

境界条件による車輪・レール摩耗への影響に関する実験的研究

(第 2 報 摩耗量と摩耗形状への影響)

- 三 苦 雅史 (上智大学院) [機] 曄道 佳明 (上智大学)
- [土] 佐藤 安弘 [機] 森 裕貴 (交通安全環境研究所)
- [機] 陸 康思 高橋 克之 (住友金属テクノロジー)

Experimental study on Rail/Wheel wear
(2nd report. The Influence of Contact Condition on Wear Parameter)

- Masashi Mitoma, Yoshiaki Terumichi, (Sophia University)
Yasuhiro Sato, Hiroataka Mori, (National Traffic Safety & Environment Laboratory)
Yasushi Oka, Katsuyuki Takahashi, (Sumitomo Metal Technology)

It is important to study the wear of railway wheel and rail for improving ride comfort and running safety. The effect of curvature and coefficient of friction on the wear of railway wheel and rail has not been clarified until now. In this study, wear experiment by using 1/5 scaled rolling stock test stand which composed of wheelset and roller is conducted. We carried out the experiments with different coefficients of friction and track curvature. In this report, the relationship between travel distances, wear quantity and wheel profile transformation by changing track curvature and coefficient of friction will be discussed at first, and the concluded wear parameter will be explained.

キーワード：鉄道レール，鉄道車輪，摩耗，接触，境界条件，摩耗パラメータ

Key Words：rail, railway wheel, wear, contact, boundary condition, wear parameter

1. 諸言

鉄道における車輪踏面形状は走行安全性や乗り心地に大きく影響する。そのため摩耗による車輪の形状変化を予測することで最適なメンテナンス周期を設定し、車輪の寿命を推定することは鉄道を運行する上で非常に重要な課題である。また走行する線形や摩擦係数による摩耗量の推移を定量的に議論することはシミュレーション上で摩耗進展を予測する上でも重要である。

そこで本研究では摩耗影響因子を制御しやすく、様々なパラメータを系統的に変更できる模型実験機を用いて、曲率半径や摩擦係数を任意に設定し車輪摩耗特性を実験的に検証した。第1報¹⁾では車輪の摩耗面に着目して表面状態の推移を検討した。本報では、任意の曲率半径、摩擦係数についての摩耗形状及び摩耗量を定量的に検討する。

2. 実験概要

2.1 実験装置

実験機は第1報¹⁾で用いられている1/5スケール模型実験装置を使用した。軌条輪ユニットを回転させ設定するアタック角と、左右独立駆動である軌条輪の回転数差で曲率半径の管理を行う。摩擦係数は乾燥 (DRY) 条件と軌条輪に摩擦調整材 (Friction Modifier, 以下FM) を塗布するFM条件

で管理し実験を行った。

2.2 測定項目

本実験での測定間隔は第1報¹⁾で説明されている通過トンを用いる。一定通過トン数ごとに以下に示す車輪形状、車輪摩耗量、輪重・横圧、接線力、アタック角を測定した。

(1) 車輪形状

車輪形状は図1に示すようにライン変位センサを用いて曲線において外軌側に当たる車輪を測定した。

図2に測定例を示す。フランジトップから踏面にわたる範囲を測定し、車輪円周上の3点を測定することで特異な点を測定することがないようにした。ライン変位センサの高さ方向の分解能は2.5 μ m、幅方向の分解能は35 μ mである。

なお、実験結果の項で示すフランジ角は、踏面の基準点 (車輪背面から13mmの位置) から2.2mmと3.6mm下位2点間を結ぶ線と横軸との角度とする²⁾。(いずれも1/5スケールにおける値)

