

車輪曲げひずみを用いた  
車輪／レール接触位置の連続測定手法

野口 芳直\* 錦織 大幸\*

## A Continuous Measurement Method of Wheel/Rail Contact Position Using Wheel Bending Strain

Yoshinao NOGUCHI Hiroyuki NISHIKORI

This study proposes a method for continuously measuring wheel/rail contact position based on the measurement of the bending strain of wheel. The optimal placement of strain gauges was determined using finite element analysis. An instrumented wheelset was then fabricated with strain gauges attached at those positions, and a static load test was conducted on the wheelset. We have also developed a method for measuring contact positions by solving a nonlinear equation. This equation uses parameters derived from the relationship between load position and strain gauge bridge output obtained in the static load test. Running tests conducted with railway vehicles confirmed that the proposed method can measure the contact position continuously. Additionally, an evaluation using paint confirmed that the measurement accuracy in this test was  $\pm 2$  mm.

キーワード：車輪／レール接触位置，PQ 測定，乗り上がり脱線，走行安全性，FEM 解析

## 1. はじめに

我が国における鉄道車両の走行安全性評価では、車輪／レール間に作用する輪重 (P) , 横圧 (Q) や、横圧を輪重で除した脱線係数 (Q/P) を、ひずみゲージ (以下、ゲージ) を貼付してセンサ化した専用の輪軸 (以下、PQ 軸) を用いて測定し、それぞれが目安値以下であることを確認する。脱線係数の目安値は、車輪がフランジ直線部でレールと 1 点接触している条件における力のつり合いから求められる Nadal の式に車輪／レール間の摩擦係数 0.3 を代入して得られる限界脱線係数に対して、安全率を乗じて求められる<sup>1)</sup>。したがって現行の脱線係数による評価では、車輪／レール接触位置がフランジ直線部に達していないことを間接的に確認していると考えられることができる。

一方、摩耗やキシリ音対策のためレールに塗油がなされると摩擦係数が 0.3 を下回る場合がある。このとき限界脱線係数は大きくなり脱線に至る可能性は低下すると考えられるものの、脱線係数測定値は一般に増加する傾向<sup>2)</sup>があり、測定値が目安値を超えると危険と判定される。このような本来安全な状態に対する過剰な危険判定を減らすため、まくらぎ方向の車輪／レール接触位置を測定することを検討している。接触位置が得られれば、フランジ直線部で接触していないことを直接確認できるため、より実態に即した評価ができる可能性がある。

接触位置は、たとえば車輪に貼付したゲージを用いて接触位置変化に対する車輪の応力分布変化を測定することで得られ、筆者は接触位置のまくらぎ方向および車輪半径方向変化を考慮した、フランジ接触状態でも測定可能な手法を提案した<sup>3)</sup>。しかし、同手法は間欠的であるほか、検証は台上試験に留まった。

そこで、本研究では従前の提案手法<sup>3)</sup>を基に、車輪がレールに乗り上がる条件においても接触位置を連続的に測定可能な手法を開発した<sup>4) 5)</sup>。本稿では文献 4, 5 に基づき、開発手法の概要ならびに実車両を用いた走行試験による妥当性の検証結果について報告する。

\* 車両技術研究部 車両運動研究室

## 2. 接触位置の連続測定手法

### 2.1 接触位置測定用ひずみゲージ貼付位置の検討

PQ 軸を製作する際は、インバータノイズなどの外乱に対する SN 比を高めるため、一般にゲージは車輪表面の輪重または横圧に対する測定感度が高い位置に貼付する。本件においても接触位置測定用ゲージは、接触位置に対する測定感度が高い位置に貼付し、ブリッジ結線することにした。貼付位置や結線方法は FEM 解析により検討した。図 1 に FEM 解析モデルを示す。解析対象は直径 804mm の PQ 車輪で、車輪中心から 285.5mm の位置に直径 50 mm の輪重測定用孔が 8 つ、等間隔に設けられている。各輪重測定用孔は 12 時方向から時計回りに孔①～孔⑧と定義する。材料物性は一般的な鋼材とし、メッシュ分割にはヘキサ要素を使用した。境界条件として車軸との嵌め合い部を拘束し、輪重、横圧想定荷重（以下、輪重、横圧）50kN および前後接線力想定荷重（以下、接線力）5kN をそれぞれ単独で負荷した。

図 2 に輪重を車輪踏面の反フランジ側端部、またはフランジトップに負荷した際における輪重測定用孔周辺の応力分布例を示す。同図では圧縮方向のひずみ量の増加に伴い、コンター色が青色から赤色となるように示している。孔の左右近傍では、輪重負荷位置に近い側が赤色、反対側が青色と、ひずみ量に明確な差が認められることから、同位置では接触位置変化を捉えることができると考えられる。したがって、各孔の左右近傍を貼付位置の候補とした。ブリッジ結線は接触位置変化に対する感度を高めるためにいくつかの結線方法を試行した結果、反フランジ側、フランジ側のそれぞれで、車輪中心に対して点对称となる位置に貼付されているゲージを用いて 4 回路ずつ、計 8 回路構成（図 3）することにした。また接触位置測定には、各個別ブリッジ回路出力を用いて式(1)の演算により変換した接触位置測定用ブリッジ出力  $c_i$  を用いることにした。なお、図 3 における「IT1」などの文字はゲージの名称を表しており、1 文字目が孔の番号、2 文字目が車輪の裏表（T：反フランジ側、F：フランジ側）、3 文字目が孔の左右（左：1、右：2）と定義している。また、孔①～孔⑤および孔②～孔⑥を用いる出力を 1 系統、その他を 2 系統と定義する。

$$c_i = (CF_{2i-1} + CF_{2i}) - (CT_{2i-1} + CT_{2i}) \quad (i = 1, 2) \quad (1)$$

