# 平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)

S8-3-5. 車輪/レール(軌条輪)間の接触範囲測定実験

[機] 〇土井 久代 [機] 宮本 岳史 [機] 飯田 浩平 中村 崇

(鉄道総合技術研究所)

# Measurement of Contact Area between Wheel and Rail Hisayo DOI, Takefumi MIYAMOTO, Kohei IIDA and Takashi NAKAMURA (Railway Technical Research Institute)

Considering simulations of railway vehicle dynamics or wear of wheel and rail, we need to deal with problems on the interaction between wheel and rail, such as a position of a contact point, contact stress and creep force exerted on a contact area. Usually, a contact point is calculated geometrically based on a position of a wheelset on rails, and the size of the contact area and the distribution of the contact stress are obtained according to Hertz theory. It is considered, however, Hertz theory is not always applicable to contact between wheel and rail, therefore it is important to measure the contact area between a real wheel and rail to evaluate the theory. Using a full-scale wheelset, we measured the contact widths on the wheel surface in the lateral direction as the wheelset rolled on a roller rig under conditions of a couple of angle attack and several wheel loads. Then we compared the results with diameters of contact ellipses calculated by Hertz theory.

キーワード:輪軸、接触領域、Hertz の接触理論、輪重、アタック角 Keywords: Wheelset, Contact area, Hertz theory, Wheel load, Angle of attack

## 1. はじめに

鉄道車両の運動解析や車輪およびレールの摩耗の検討を 行う際には、車輪/レールの接触位置と接触面に働く面圧 および接線力を知る必要がある。このとき、接触位置は、 輪軸の姿勢に応じた車輪/レールの3次元的な接触幾何計 算により求め、接触面の大きさと面圧分布は、接触面形状 が楕円であると仮定した Hertz の接触理論<sup>1)</sup>を用いて計算 する場合が多い。ただし、実物車輪とレールの接触におい て、Hertz 理論が適用できる範囲は限られると考えられ、実 際の接触面形状と理論計算による接触楕円との関係を把握 しておくことが重要である。

転走する輪軸の車輪/レール接触面形状及び面圧に関し、 これを実測する研究が実験室レベルで進められているが<sup>20</sup>、 現時点では車輪とレールの各接触位置に対応した接触面形 状を精度良く測定できる段階には至っていない。そこで 我々は、第一段階として、車輪とレールの左右方向(車軸 方向)接触位置と接触面の幅を、鉄道総研所有のクリープ 力試験装置と実物の輪軸を用いて測定し、Hertz 理論で計算 した接触楕円と比較した。以下には、輪軸のアタック角や 軸箱上下荷重を変化させたときの測定結果を報告する。

# 2. 実験概要

# 2.1 実験装置

実験は、鉄道総研所有のクリープ力試験装置で実施した。 この装置は、実物輪軸の車輪と軌条輪の間のクリープ力特 性を調べるためのものである。輪軸の左右軸箱には、上下 方向に油圧アクチュエータを接続し、上下荷重を左右独立 に制御することで、実験条件に見合った輪重を負荷するこ とができる。また、軸箱の前後方向には長さを調整できる アームが取り付けられており、曲線通過を模擬した一定の アタック角を与えた状態での走行が可能である。

供試輪軸の車輪には、ひずみゲージを貼り付け、輪重 *P* および横圧 *Q* は新連続 P Q処理装置を用いてひずみ量を処 理することでデータを集録した。

## 2.2 実験方法

供試輪軸のアタック角を設定し、軌条輪を回転して輪軸 が釣り合い位置に移動した後停止させる。その後、車輪表 面に黒色の油性インクで帯状の印をつける。これらの準備 ができたら、再度、輪軸を左右振動が生じないようにゆっ くりと転走させ、上下荷重を設定条件に見合うように設定 し、輪重および横圧のデータを10秒間、パソコンに集録す る。輪重と横圧のデータは、10秒間の平均値をもって、実 験結果とする。

一方、先に車輪につけた帯状の印は、車輪と軌条輪が接 触していた範囲だけ、油性インクが剥がれた状態になって いる(図1)。そのインクの剥がれた位置を、ボール紙で作 成した車輪形状の型紙にうつし取り、接触範囲の実験結果 とする。

# 平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)



(b) 踏面接触側車輪

# 図 1 車輪/軌条輪間接触範囲測定 (車輪上の接触痕)

#### 2.3 実験条件

本実験で設定した条件を表 1 に示す。実験に使用した輪 軸および軌条輪の形状はそれぞれフランジ角 65°の在来線 修正円弧踏面と 60kg レールである。双方ともに実験前に削 正を施して形状を整えてあり、摩耗はしていない。車輪踏 面部の接触とフランジのど部の接触域を比較するため、ア タック角は 0.01 と 0.48°の2条件とした。輪重は 15~ 70kN に相当するように、クリープ力試験装置の上下荷重を 制御した。ここで、軸箱に負荷する上下荷重は、左右とも 同等量とした。

