm のなかで、式 (9)、(10) で得られる  $h$  に最も近いものを採用すればよい。

$$L_A = \sqrt{(W_A - L_0 \sin \theta_B)^2 + (H_A + L_0 \cos \theta_B)^2} \quad (5)$$

$$L_B = \sqrt{(W_B - L_0 \sin \theta_A)^2 + (H_B + L_0 \cos \theta_A)^2} \quad (6)$$

$$\theta_A = \tan^{-1} \left( \frac{W_A - L_0 \sin \theta_B}{H_A + L_0 \cos \theta_B} \right) \quad (7)$$

$$\theta_B = \tan^{-1} \left( \frac{W_B - L_0 \sin \theta_A}{H_B + L_0 \cos \theta_A} \right) \quad (8)$$

$$h = \frac{M_A + e(W_A - 2L_0 \sin \theta_B)}{H_A} \quad (9)$$

$$h = \frac{M_B + e(W_B - 2L_0 \sin \theta_A)}{H_B} \quad (10)$$

#### 4.2 荷重条件の算定と妥当性の検証

前節に示した方法に基づき、レール締結装置 1 組で載荷試験をする場合の荷重条件を計算した。ここでは、軌

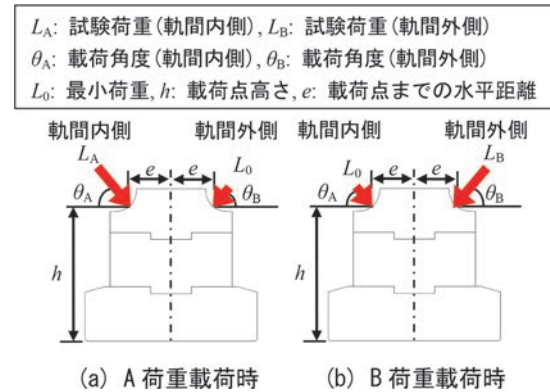


図 12 2 方向載荷の試験荷重

表 2 載荷試験の荷重条件の算定結果

項目		値
試験荷重 (軌間内側)	$L_A$	68.2 kN
載荷角度 (軌間内側)	$\theta_A$	38.5 °
試験荷重 (軌間外側)	$L_B$	39.2 kN
載荷角度 (軌間外側)	$\theta_B$	50.2 °
最小荷重	$L_0$	5 kN
載荷点高さ	$h$	70 mm
水平距離	$e$	30 mm

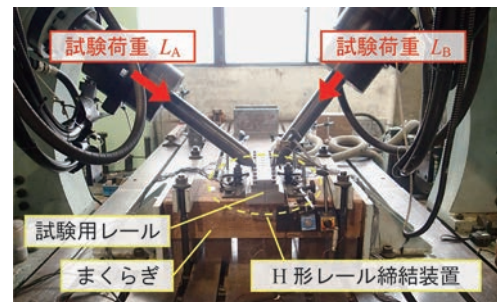


図 13 継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験の状況

道の曲線半径が 600m 未満、列車速度 100km/h の場合を対象とし、表 1 と式 (1) から設計荷重の A 荷重の輪重  $P_A$  を 112.5kN、横圧  $Q_A$  を 69.2kN、B 荷重の輪重  $P_B$  を 86kN、横圧  $Q_B$  を 30kN とした。また、対象とする継目部用レール締結装置は、H 形レール締結装置とした。

まず、2 章に示した FEM 解析モデルに対して、上記の A 荷重と B 荷重を載荷し、式 (2)~(4) から分散力を算定した。つぎに、式 (5)~(10) より、載荷試験の荷重条件を算定した。表 2 に荷重条件の算定結果を示す。

表 2 の荷重条件に基づき、レール締結装置 1 組に対する載荷試験を実施した。図 13 に試験状況を示す。本試験では、まくらぎ上に試験用レールと H 形レール締結装置 1 組を組み立て、試験用レールの軌間内側と外側から交互に試験荷重  $L_A$ 、 $L_B$  を載荷することで、レールの水平変位と小返り角の関係を評価した。