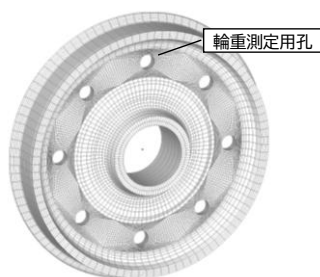


図 1 FEM 解析モデル

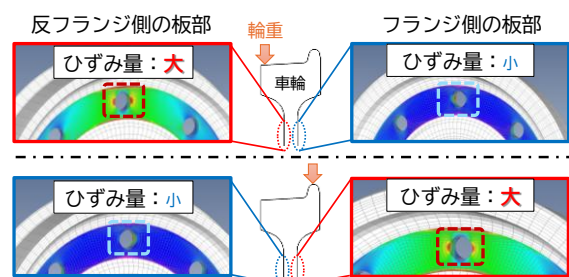


図 2 輪重負荷時の応力分布例

詳細なゲージ貼付位置を決定するため、解析結果を用いて荷重負荷位置とブリッジ感度（単位荷重あたりのブリッジ出力）の関係における回帰直線の傾きおよび切片を導出した。以下では、これらをまとめて接触変数と定義し、ブリッジ種別ごとに表 1 に示す記号で記述する。接触変数の下付き文字  $i$  は系統、P, Q, T は荷重荷重種別を表す。貼付位置を決定するための指標は、接触変数のうち輪重負荷位置（接触位置）に対する測定感度を表す、傾き  $m_p$  とした。

図 4 に輪重の周方向負荷位置と傾き  $m_{p1}$  の関係を示す。凡例は半径方向の貼付位置で、孔中心を基準(0mm)として、車輪中心方向が負となるように定義している。なお、系統間には 90deg の位相差があるものの、波形形状

は同一であることから、同図では代表して 1 系統の結果を示している。傾きは、孔中心から-10mm の位置に貼付した場合に最も大きくなったことから、同位置を半径方向貼付位置とした。一方、周方向については、孔の縁に近いほど応力集中により傾きは大きくなると考えられることから、無理なく貼付できるように、孔の縁から 4 mm の位置とした。

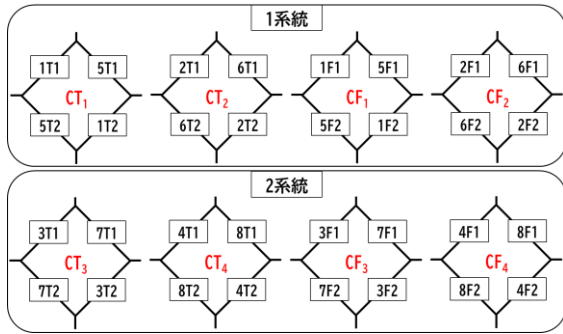


図3 接触位置測定用個別ブリッジ回路

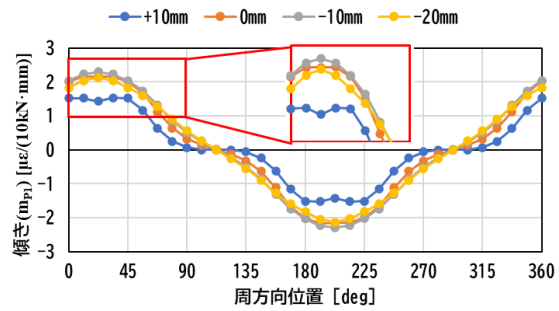


図4 輪重の周方向負荷位置と傾き $m_{p1}$ の関係

表1 接触変数の記号例

ブリッジ種別	傾き [ $\mu\varepsilon / (10\text{kN}\cdot\text{mm})$ ]	切片 [ $\mu\varepsilon / 10\text{kN}$ ]
輪重 (出力: $p_i$ )	$j_{Pi}(\theta), j_{Qi}(\theta), j_{Ti}(\theta)$	$k_{Pi}(\theta), k_{Qi}(\theta), k_{Ti}(\theta)$
横圧 (出力: $q_i$ )	$s_{Pi}(\theta), s_{Qi}(\theta), s_{Ti}(\theta)$	$t_{Pi}(\theta), t_{Qi}(\theta), t_{Ti}(\theta)$
接触位置 (出力: $c_i$ )	$m_{Pi}(\theta), m_{Qi}(\theta), m_{Ti}(\theta)$	$n_{Pi}(\theta), n_{Qi}(\theta), n_{Ti}(\theta)$

※下付き文字*i*は系統, P, Q, Tは負荷荷重種別を表す

## 2.2 接触位置測定用 PQ 軸の校正

解析対象と同じ車輪で構成される PQ 軸に接触位置用ゲージを貼付した図5に示す接触位置測定用 PQ 軸を製作し、校正を実施した。図6に接触位置測定用 PQ 軸のゲージ貼付位置のイメージを示す。接触位置用ゲージの他に輪重・横圧用ゲージも貼付しており、新連続法<sup>6)</sup>用にブリッジ結線している。通常の新連続法用 PQ 軸の校正では、車輪周方向の 32 点に対して、輪重を車輪踏面上の基準位置、横圧を車輪背面の基準位置と同じ高さで負荷して、各荷重に対するブリッジ感度をそれぞれ求める。一方、本件では輪重・横圧ならびに接線力について、荷重の大きさや負荷位置を変化させたときのブリッジ出力をそれぞれ測定し、ブリッジ種別ごとに接触変数を求めた。