項目1	項目2	条件
輪軸	踏面形状	在来線修正円弧踏面
	車輪径	847mm
軌条輪	頭頂面形状	60kg レール頭頂面
	軌条輪径	1600mm
	軌間	1067mm
	タイプレート角	1/40
走行速度	3km/h	
アタック角	0.01°,0.48°の2条件	
輪重	15~70kNの間の7条件	

#### 表 1 実験条件

### 3. 実験結果と Hertz の接触理論

## 3.1 輪重と法線力

実験で測定された輪重 Pと、Hertz の接触理論を適用す る際に必要となる法線力 Nの関係は図 2のようになった。 法線力 Nは、接触範囲の中心位置を名目上の接触点位置と して、そこでの車輪とレールの幾何情報と輪重・横圧・前 後接線力の測定値から算出した。

輪重を調節するためにクリープ力試験装置で制御した上 下荷重は、左右ともに同等量を負荷したが、アタック角が 大きい 0.48°の場合の方が、左右の輪重のアンバランスが 大きくなった。また、輪重が大きく、アタック角が生じて、 接触点がフランジのど部にあるときは、輪重と法線力の値 に差が発生し、後者の方がわずかに大きいが、それ以外で は、車輪/レール間の接触角が小さいため、法線力は輪重 とほぼ同じ位であった。



図2輪重Pと法線力Nの関係

### 3.2 法線力と接触点の移動

車輪踏面形状上の原点を、車輪バック面の位置から車軸 方向(y方向)に65mmの位置として、図3に、アタック 角が0.01°で踏面で接触している場合の、接触点と各接触 点が測定されたときの法線力を示す。ここで示した接触点 は、3.1節に記したように、実験で得られた接触範囲の左右 方向の中心位置である。図3には、左右の車輪のうち片側 だけを示してあるが、アタック角は約0であるので、反対 側の車輪の接触点も図3と輪軸にほぼ左右対称な位置にあ った。

この図より、接触点は法線力の増加に従って、フランジ 側から反フランジ側へと移って行くことが分かる。即ち、 接触範囲はある一点の接触点を中心に拡大していくわけで はない。法線力は、左右軸箱に負荷する上下力によって決 まるが、法線力が小さい場合にフランジ側にあった接触点 は、左右軸箱に負荷される荷重によって輪軸がたわむこと で、法線力の増加とともに反フランジ側へと移動したもの と考えられる。接触点は、法線力が14kN~74kNの範囲で は、車軸方向に3.7mm 移動した。



図3法線力と接触点位置の関係(アタック角0.01°)

# 平成 16 年 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'04)



図 4 法線力と接触点位置の関係 (アタック角 0.48°, フランジ接触側車輪)

アタック角が 0.48°の場合で、フランジのど部で接触し ている車輪の接触点と法線力の関係を図 4 に示す。この場 合、接触点は法線力が増加するにしたがってフランジ側に 移動し、一方、踏面接触側車輪の接触点は、反フランジ側 へ移動していくことを確認した。

### 3.3 左右方向接触範囲と Hertz の接触理論

法線力と接触点における車輪と軌条輪の曲率の情報を用 い、Hertzの接触理論に基づいて算出した計算値と接触範囲 の実験値との比較を行った。法線力 Nが 30kN の場合の、 接触範囲の実験値と Hertz 理論による計算値を、図5(ア タック角 0.01°)と図6(アタック角 0.48°)に示す。図 中、接触点(実験左右方向接触範囲の中心)は点(O)、実験 値は太線、計算値は Hertz の接触楕円で表している。実験 からは車軸方向の接触範囲情報だけが得られる。一方、 Hertz 理論の計算値は車輪長手方向の接触楕円半径も出力 として与えられるので、図には長手方向の径を 90°回転し て、接触楕円を yz 平面上に示した。Hertz 理論では、接触 する 2 物体は弾性変形し、接触領域は平面になると仮定し ているが、実験で得た左右方向の接触範囲を車輪形状の上 に投影してできる弧の長さ(図 5 と図 6 でいえば図中の太 線の長さ)を接触範囲として、法線力との関係を図 7 と図 8 に示し、Hertz の接触楕円の径と比較した。

アタック角が 0.01°で、左右双方の車輪とも軌条輪と踏 面で接触している場合(図 5 と図 7)、Hertz 理論による計 算値の方が実験値よりも多少大きめに計算されていた。そ の差は最大で 2mm 程度であった。Hertz 理論によれば、接 触楕円の半径は法線力 Nの 1/3 乗に比例して増加する特性 を示すが、実験で得られた接触範囲の法線力 Nに対する増 加は、Hertz 理論によって与えられる特性にほぼ一致する傾 向が見られた。