一方で、レール締結装置 1 組の載荷試験との比較のため

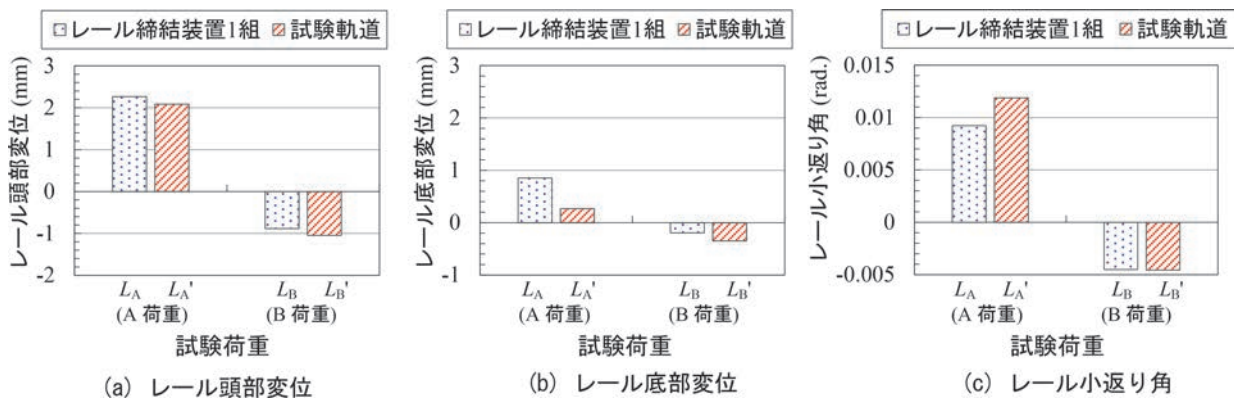


図 14 試験軌道に対する荷重試験結果とレール締結装置 1 組に対する荷重試験結果

め、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道による荷重試験を実施した。試験軌道は、3.2 節に示した試験体と同じとし、試験軌道のレール頭部に A 荷重（輪重  $P_A = 112.5\text{kN}$ 、横圧  $Q_A = 69.2\text{kN}$  の合力  $L_{A'}$ ）と B 荷重（輪重  $P_B = 86\text{kN}$ 、横圧  $Q_B = 30\text{kN}$  の合力  $L_{B'}$ ）をそれぞれ荷重し、荷重とレールの水平変位と小返り角の関係を評価した。

図 14 にレール締結装置 1 組とレール締結装置複数組の試験軌道の荷重試験で得られたレール頭部変位と底部変位、レール小返り角を比較して示す。図 14 より、レール締結装置 1 組のレール頭部変位は、A 荷重に対応した試験荷重  $L_A$  の荷重時で試験軌道の 1.08 倍、B 荷重に対応した試験荷重  $L_B$  の荷重時で試験軌道の 0.85 倍であり、概ね良好に一致している。一方、レール締結装置 1 組のレール底部変位は、 $L_A$  荷重時で試験軌道の 3.15 倍、 $L_B$  荷重時で試験軌道の 0.54 倍であり、特に  $L_A$  荷重時に両者の差が大きい結果であった。レール締結装置 1 組のレール小返り角は、 $L_A$  荷重時で試験軌道の 0.78 倍、 $L_B$  荷重時で試験軌道の 0.99 倍であり、概ね良好に一致する結果であった。

以上より、特に  $L_A$  荷重時のレール底部の左右変位については精度の改善の余地があるものの、レール締結装置の性能を評価するうえで重要となるレール頭部変位およびレール小返り角については両者で概ね一致している。このため、提案した FEM 解析モデルに基づくレール締結装置 1 組の荷重試験の方法は、継目部用レール締結装置の疲労破壊に関する安全性の照査において妥当なものであると考えられる。