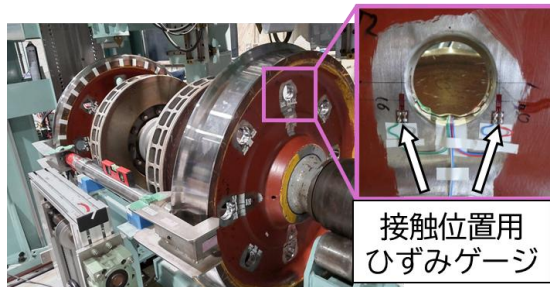


図5 接触位置測定用 PQ 軸の外観

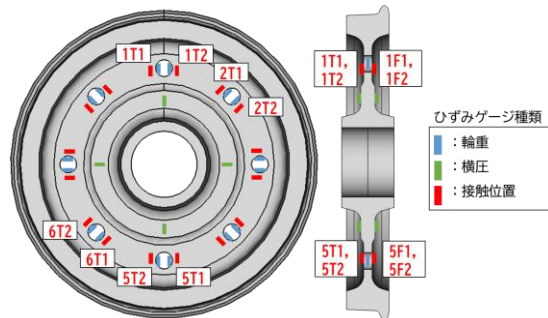


図6 PQ 軸のゲージ貼付位置のイメージ

校正結果の代表例として、輪重負荷時の周方向負荷位置と接触変数の関係を図7に示す。同図では代表して 1 系統の結果を示しており、参考として FEM 解析結果も併せて示している。輪重ブリッジの傾きはほ

ば  $0\mu\epsilon/(10\text{kN}\cdot\text{mm})$  と小さいが、横圧ブリッジの傾きは最大で  $0.4\mu\epsilon/(10\text{kN}\cdot\text{mm})$  程度とやや大きく、曲線通過時などで接触位置が踏面基準位置から大きく移動した場合、新連続法による横圧測定値には、輪重による見かけの横圧が数 kN 程度重畳すると考えられる。また、周方向位置に対して傾きは正弦波状に変化しており、1 系統では  $22.5\text{deg}$  や  $202.5\text{deg}$  周辺では測定感度が高いものの、 $90\text{deg}$  や  $270\text{deg}$  周辺では低かった。一方で、横圧、接触位置ブリッジの切片はそれぞれ最大  $1\mu\epsilon/10\text{kN}$ 、 $6\mu\epsilon/10\text{kN}$  程度と小さいものの、輪重ブリッジは最大約  $30\mu\epsilon/10\text{kN}$  と大きかった。

以上のように荷重の大きさおよび荷重位置が接触変数にそれぞれ影響を及ぼすことがわかった。

なお、解析結果と校正結果を比較すると、傾きは概ね一致したものの、切片は定量的に一部異なる場合が認められた。ゲージ貼付位置のばらつきによるものと考えられる。

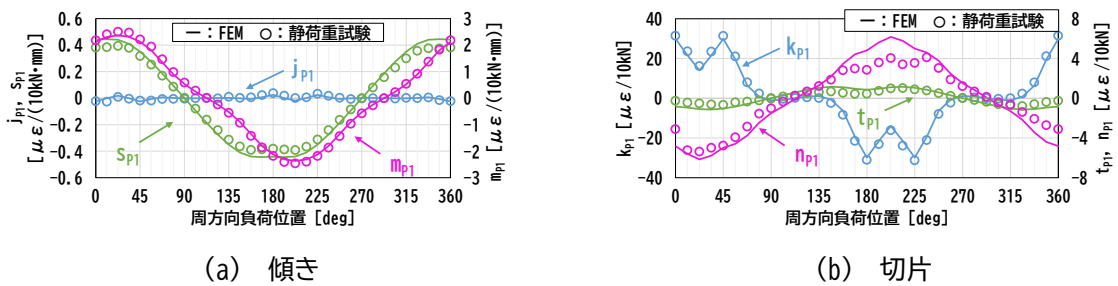


図7 輪重負荷時の周方向負荷位置と接触変数の関係

### 2.3 接触位置の連続推定式

荷重の大きさおよび荷重位置とブリッジ出力の関係（接触変数）が得られたことから、これらを活用した接触位置の連続測定手法について検討した。図8に本件における接触位置測定の座標系を示す。同図では座標軸と併せて接触位置測定用 PQ 軸の車輪踏面形状を示している。踏面基準位置を原点として、まくらぎ方向を x 軸、垂直方向を z 軸とした。以下では、接触位置における z 座標を接触高さとして定義して接触位置と区別する。同車輪は修正円弧踏面形状であり、フランジ直線部の接触位置 (x) は  $36\text{mm}\sim 40\text{mm}$ 、接触高さ (z) は  $10\text{mm}\sim 19\text{mm}$  に概ね相当する。