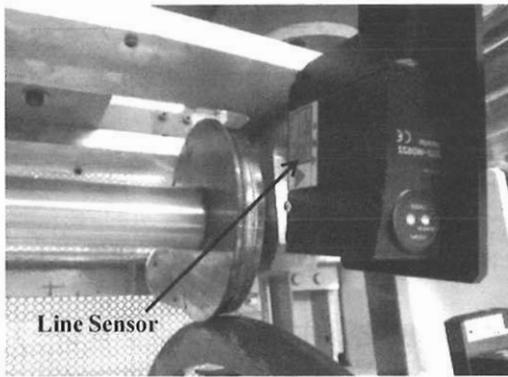


Fig.1 Measurement of wheel profile

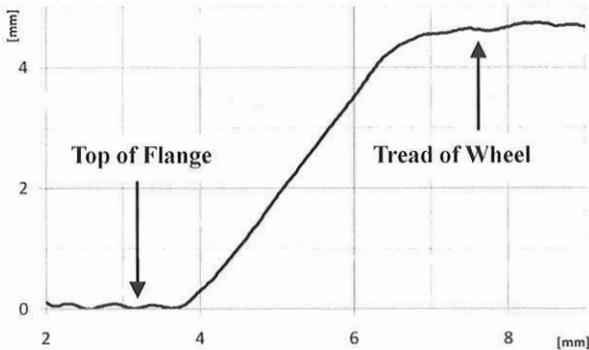


Fig.2 Measurement example of wheel profile

(2) 車輪摩耗量の計算手法

車輪の摩耗量はライン変位センサで測定した断面形状から求める。図 3 の X-Y 座標上に初期の断面形状と摩耗形状が得られたとする。フランジトップまでの車輪半径を d_W 、ある X 座標 X_k での初期形状と摩耗形状の Y 座標をそれぞれ Y_{Ok} 、 Y_{ak} とおき、次式に示すように摩耗面積 A_k を算出する。

$$A_k [mm^2] = \left\{ (d_W - Y_{Ok})^2 - (d_W - Y_{ak})^2 \right\} \times \pi \dots\dots\dots (1)$$

式(1)を次式に示すように X 方向に X_n まで足し合わせることで摩耗体積を算出する。

$$V [mm^3] = \sum_{k=0}^{n-1} A_k \times (X_{k+1} - X_k) \dots\dots\dots (2)$$

車輪円周上の 3 点の測定点それぞれで摩耗体積を算出し、3 点の平均値をもとに摩耗量を算出した。

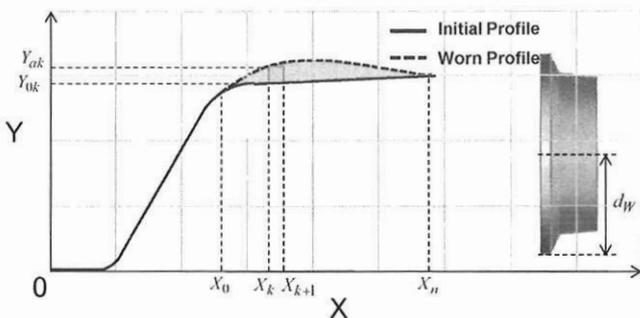


Fig.3 Calculation method of wear amount

(3) その他の測定項目

輪重及び横圧は図 4 に示すように軌条輪に取り付けたひずみゲージで測定した。

前後方向の接線力は図 4 に示すように軌条輪駆動軸に介在するトルクメーターおよび軌条輪半径から算出した。

アタック角は図 5 に示すように車輪の軸箱に取り付けた非接触変位計より算出した。

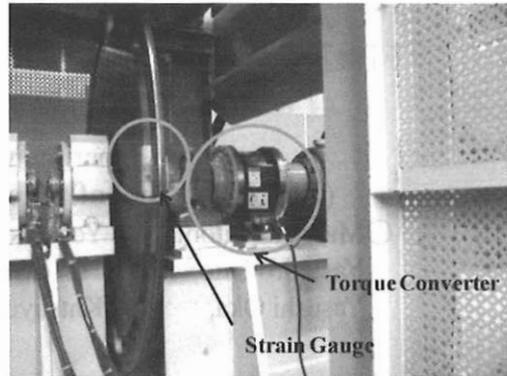


Fig.4 Arrangement of strain gauge and torque converter

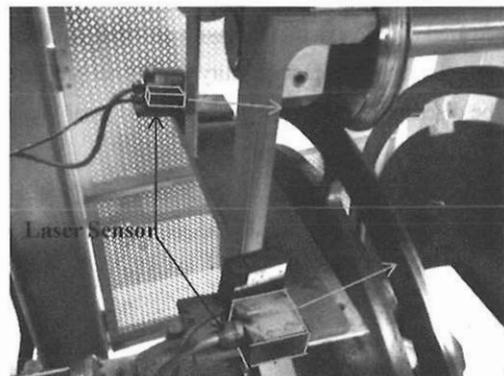


Fig.5 Measurement of attack angle

3. 実験

3.1 実験条件

表 1 に今回行った実験条件を示す。なお LCF とは Low Coefficient Friction, HPF とは High Positive Friction である。また、表 1 で表記している曲率半径は実スケールにおける値である。これ以降実験条件に関しては表 1 実験名に示すように略記で示す。

