

# 実測形状にもとづく車輪とレール間の接触領域の解析

車両構造技術研究部 車両振動

副主任研究員 山本大輔

## 1. はじめに

車輪踏面が摩耗した鉄道車両においては、車輪・レール間の接触特性の変化に起因するクリープ力特性の変化が車両運動特性に影響を与えることが知られている。一般的に、クリープ力はクリープ係数とすべり率の積で表すことができる。従来の車両運動解析では、車輪踏面が摩耗した車両の運動特性を推定する際、接触点を1点と仮定した接触幾何解析を行い、輪軸左右変位量に対する車輪回転半径と接触角の関係を求めた後、すべり率を計算しているが、その際、クリープ係数は実測した車輪踏面形状(以下、車輪形状)を曲率一定の設計形状と仮定して理論的に求めた値(以下、クリープ係数理論値)を用いて計算する例が多く見られる。しかしながら、クリープ力を厳密に扱う場合、実際の車輪やレールには凹凸があるため、車輪とレール間の接触面の弾性変形状(以下、接触領域)を考慮してクリープ係数を推定する必要があると考えられるが、過去の報告例<sup>1)</sup>は少ない。本報告では、車両運動解析の精度向上を目的として、実測した踏面形状に基づくクリープ係数の推定手法を開発したので、その解析事例を紹介するとともに、従来の研究では複数の方法があったクリープ係数の推定手法の違いが蛇行動限界速度に与える影響について、走行安定性解析で検討した結果を報告する。

## 2. 車輪踏面形状の測定と接触幾何解析

車輪形状の測定には、踏面形状測定器 Mini-Prof Wheel(図 1)を使用した。測定対象車両は、同じ線区を走行する同形式の一般的な通勤型車両の先頭車とし、走行距離ごとに無作為に選定した。車輪踏面形状は、JR の在来線で一般的に使用されている修正円弧踏面である。レール頭頂部の断面形状(以下、レール形状)は、60kg レールの設計形状とした。

修正円弧踏面の設計形状と実測した車輪形状による接触幾何解析の結果を図 2 に示す。設計形状の場合を黒線、転削後形状を緑線、摩耗した車輪形状を青線で示す。

転削後の車輪回転半径差(緑線)は、輪軸左右変位量が $\pm 3\text{mm}$ の範囲で、設計形状を示す黒線より得にくい傾向が認められるが概ね一致している。一方、摩耗形状を示す青線は、転削後形状を示す緑線と比較して、輪軸左右変位量が $\pm 5\text{mm}$ まで車輪回転半径差の得にくい範囲が拡大している。これは踏面ブレーキの制輪子により車輪フランジのど元付近の摩耗が大きくなり、車輪回転半径差が得にくい形状になったためである。本報告では、このような摩耗特性を有する車輪形状を対象に解析を行う。

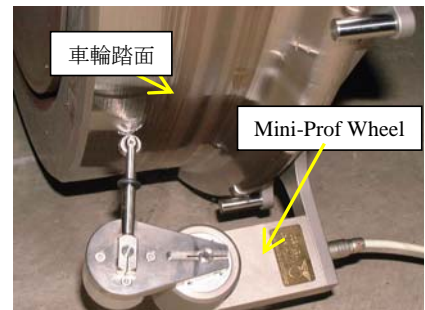


図 1 車輪踏面形状測定状況

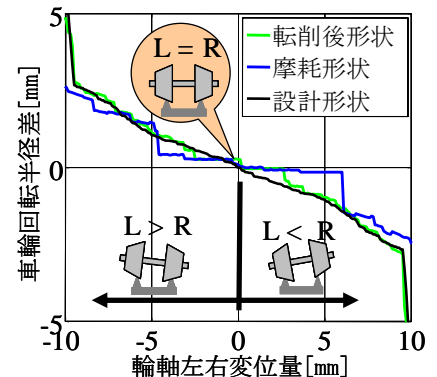


図 2 接触幾何解析結果

### 3. 車輪・レール間の接触領域

接触領域の解析には、境界要素法を応用して半無限体近似を適用した汎用ソフト TED/CPA を使用し、実測した踏面形状と設計形状のレールの組合せで、静止輪重を 30.1kN として弾性変形を考慮した接触領域を厳密に計算した。なお、本解析ソフトでは、同一輪軸左右の車輪・レール間の接触領域を同時に計算することができないので、接触幾何解析結果から得た物理量を利用して、車輪・レール間の位置関係を擬似的に作り、左右の車輪・レール間の接触領域を別々に計算した。解析条件は、車輪径 860mm、ヤング率 206GPa、ポアソン比 0.3 とし、左右方向を 0.12mm、前後方向を 1mm 刻みで計算した。