校正結果から、車輪踏面のある一点に輪重  $P[\text{kN}]$ 、横圧  $Q[\text{kN}]$ 、接線力  $T[\text{kN}]$ （以下、まとめて接触力）が図8に示す方向に同時に作用する条件において、輪重ブリッジ出力  $p_i[\mu\epsilon]$ 、横圧ブリッジ出力  $q_i[\mu\epsilon]$ 、ならびに接触位置ブリッジ出力  $c_i[\mu\epsilon]$  は、接触変数を用いて式(2)～式(4)のように表せる。

$$p_i = (j_{Pi}(\theta)x + k_{Pi}(\theta))\frac{P}{10} + (j_{Qi}(\theta)z + k_{Qi}(\theta))\frac{-Q}{10} + (j_{Ti}(\theta)x + k_{Ti}(\theta))\frac{T}{10} \quad (2)$$

$$q_i = (s_{Pi}(\theta)x + t_{Pi}(\theta))\frac{P}{10} + (s_{Qi}(\theta)z + t_{Qi}(\theta))\frac{-Q}{10} + (s_{Ti}(\theta)x + t_{Ti}(\theta))\frac{T}{10} \quad (3)$$

$$c_i = (m_{Pi}(\theta)x + n_{Pi}(\theta))\frac{P}{10} + (m_{Qi}(\theta)z + n_{Qi}(\theta))\frac{-Q}{10} + (m_{Ti}(\theta)x + n_{Ti}(\theta))\frac{T}{10} \quad (4)$$

ここで  $x, z[\text{mm}]$  は、それぞれ接触位置および接触高さの座標である。なお、横圧は校正における荷重方向と逆向きを正とするため、符号を負としている。

車輪踏面形状を計測することで、 $z$  は  $x$  の関数として扱うことができるので、接触位置における車輪周方

向位置 $\theta$ とブリッジ出力, ならびに接触力が得られれば, 式(2)~式(4)のいずれかを $x$ について解くことで接触位置が得られる.  $\theta$ は, たとえば車軸軸端に取り付けた新連続法用エンコーダにより得られる. 接触力は新連続法により得られるが, 曲線走行時などで接触位置が踏面中心から大きく離れると, 新連続法による横圧には, 輪重による見かけの横圧が重畳する. また, 出力 $p_i$ は出力 $q_i$ ,  $c_i$ よりブリッジ感度が低くノイズの影響を受けやすい. そこで, 式(3)と式(4)を用いて,  $Q$ を消去することで得られる式(5)(以下, 推定式 $f_i(x)$ )について考える.

$$f_i(x) \equiv c_i - (m_{pi}x + n_{pi})\frac{P}{10} - (m_{Ti}x + n_{Ti})\frac{T}{10} - (m_{Qi}z + n_{Qi})\left\{\frac{q_i - (s_{pi}x + t_{pi})\frac{P}{10} - (s_{Ti}x + t_{Ti})\frac{T}{10}}{s_{Qi}z + t_{Qi}}\right\} = 0 \tag{5}$$

推定式は $x$ に関する非線形方程式であり, 同式を解くことで接触位置 $x$ が得られると考えられる. しかし, 接触変数の値, すなわち周方向位置 $\theta$ によっては解を複数持つ場合が考えられるほか, ブリッジ出力や接触変数は系統間で90degの位相差があることから, 推定式も系統間で同様の位相差があると考えられるため, 車輪全周にわたって接触位置に対する測定感度が高くなるように系統を使い分けることが望ましい. そこで, いずれの周方向位置においても推定式が単一解をもち, かつ測定感度が高くなるように, 周方向位置に応じて重み付けした各系統の推定式の和で表される式(6)の非線形方程式(以下, 連続推定式 $g(x)$ )を解くことで接触位置 $x$ を得ることとした.

$$g(x) \equiv w_1 \times f_1(x) + w_2 \times f_2(x) = 0 \tag{6}$$

ここで $w_1, w_2$ は $f_1(x)$ と $f_2(x)$ の重みを決める関数(以下, 推定式の重み付け関数)で, 図9に示すように周方向位置によって系統を使い分けるために矩形波状とした.

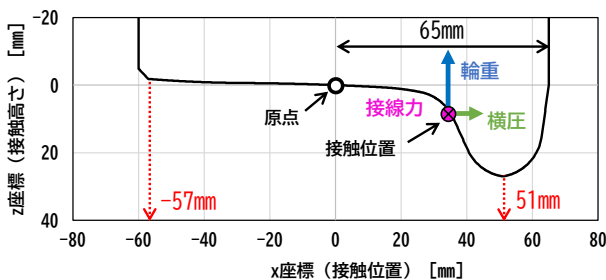


図8 接触位置測定の座標系

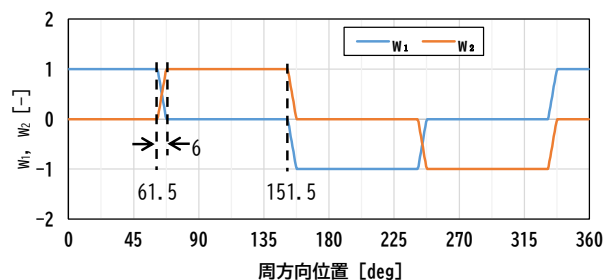


図9 推定式の重み付け関数

## 2.4 接触位置の補正

前節で導出した連続推定式では, 新連続法による輪重, 接線力測定値を用いる. しかし, 新連続法では接触位置の移動による影響を考慮しておらず, これによる測定誤差が接触位置求解に影響を及ぼす. そこで, 最初に連続推定式により求解した接触位置(以下, 仮接触位置)を用いて新連続法による測定値を補正し, これら補正值を用いて接触位置を再計算することとした. 以下に再計算の手順を示す.