Table.1 Experimental condition

Experiment name	Radius of curvature[m]	Boundary condition
R100-DRY	100	DRY
R100-LCF	100	FM LCF
R300-DRY	300	DRY
R300-LCF	300	FM LCF
Straight-DRY	Straight	DRY
Straight-HPF	Straight	FM HPF

3.2 実験結果及び考察

ここでは得られた実験結果より、摩耗形状に大きく差がみられた曲率半径 100m, 300m (以下 R100, R300) に着目し、曲率半径と摩擦係数が摩耗形状に与える影響について考察する。実験開始時の車輪形状は実験条件設定時のならし走行で摩耗している場合があるため、車輪形状の実験結果に設計形状を合わせて掲載する。なお、摩耗量は実験開始時に実際に測定した車輪形状を基準として算出している。

(1) 曲率半径による摩耗形状の比較

図 6 に R100-DRY, 図 7 に R300-DRY の実験結果を示す。両条件共にフランジ部分の摩耗が顕著である。

図 6 の R100-DRY では 0[mega-ton] から喉部に摩耗が生じているがこれは実験条件設定時のならし走行で摩耗が生じてしまったものである。しかし、ならし走行の段階で実験条件は整っていると考え、摩耗形状変化としての考察に含めることとする。形状変化を観察すると初期に主に喉部が摩耗し、その後フランジを中心に摩耗が進展している。

図 7 の R300-DRY に着目すると、1[mega-ton] までは摩耗範囲がフランジトップ部分まで達していないが、1[mega-ton] 以降はフランジトップ部分まで摩耗する範囲が拡大し、その後ほぼ一定角度を保ち摩耗が進展する。

実験終了後のフランジ角を比較すると R300-DRY は 60.9 度と設計形状でのフランジ角 (60.8 度) をほぼ保っているのに対して、R100-DRY では 54.5 度と大きくフランジトップ部分まで摩耗が達したことがわかる。R100 ではアタック角が大きいため、フランジ部分での接触圧が大きくなる。よって車輪が乗りあがる方向にクリープ力が大きく働き、接触位置がフランジトップ方向に移動したことでフランジトップ部分が大きく摩耗したことが考えられる。

また図 6 の R100-DRY, 図 7 の R300-DRY の横軸 7mm 付近において形状が初期から変化している様子が見られる。これは材料が塑性流動を起こし車輪喉部に堆積しているためである。

(2) 摩擦係数による摩耗形状の比較

ここでは同曲率半径の実験結果を比較し、摩擦係数が摩耗形状に与える影響について考察する。

図 8 に R100-LCF の実験結果を示す。R100-DRY と同様に初期に喉部が局部的に摩耗し、その後フランジ部分が摩耗している。実験終了時のフランジ角に着目すると 60.8 度と新品状態でのフランジ角を保って摩耗しており、FM LCF が有する低い摩擦係数によってフランジトップ方向に向かうクリープ力が大きく減少し、R100-DRY でみられたフランジトップ部分の摩耗を抑制できたと考えられる。

図 9 に R300-LCF の実験結果を示す。R300-LCF では車輪形状に大きな変化は見られなかった。R100-LCF と同様に FM LCF が摩擦係数を大きく下げることによって摩耗が大きく低減したことがわかる。

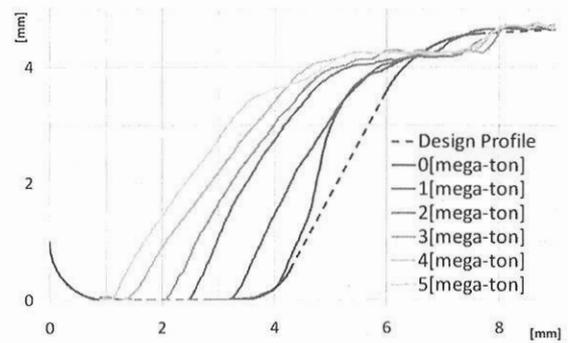


Fig. 6 Profile wearing history (R100-DRY)