輪軸が中立位置にある条件で、車輪形状が設計形状の場合の接触領域を図 3(a)に、車輪形状が転削後形状の場合を図 3(b)に示す。これらの図は、暖色ほど接触圧が高いことを示している。

車輪形状が設計形状であれば、Hertz 理論により接触領域は楕円形状(以下、楕円)になることが知られているが、図 3(a)は一部が欠けた楕円になっている。修正円弧踏面設計形状と 60kg レール設計形状の組合せの場合、曲率変化点の関係で輪軸が中立位置において、このような接触領域形状となる。一方、図 3(b)の実測した転削後形状を用いた解析結果では、

図 3(a)と外形寸法はほぼ同じであるが、車輪削正時のバイト痕の影響で、前後方向に細長い接触領域が同一踏面内の複数箇所で集合した形状となっており、明らかに接触領域形状が異なる。

この結果から、車輪回転半径差の変化(図 2)が一致しても、接触領域形状の違いから、転削後形状と設計形状とはクリープ力特性が異なると推察される。

次に、走行距離 5 万 km ごとに摩耗した車輪形状を測定し、接触領域を計算した結果を図 4(a)～図 4(d)に示す。

走行距離が増加するに伴い、車輪踏面は摩耗や塑性流動によりうねりを持つ形状となるため、同一踏面内で複数の細長い接触領域が、離れて多点で接触する形態となっている。一般的に、走行距離が増加すると車輪踏面は凹摩耗し、その主たる曲率半径がレール頭頂面を構成する曲率半径より小さくなるため、接触領域はフランジ寄りの位置でレール方向に細長い形状となることが知られている。本報告で対象とした車輪形状の摩耗特性は、2 章で述べたようにフランジ根元部が大きく摩耗する特徴を持っていたため、車輪踏面全体でレール頭頂面と接触する形態であった。今回の対象路線の車輪転削周期の目安である 20 万 km を走行した後でも、図 4(d)のような幅を持つ接触領域であることから、図 2 も併せて考えると、中立位置近傍で車輪回転半径差が小さくなるこの特性は、直線走行の安定性に有利に作用すると考えられ、これまで知られていた摩耗特性が中立位置近傍で車輪回転半径差が大きくなることを考えると、新たな知見が得られたと考える。