## 5. まとめ

レール継目部に対応した軌道の FEM 解析モデルを用いて、継目部用レール締結装置 1 組で疲労破壊に関する安全性を照査するための荷重試験を実施する方法について検討した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) レール継目部を詳細にモデル化したうえで、様々な種類のレール締結装置に対応するために、レールの締結・支持構造を簡略化した軌道の FEM 解析モデルを構築した。
- (2) 継目部用レール締結装置のばね特性を反映させた FEM 解析モデルを用いて、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道の荷重試験結果と比較した結果、レール頭部変位やレール小返り角の解析結果は、試験結果と良好に一致することを確認した。
- (3) FEM 解析モデルを用いて、レール締結装置 1 組に作用する分散力を算定することで、継目部用レール締結装置 1 組で荷重試験をする際の荷重条件の算定方法を提案した。また、レール締結装置 1 組で荷重試験をするうえで必要となる、荷重点高さを調整可能な継目部用の試験用レールを製作した。
- (4) 提案した方法に基づくレール締結装置 1 組の荷重試験とレール締結装置複数組による荷重試験を比較した結果、両者の試験結果は概ね一致し、FEM 解析モデルに基づくレール締結装置 1 組の荷重試験の方法は、継目部用レール締結装置の安全性の照査において妥当なものであることを確認した。

## 文献

- 1) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説—軌道構造、丸善出版、pp.31-78、2012
- 2) 新版軌道材料編集委員会編：新版 軌道材料、鉄道現業社、pp.283-284、2011
- 3) 加藤八洲夫：レール・RAIL、日本鉄道施設協会、pp.124-170、1987
- 4) Yamamoto, T., Umeda, S. and Kanamori, T., "Relationship between Spring Coefficient of Fastening Device and Rail Overturning Angle," Quarterly Reports, Vol.22, No.4, pp.153-156, 1981.
- 5) 弟子丸将, 庄野真也, 片岡宏夫, 古川敦：車両からの作用



- に対するレール締結装置の締結ばねの応答に関する実験的検討, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.18, pp.95-102, 2014
- 6) 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 A1, Vol.73, No.2, pp.330-343, 2017
- 7) 玉川新悟, 弟子丸将, 山本智之: レール継目部に対応した軌道の FEM 解析モデルの構築と継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験方法の検討, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.910, 2022
- 8) 弟子丸将: レール締結装置の性能確認に用いる荷重算定法の改良点, 施設研究ニュース, No.322, pp.3-4, 2017

鉄道総研報告 監修スタッフ

■監修責任者

芦谷公稔

■編集責任者

谷村幸裕

■企画・監修

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

鉄道総研報告 第37巻 第2号

2023年2月1日 発行

監修・発行所：公益財団法人 鉄道総合技術研究所

〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38

©2023 Railway Technical Research Institute

本誌に関するお問い合わせ先  
総務部広報 電話 042-573-7219

# RTRI REPORT

Vol. 37 No. 2

Feb. 2023

## PAPERS

- Roller-rig Test of Instrumented Wheelset Utilizing Shear Strains on Wheel Web  
..... T.HONDO (1)
- Experimental Verification of Handrail Effect on Injury Reduction for Passengers Seated in Long Seats in  
the Event of Collision  
.....K.NAKAI, S.ENAMI (7)
- Track Maintenance Using Track Irregularity Anomaly Detection Method Based on Cluster Analysis  
.....M.MATSUMOTO, M.MIWA, T.OYAMA (13)
- Evaluation Method of Growth Process of Rail Corrugation by Monitoring Rail Vertical Vibration  
.....H.TANAKA, K.KAJIHARA (19)
- Test Method for Loading Tracks Composed of a Set of Rail Fastening Systems for Rail Joints  
..... S.TAMAGAWA, T.DESHIMARU, TYAMAMOTO (25)