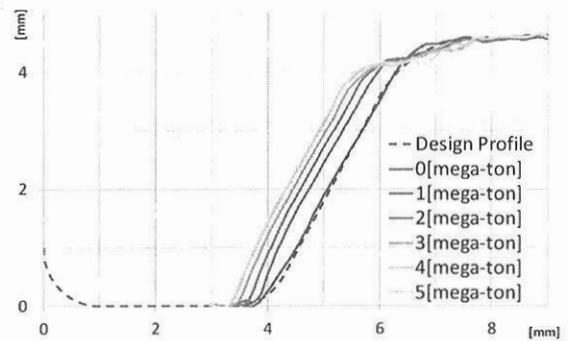


Fig. 7 Profile wearing history (R300-DRY)

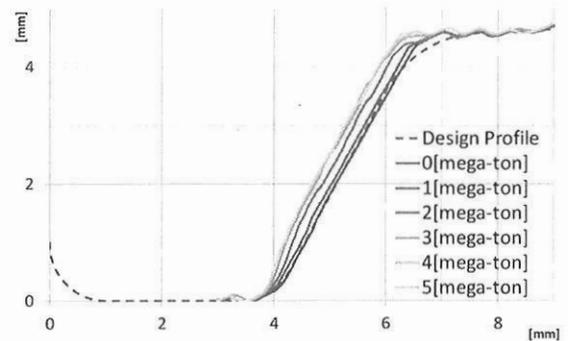


Fig. 8 Profile wearing history (R100-LCF)

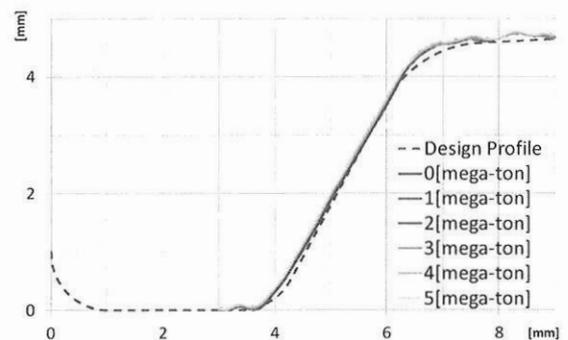


Fig. 9 Profile wearing history (R300-LCF)

(3) 走行距離による摩耗量の推移

ここでは全実験においての走行距離 (通過トン数) と摩耗量の関係について考察する。摩耗量の測定指標としては本来軌道への列車荷重の負担の大きさを表現する通過トン数を用いているため、本実験で得られた摩耗量はレールにおける摩耗量としても解釈することが可能である。

図 10 に摩耗量と通過トン数の関係を示す。この結果より車輪の摩耗量と通過トン数間には一定の線形関係にあるこ

とがわかった。R100-LCF で 1~3[mega-ton]と 11~12 [mega-ton]では大きく摩耗が生じているが、ここでは FM の固定治具が外れ、FM の供給が停止したことが原因である。

R300-DRY に着目すると 0~2[mega-ton]まで大きく摩耗が進展していることがわかる。これは実験開始直後、車輪と軌条輪の接触面積が小さく接触面圧が増大することが原因であると考えられる。

R300-LCF は Straight-HPF より少ない摩耗量で推移しているが、これは FM HPF が踏面用の摩擦調整材である程度の摩擦係数を有している²⁾のに対し、FM LCF はフランジ摩耗を防止するため低い摩擦係数を有している²⁾ため R300-LCF では摩耗がほとんど生じなかったと考えられる。

(4) 摩耗係数 (比例定数) に関する検討

表 2 に各実験の乾燥状態における摩耗係数をまとめた。摩耗係数は図 10 における実験結果を線形近似することで得られた比例定数である。なお、接触面積が小さいことで初期の摩耗が大きい R300-DRY では摩耗が定常的になったと考えられる 1.5[mega-ton]から実験終了時までを線形近似した。また、R300-DRY では FM の供給が停止した部分が存在するため FM の供給が安定している 4~11[mega-ton]部分を線形近似した。

曲率半径で比較すると 1[mega-ton]あたりの摩耗量が R300-DRY は Straight-DRY の約 8 倍、R100-DRY は R300-DRY の約 3 倍となっており曲率半径によって大きく摩耗量に差が出たことがわかる。