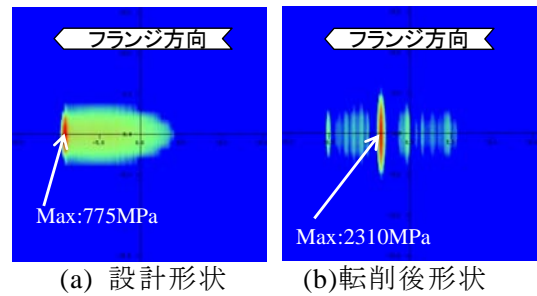


図 3 接触領域の違い

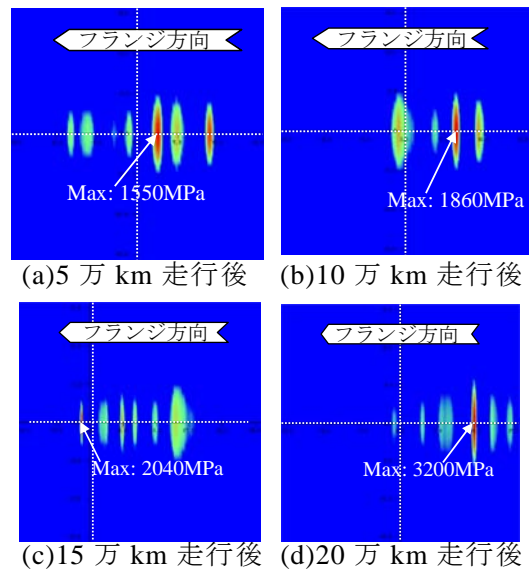


図 4 走行距離と接触領域の関係

#### 4. クリープ係数の推定

##### 4.1 クリープ係数の推定方法

車両運動解析での利便性を考慮して、同一踏面内で多点接触する形態について、これと等価なクリープ係数を推定する。まず、車輪・レール間の接触領域の解析結果の一例を図5に示す。下図はそれぞれの接触領域と等価な楕円を白色点線で示した模式図である。上図はそれぞれの接触領域における接触圧の大きさを表しており、山が高いほど接触圧が高いことを示す。最大接触圧位置が楕円の中央にある接触領域では、車輪踏面とレール形状は一定の曲率の円弧と考えられるため、Hertz理論から等価な楕円と同等と考えてよい。模式図では左から1、2、5番目が該当する。一方、左から3番目の接触領域は最大接触圧位置が楕円の中心から右に寄っており、左から4番目の接触領域は楕円となっていない。これらを他の接触領域と同等に楕円と見なすことには今後検討する必要があるが、本稿では接触領域の中心に荷重が付加された面積等価の楕円と仮定して、Kalkerの線形転がり接触理論に基づきクリープ係数を求める。

次に、同一踏面内の5点で接触する場合の力の関係を図6に示す。それぞれの接触領域から伸びる矢印は緑色が縦クリープ力、青色が横クリープ力である。本手法では車輪のヨーイングを微小と仮定し、最大クリープ力の生じる1点に等価なクリープ力が生じると考えて縦クリープ力の車輪径測定点周りのモーメント力の総和(赤色矢印)を求める。これと釣り合う力(図6の桃色矢印)を当該位置におけるすべり率で割ると等価な縦クリープ係数が得られる。横クリープ係数は横クリープ力の総和から求める。

##### 4.2 実測した形状に基づくクリープ係数の推定

走行距離ごとにクリープ係数を推定した結果を図7に示す。横軸が走行距離で、縦軸は縦および横クリープ係数を示す。図中の青色点線は縦クリープ係数理論値で、桃色点線は横クリープ係数理論値を示す。図7から、縦クリープ係数はばらつきがあるものの、転削後形状では縦クリープ係数理論値と比較して約20%小さく、走行距離が増加すると微増する傾向がある。このばらつきは、車輪踏面の摩耗形状のばらつきに起因すると考えられる。一方、横クリープ係数は転削後形状では横クリープ係数理論値と比較して約10%小さく、走行距離が増加するとともに僅かに増加する傾向を示している。推定したクリープ係数の値がクリープ係数理論値より小さいのは、車輪踏面の凹凸によりレールと接触する面積が小さいためと考えられる。

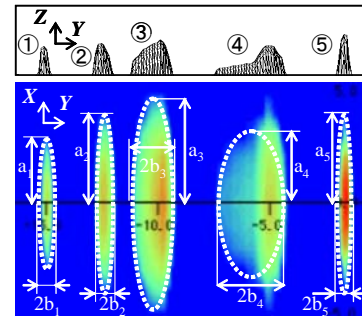


図5 車輪・レール間の接触領域の模式図

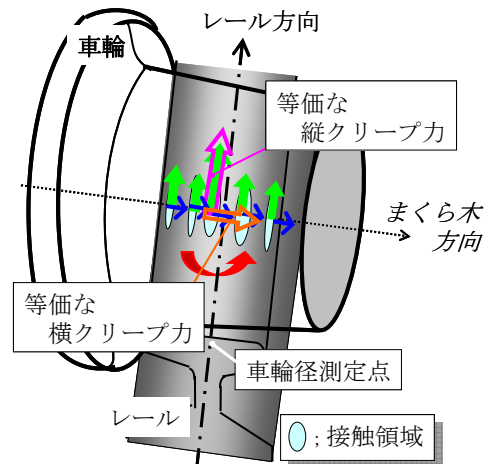


図6 同一踏面内での多点接触時のクリープ力の関係(5点で接触する場合)