アタック角 0.48°の踏面接触側車輪(右側車輪)では(図 6と図 8下)、アタック角 0.01°の場合ほど、実験値と計算 値は一致していないが、法線力の増加に対して、接触範囲 も増加する傾向を実験値では捉えている。最も大きな法線 力 Nが負荷されているため、弾性的な変形も大きくなると 考えられる法線力が約 72[kN]の場合の計算値は、それより も小さな法線力の場合に比べて、接触範囲が小さくなって いた。Hert 理論では、接触する 2 物体の接触点における曲 率を計算に用いるが、法線力が 72kN の場合には、車輪形 状が 1/100 勾配の直線部分に接触点があるとして計算した ものである。これ以外の法線力での接触点は曲率半径 900mm(曲率半径の中心は車輪外部)の範囲にあった。







図 6 接触範囲の実験値と Hertz の接触理論による計算値の比較(アタック角 0.48°, 法線力約 30kN)



この 1/100 勾配の直線部分は左右方向にわずか 5.15mm の 範囲であり、曲率半径の中心が車輪内側にある曲率半径 400mm の円弧と曲率半径の中心が車輪外側にある曲率半 径 900mm の円弧に挟まれている。Hertz 理論では、接触す る 2 物体は半無限物体であるとし、それぞれの物体の曲率 は一定であるという仮定に基づいて接触領域を計算する。 接触域が増大すれば、車輪形状の曲率が異なる範囲にまで 実際には拡大するはずであるが、Hertz 理論の仮定の範囲で はこれを表現できないため、このような結果になったと考 えられる。

アタック角が 0.48°で、図 6 のようにフランジのど部で 接触したフランジ接触側車輪では、踏面で接触している場 合に比べて、計算値と実験値の差が大きくなり、その傾向 は法線力の増加によって顕著になった(図 8 上)。Hertz 理 論では、接触する2つの物体は弾性的に変形して接触平面 をつくると仮定しているが、フランジのど部とゲージュー ナーの接触では、双方ともに曲率が大きく、かつ曲率半径 の中心が同じ側(軌条輪内部)にあるために、接触してい る領域は平面にならず、曲面で接触していると考えられる。 そのために計算値と実験値の差が大きくなったものと考え られる。踏面での接触に関しては、車輪・軌条輪双方の接 触点における曲率が小さく、接触面が概ね平面であると考 えてよい接触状態になっているので、計算値と実験値の差 が小さいと考えることができる。

# 3.4 有限要素法による弾塑性解析

参考として、有限要素法(FEM)による弾塑性解析を用 いた車輪/軌条輪間の接触形状の計算を試みた。アタック 角 0、輪重 29.8kN の場合の接触状況と接触形状を図 9に示 す。図 5 左と比べると、接触している場所は概ね実験値に 近いが、接触範囲は実験値の方が大きいという結果になっ た。また、接触形状は楕円ではなく、車輪フランジに近い 側がつぶれたような形をしていた。この FEM による接触形 状は、図 10 に示した車輪と軌条輪の間に感圧紙を挟んで接 触形状を転写したものと、ほぼ一致した。



図 9 FEM による弾塑性解析結果(アタック角 0、輪重 29.8kN)



図 10 感圧紙による形状

### 3.5 まとめ

輪軸転走時の車輪/軌条輪の車軸方向の接触範囲を実測し、 実験値と Hertz の接触理論による計算値の比較を行った。 その結果、輪重量により接触点の位置が移動し、輪重が増加 すると、アタック角が 0.01°の場合は接触位置は反フラン ジ側へと移動し、アタック角が 0.48°の場合はフランジ接 触側車輪の接触位置はよりフランジ側へ、踏面接触側車輪の 接触位置は反フランジ側へと変化することを確認した。接触 範囲は、車輪踏面部と軌条輪頭頂面部が接触している場合に は、実験値と計算値の差は小さく、車輪フランジ部とレール ゲージューナー部が接触している場合には、Hertz 理論の仮 定を満たさない条件で接触しているために、実験値と計算値 の差が、車輪踏面接触時に比べて大きくなった。

以上より、Hertzの接触理論を車輪踏面部接触時の接触範 囲の計算に用いることは妥当であると考えられる。また、 フランジ接触時は、Hertz理論による接触楕円平面の仮定で は、特に法線力が増加すると誤差が大きくなることを確認 した。

### 【参考文献】

- K.L.Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1987
- 陳他、「粘着力を評価するための真実接触面の測定」、 J-Rail2002, pp.499-500