- ① 仮接触位置を用いて、式(7)で表される輪重ブリッジ出力 $p'_i$ を算出する。なお、出力 $p'_i$ は接触位置が0mmとなるように補正した輪重ブリッジ出力とみなすことができる。式(7)中の $Q_{corr}$ は、接触位置の移動による影響を補正した横圧（以下、補正横圧）で、式(8)で得られる横圧ブリッジ出力 $q'_i$ に、新連続法の重み付け関数<sup>6)</sup> ( $S_Q, C_Q$ ) を乗じ式(9)で求める。

$$p'_i = p_i - k_{Qi} \frac{-Q_{corr}}{10} - \left( j_{Pi} x_{temp} \frac{P}{10} + j_{Qi} z_{temp} \frac{-Q_{corr}}{10} + j_{Ti} x_{temp} \frac{T}{10} \right) \quad (7)$$

$$q'_i = q_i - (s_{Pi} x_{temp} + t_{Pi}) \frac{P}{10} - s_{Qi} z_{temp} \frac{-Q}{10} - (s_{Ti} x_{temp} + t_{Ti}) \frac{T}{10} \quad (8)$$

$$Q_{corr} = [S_Q \quad C_Q] \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

- ② 出力 $p'_i$ を用いて、接触位置の影響を補正した輪重、接線力（以下、それぞれ補正輪重 $P_{corr}$ 、補正接線力 $T_{corr}$ ）を式(10)により算出する。ここで、式(10)中の $S_{P_{corr}}$ や $C_{P_{corr}}$ などは補正した重み付け関数で、新連続法の重み付け関数を再計算するための低速走行試験において、出力 $p'_i$ を用いて作成したものである。

$$\begin{bmatrix} P_{corr} \\ T_{corr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{P_{corr}} & C_{P_{corr}} \\ C_{T_{corr}} & S_{T_{corr}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p'_1 \\ p'_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

- ③ 式(4)の左辺と右辺の差で表される式(11)に補正輪重、補正横圧、補正接線力を代入し、さらに同式を連続推定式（式(6)）に代入して、接触位置を求解する。このようにして得られた解を、以下では補正接触位置 $x_{corr}$ と定義する。

$$f_i(x) \equiv c_i - (m_{Pi} x + n_{Pi}) \frac{P_{corr}}{10} - (m_{Ti} x + n_{Ti}) \frac{T_{corr}}{10} - (m_{Qi} z + n_{Qi}) \frac{-Q_{corr}}{10} \quad (11)$$

## 2.5 接触位置連続測定手法

前節の提案手法を、実車両を用いた走行試験時に適用する場合について検討した。走行試験時における接触位置の求解手順を図10に示す。同図では、走行試験中に得られる測定データを青枠、校正で得られる接触変数など、走行試験前に得られるデータを緑枠で囲んでいる。

走行試験前には、校正により接触変数や新連続法の重み付け関数を得るほか、低速走行試験により補正した新連続法の重み付け関数を取得する。また車輪踏面形状も予め測定しておく。

走行試験中には、各ブリッジ出力ならびに車輪回転角を同期測定する。得られたブリッジ出力測定値に対しては基線補正するための遮断周波数0.1Hzのローパスフィルタ処理（以下、LPF処理）値による減算処理を行った後、新連続法により接触力を算出するとともに連続推定式を用いて仮接触位置を求解する。そして仮接触位置を用いて補正した接触力を用いて補正接触位置を求解する。最後に、各種測定値に対して100HzのLPF処理値を出力する。

なお、連続推定式の求解時は、解の探索範囲を、接触位置が実際に取り得る-57mm～51mm（図8参照）に設定し、範囲外の解が得られた場合、本件では暫定処理として直前の求解結果を参照して、0mm以上で

あれば 51mm, それ以外は-57mm に解を置き換えた。また, 現状では測定終了後にオフラインで接触位置を求解しており, リアルタイム処理化が今後の課題である。