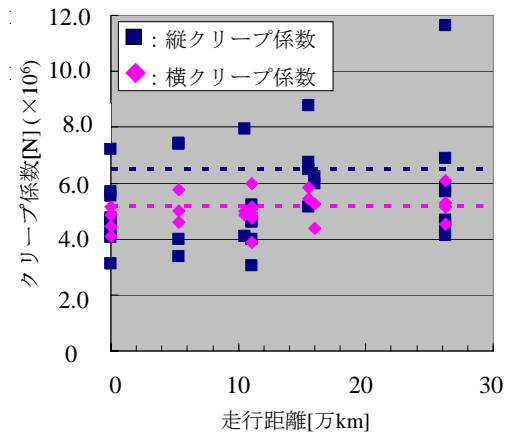


図7 走行距離とクリープ係数の関係

## 5. 走行安定性解析

クリープ係数の推定方法の違いが走行安定性に及ぼす影響を数値解析により確認した。車輪形状は、転削後形状と2章の摩耗特性を有する26万km走行後の摩耗形状とした。

### 5.1 クリープ係数の評価

摩耗車輪のクリープ係数を推定するための過去の研究では、ある接触領域形状に対して、①車輪踏面とレール形状が設計形状で輪軸が中立位置にある条件から求めた値を使用する場合(図8 Type A)、②車輪・レール間の接触領域と同等の大きさの1個の楕円と考えてクリープ係数を求める場合(図8 Type B)など複数あった。このため、本研究で提案する手法(図8 Type C)を、従来から用いられている手法(①、②)に加えて蛇行動限界速度について比較する。

### 5.2 解析条件

解析モデルは、一般的な在来線通勤形車両を想定し、集中質量をばね要素とダンパ要素で結合した27自由度モデルとした。ヨーダンパは装備していない。入力波は片振幅3mmの蛇行動波長を有する正弦波3波とし、走行速度を5km/h刻みで向上させながら輪軸の過渡応答の収束性を確認した。

### 5.3 走行安定性解析の結果

クリープ係数の評価法別に表1の条件で走行安定性解析を行い、蛇行動限界速度を計算した結果を図8に示す。それぞれの棒グラフの横の数値は蛇行動限界速度である。上側の3本が転削後形状、下側の3本が摩耗形状の条件である。本研究で提案する手法であるType Cの蛇行動限界速度は、Type Aと比べて25km/h(転削後形状)/5km/h(26万km走行後形状)低い。一方、接触領域の外形から求めたType Bは、Type Aと比べて75km/h(転削後形状)/90km/h(26万km走行後形状)高く、走行安定性を大幅に過大(危険側に)評価する可能性があることがわかる。

## 6. おわりに

車両運動解析の精度向上を目的として、車輪・レール間の接触問題に着目し、同一踏面内で多点接触する条件に関してこれと等価なクリープ係数を推定する手法を提案し、実測に基づく車輪形状を使用してクリープ係数を推定した。また、クリープ係数の評価法ごとに走行安定性解析を行い、等価踏面勾配が同じ条件でも蛇行動限界速度が異なることを示した。

今後は、本解析手法の妥当性を検証するため、車輪踏面の微小凹凸が車輪・レール間の接線力特性に及ぼす影響を実験的に検証することを計画している。

参考文献 1) J.P. PASCAL, About Multi-Hertzian-Contact Hypothesis and Equivalent Conicity in the Case of S1002 and UIC60 Analytical Wheel/Rail Profiles, Vehicle System Dynamics-22, pp.57-78, (1993)

表1 シミュレーションでの接触特性

	接触領域の種別	等価踏面勾配	縦クリープ係数[N]	横クリープ係数[N]
転削後形状	A	0.147(1/6.8)	$6.50 \times 10^6$	$5.15 \times 10^6$
	B		$8.40 \times 10^6$	$7.21 \times 10^6$
	C		$4.96 \times 10^6$	$4.81 \times 10^6$
26万km走行後摩耗形状	A	0.05(1/20)	$6.50 \times 10^6$	$5.15 \times 10^6$
	B		$9.05 \times 10^6$	$7.56 \times 10^6$
	C		$6.98 \times 10^6$	$5.06 \times 10^6$

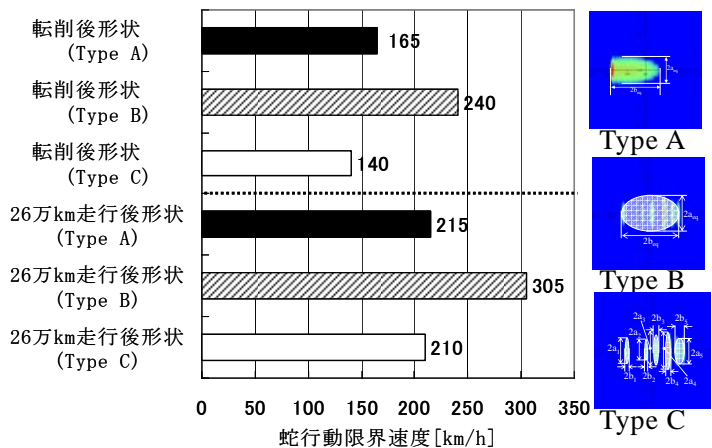


図8 接触特性と蛇行動限界速度の関係