また、摩耗係数によって比較すると R100 では FM によって 1[mega-ton]あたりの摩耗量が約 1/6、R300 では約 1/28、直線では約 1/2 となっており、FM を供給することで大きく摩耗量が減少することを確認できた。

図 11 に乾燥条件での曲率と摩耗係数 (比例定数) の相関図を示す。図より摩耗係数と曲率の間には一定の線形関係があるように考えられるが、1/100 と 1/300 の中間値である 1/200 の曲率でも実験を行いさらに考察することが必要である。

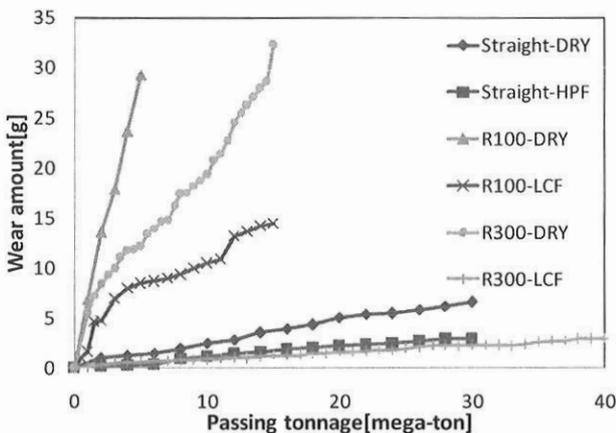


Fig. 10 Relationship between wear amount and passing tonnage

Table.2 Wear coefficient

	DRY	FM
R100m	5.75	0.86
R300m	1.72	0.06
Straight	0.21	0.10

※単位は[g/mega-ton]

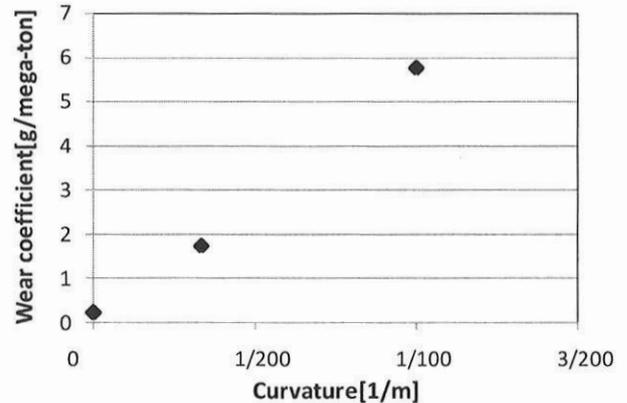


Fig. 11 Relationship between wear coefficient and curvature

4. 結言

本研究では第 1 報¹⁾に続き、曲率半径と摩擦係数の違いが摩耗形状に及ぼす影響、走行距離 (通過トン数) と摩耗量の関係に着目し検討を行った。

曲線における摩耗形状に関しては、曲率半径が小さくなるほどフランジトップまで摩耗が達することが確認された。

摩耗量と通過トン数は一定の線形関係にあることが確認された。しかし、初期に接触面積が小さいため接触圧が大きく、摩耗が顕著に進むという傾向が確認された。

また摩耗量 - 通過トン数の相関図から得られた摩耗係数を各実験で比較することで、曲率半径と摩擦係数に関して定量的な検討を行うことができた。

今後の課題として、多くの実験データを収集し、摩耗量と通過トン数間の線形関係を統計的に体系化し、摩耗係数と曲率の相関をより厳密に検討することができれば、メンテナンス性の向上や走行安全性、シミュレーションにおける摩耗進展予測に貢献できると考えられる。

参考文献

- 1) 森本祐也, 曄道佳明, 佐藤安弘, 森裕貴, 陸康思, 高橋克之: 境界条件による車輪・レール摩耗への影響に関する実験的研究 (第 1 報 摩耗面状態への影響), 鉄道技術連合シンポジウム (J-Rail) 講演論文集, 2011
- 2) 東義之, 鈴木和馬, 山之口学, 石原鋼: 車輪フランジ摩耗低減の取り組み, 鉄道技術連合シンポジウム (J-Rail) 講演論文集, pp337-340, 2009
- 3) 陸康思: 摩擦調整材の技術~固体摩擦調整材の適用手法と効果~, 鉄道車両と技術 12(8), pp15-21, 2006