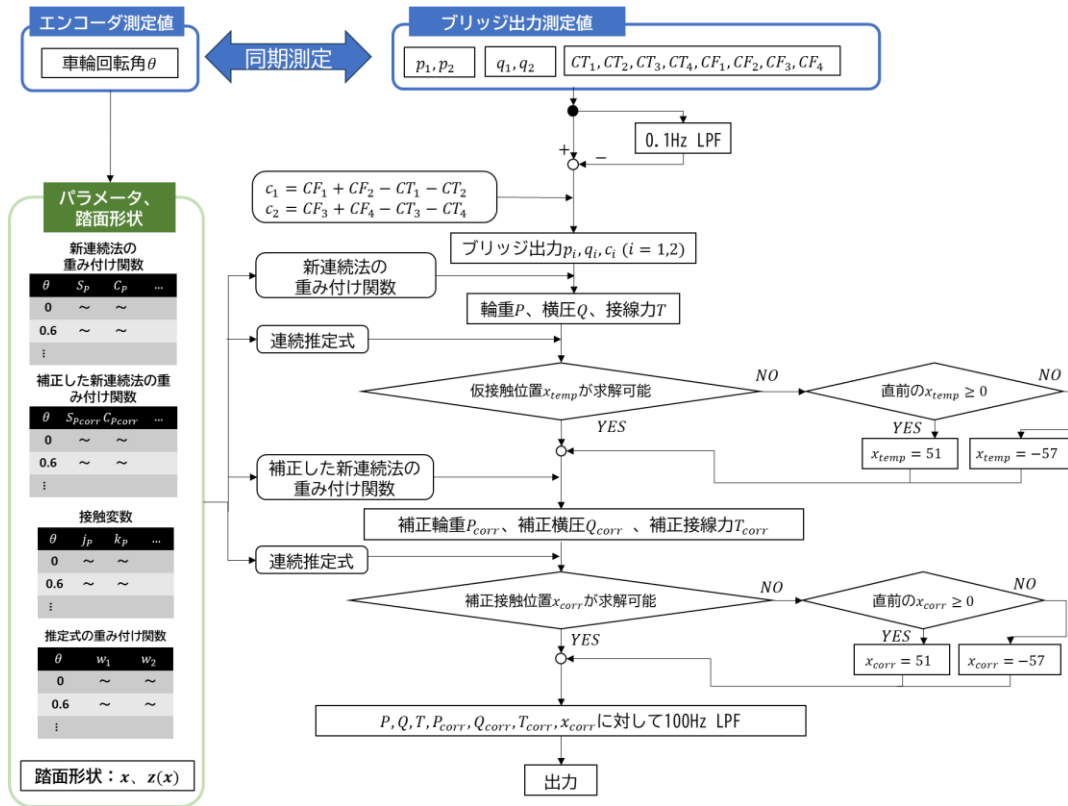


図 10 走行試験時における接触位置の求解手順

### 3. 実車両を用いた走行試験による妥当性検証

#### 3.1 試験条件および測定項目

図 10 で示した接触位置連続測定手法の妥当性を検証するため, 鉄道総研の所内試験線 (曲率半径 160 m および 100m の 2 曲線で構成) にて, 車輪がレールに乗り上がる条件を含む接触位置測定試験を実施した。供試車両は鉄道総研所有の在来線試験車両 (軸重約 80kN) で, 進行方向第 1 軸に接触位置測定用 PQ 軸を組み込んだ (図 11(a))。車両条件は, 通常空車状態 (以下, 通常条件) と, 軸ばねライナー量や LV 棒長さの調整によって外軌側輪重が小さくなるように 50% 程度の輪重アンバランスを設けた状態 (以下, アンバランス過大条件) の 2 種類とした。主な測定項目は, 内外軌の各種ブリッジ出力と, 車輪回転角, カメラ映像 (HD 画質, 30fps) である。同 PQ 軸では片側車輪につきブリッジを 12 回路 (計 48 極) 構成していることから, 新連続法用エンコーダ付スリップリング (20 極) ではエンコーダパルスのみを取得し, ブリッジ出力はすべて無線送受信機を用いて測定した (図 11(a))。また, 車輪回転角はエンコーダパルスのカウントをアナログ出力に変換して, 同無線機にて同期測定した。無線機のサンプリング周波数は 1024Hz とした。カメラは車輪後方において, 台車枠から伸ばした治具に取り付けた。進行方向前側の台車枠には, 後述の塗料噴射で使用する塗料噴射装置を取り付けた (図 11(b))。

試験前後に測定した車輪踏面形状は設計形状と一致したことから, 本件では設計形状における踏面座標を用いて接触位置を求解した。以下では, 内外軌の測定値に対してそれぞれ「A」, 「B」を付記して区別する。



図 11 所内走行試験時の仮設状況

### 3.2 通常条件における接触位置測定例

通常条件で最高速度 30km/h で走行した際における接触位置測定波形を試験線の線形とともに図 12 に示す。図 12(a), (b)がそれぞれ外軌, 内軌の測定波形, 図 12(c)が R160 曲線中における外軌側の拡大波形を示している。図 12(a)に示すように, 曲線通過中の補正接触位置 (図中の黒線) には急曲線走行に伴う車輪/レール接触位置の前後方向の移動や, 校正時における接触変数の測定誤差に起因すると考えられる  $\pm 5\text{mm}$  程度の周期的変動が認められた。この変動は車輪一回転 (約 2.5m) 周期で認められたが, カメラ映像では車輪/レールの相対位置に顕著な変化は認められなかったことから, 同変動は実現象とは異なると考えられる。このため, 図 12 ではウィンドウ幅 2.5m の中心化移動平均処理により同変動を除去した波形 (下付き文字 mov を付記。以下, 移動平均接触位置) を赤線で併せて示している。補正接触位置は, 試験区間で連続的に得られており, 曲線では外軌側がフランジ方向, 内軌側が反フランジ方向へ移動していることが確認できた。また, 25m 周辺の片開き分岐は背向で基準線側を, 150m 周辺の片開き分岐は対向で分岐線側を通過しており, いずれも補正接触位置はクロッシング通過時に急峻に変動した。なお, 内軌側の 200m ~ 240m 付近では周辺と比較して接触位置が反フランジ側となっているが, これは当該区間では摩耗した 50PS レールが使用されており (他区間は 50N レール), 接触状態が異なっていたことが要因と考えられる。

一方, 移動平均接触位置は, クロッシング通過時の急峻な変動は確認できないものの, 軌道変位による緩

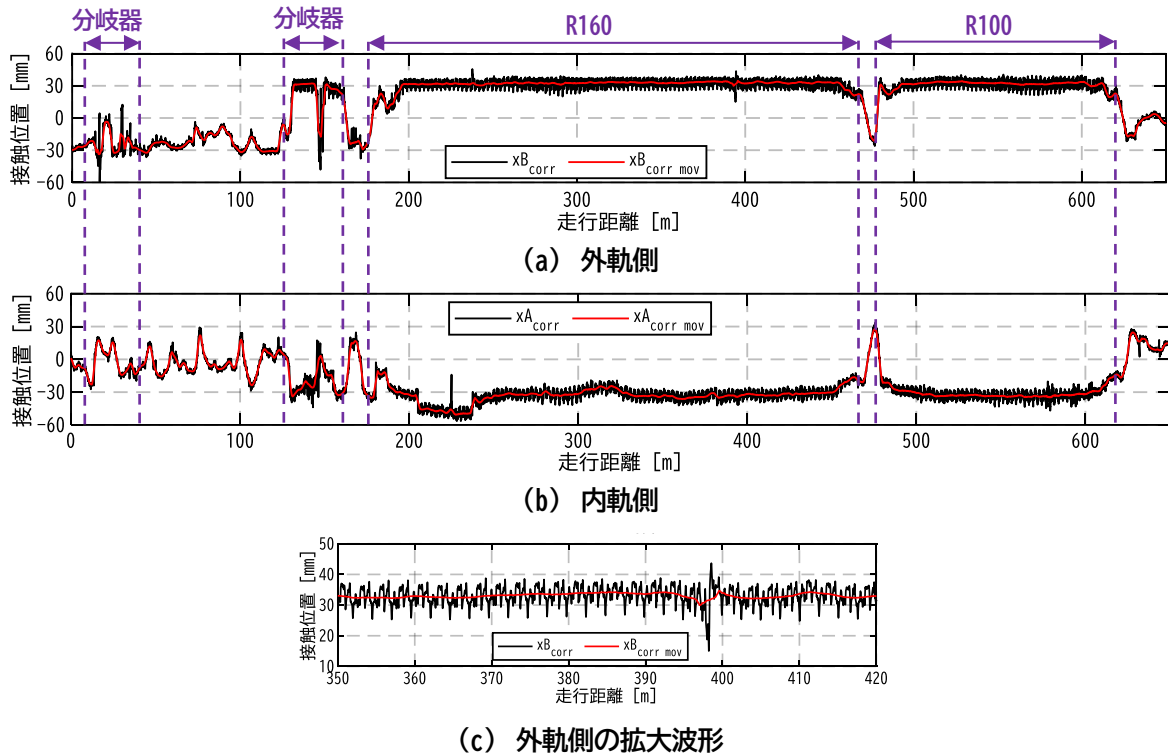


図 12 通常条件における接触位置測定波形

やかな接触位置変化は確認可能で、補正接触位置に認められた周期的変動は除去されていた。

各曲線通過中の外軌側移動平均接触位置は 32mm 程度で推移し、400m 付近のレール継目近傍（図 12(c) 参照）や 600m 付近（R100 の出口側緩和曲線内）においても最大 35mm と、いずれもフランジのど部での接触にとどまった。なお、直線区間における接触位置変化は、軌道変位によるものと考えられる。

### 3.3 開発手法の妥当性検証

車輪踏面に吹き付けた塗料が、レールとの接触により剥離した範囲をカメラ画像から読み取ることで走行中の接触位置を連続的に直接測定し、移動平均接触位置と比較することで開発手法の妥当性を検証した。ここで、開発手法では車輪／レールの接触面内における荷重中心位置が得られる一方で、塗料による接触位置の直接測定では塗料の付着領域と剥離領域の境（以下、剥離座標）しか得られないため、フランジ側と反フランジ側の剥離座標間などの位置が荷重中心となっているかを連続的に特定するのは難しい。そこで、本件では各剥離座標、および剥離座標間の中心（以下、接触中心）と移動平均接触位置を比較した。なお、剥離座標は、カメラ画像を 2 値化処理し、塗料の付着領域と剥離領域の境をプログラムにより自動探索することで取得した。比較区間は塗料剥離が明瞭となる曲線中とした。

図 13 に外軌側の剥離座標を、同時に測定した移動平均接触位置とともに示す。アンバランス過大条件にて、走行速度を約 5km/h とし、外軌側車輪に初めて塗料噴射を行ったときの結果で、同図で示した剥離座標は 2.5m の移動平均処理値である。なお、同測定では沿線の草木により一時的に遮られたことで剥離座標の探索に失敗する画像（フレーム）が認められたため、図 13 では同フレームの直前直後のフレームでの剥離座標の平均値で代用した結果を示している。190m や 470m 付近など一部の箇所で乖離が認められたものの、移動平均接触位置はほとんどの区間で剥離座標間に存在していたことから、本手法は妥当であると考えられる。なお、190m や 490m 付近での乖離はフランジ部と踏面部での 2 点接触、470m や 600m 付近での乖離は、塗料の剥離が十分でなかったことによる誤検知によるものである。

図 14 に外軌側における接触中心と移動平均接触位置の関係を示す。剥離座標の誤検知や 2 点接触があった区間を除いて評価するため、図 13 の概ね 210m～460m 区間、および 510m～590m 区間での結果を示している。接触中心に対して移動平均接触位置は概ね ±2mm の範囲内で分布したことから、本試験における移動平均接触位置のまくらぎ方向の測定精度は ±2mm 程度であったと考えられる。

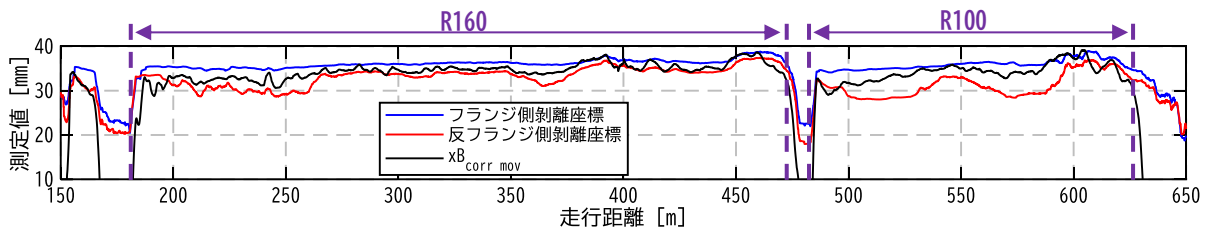


図 13 外軌側の剥離座標と移動平均接触位置

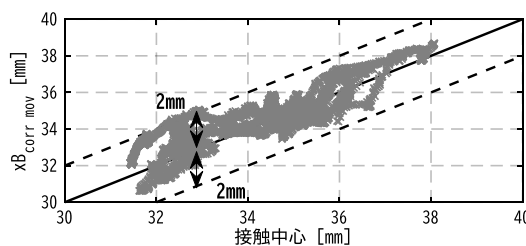


図 14 接触中心と移動平均接触位置の関係

### 3.4 乗り上がり発生時の接触位置測定例

アンバランス過大条件ならびに通常条件で走行した際における、外軌側の接触高さを図 15 に示す。接触高さは移動平均接触位置と車輪踏面座標から算出しており、フランジ直線部に相当する範囲（ $z \approx 10\text{mm} \sim 19\text{mm}$ ）を塗りつぶして示した。接触高さは通常条件では 400m 付近にて最大 8mm 程度とフランジ直線部に達していないものの、アンバランス過大条件では 250m 付近からフランジ直線部での接触を始め、R160 では完全には乗り上がらなかったものの、R100 の出口側緩和曲線内（595m 付近）では車輪がレールに完全に乗り上がった。

以上のように、開発手法により車輪がレールに乗り上がる場合でも接触位置を測定できることがわかった。また、接触高さを用いて乗り上がりの危険性を直接確認できる可能性があることがわかった。

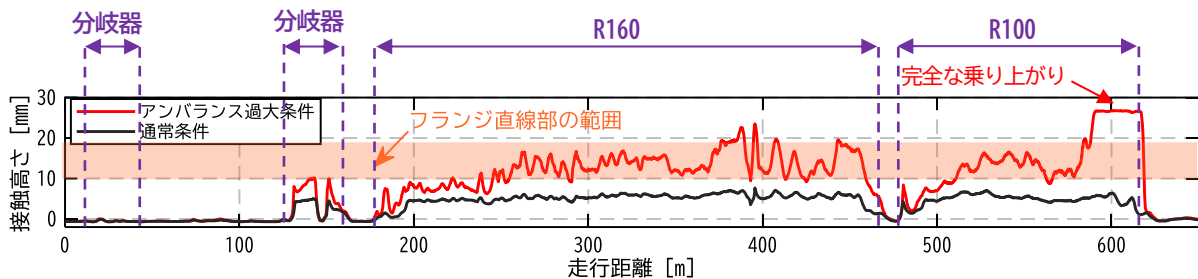


図 15 接触高さの測定例

## 4. まとめ

本研究では荷重とブリッジ出力の関係から得られるパラメータなどで構成される非線形方程式を解くことを特徴とする車輪／レール接触位置の連続測定手法を開発し、その妥当性を所内走行試験にて確認した。

今後は移動平均処理前における接触位置測定値の精度向上に取り組むとともに、開発手法による接触位置測定値を活用した乗り上がり脱線の影響因子解明を進め、将来的には接触位置情報を用いた新たな走行安全性評価手法の開発に取り組む予定である。

## 文献

- 1) 鉄道総合技術研究所編，運輸省鉄道局監修：在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説，1993
- 2) 事故調査検討会：帝都高速度交通営団 日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書，2000
- 3) 野口芳直：ひずみゲージを用いた車輪／レール接触位置測定手法の検討，電気学会論文誌 D（産業応用部門誌），Vol.141, No.3, pp.1-8, 2021
- 4) 野口芳直，錦織大幸：ひずみゲージによる車輪／レール接触位置の連続測定手法の検討，日本機械学会論文集，Vol.90, No. 935, 2024
- 5) 野口芳直，錦織大幸，小林尊仁，川越夏樹：車輪曲げひずみを用いた車輪／レール接触位置の連続測定手法（実車両を用いた乗り上がり時を含む接触位置測定手法の妥当性検証），日本機械学会論文集，Vol.91, No. 951, 2025
- 6) 石田弘明，植木健司，深沢香敏，手塚和彦，松尾雅樹：輪重，横圧，脱線係数連続測定装置の開発，鉄道総研報告，Vol. 7, No. 8, pp.25-32, 1993