乾燥条件におけるコンタクトパッチの大きさに着目した
鉄道車両の車輪とレール間の接線力特性の評価山本 大輔^{*1}Evaluation of the tangential force characteristics at wheel/rail interface of railway vehicles
varying according to various sizes of the contact-patch under dry conditionDaisuke YAMAMOTO^{*1}^{*1} Railway Technical Research Institute
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo 185-8540, Japan

Received: 23 December 2019; Revised: 6 April 2020; Accepted: 7 June 2020

Abstract

This paper describes the result of a tangential force measurement experiment by means of test wheels which is 500mm in diameter in order to investigate the relation between the size of the contact-patch and the tangential force characteristics. In the previous study on the tangential force characteristics of the wheel/rail, it had been sometimes indicated that the experimental results are a little bit smaller than those derived from the Kalker's theory. Therefore, with a focus on the contact-patch of the wheel/rail, contact-patches of various sizes are set by means of changing the vertical load from 5kN to 35kN, and the tangential force coefficient and creep coefficient of contact-patch of various sizes are evaluated in terms of comparison with the Kalker's theoretical value under the same criteria. As a result, we confirmed that the creep coefficient is 60% to 90% compared with the theoretical value under the same experimental conditions, because the ambient humidity of the test wheel is high and the contact-patch changes a little due to wear and plastic deformation. On the other hand, it has been clarified that the tangential force coefficient under large slip ratio condition in this study is saturated without falling like the Kalker's theory.

Keywords : Railway, Vehicle dynamics, Wheel/Rail, Tangential force, Contact-patch

1. 緒 言

車輪とレール間に作用する接線力は、鉄道車両の走行に関係する駆動力や制動力のみならず、2枚の車輪を1本の車軸に圧入して一体となった輪軸を有する鉄道車両特有の蛇行動現象にも大きな影響を及ぼすため、この接線力特性を明確にすることは走行性能に優れた車両開発において重要となる。車輪とレール間の接線力特性に関する研究は、古くは1926年のCarterの研究から始まり、多くの研究者による理論的・実験的な研究を経て、その集大成として、1968年に有限要素法をベースとしたKalkerの転がり接触理論の厳密理論が発表され、数値解析プログラム“Duvoroll”が開発された。Kalker理論の妥当性の検証は、球と平面が接触する条件での実験(Johnson, 1958)により行われているが、車両運動解析で用いるためには、車輪とレールの組み合わせでの実験からその妥当性の検証が必要となる。このため、車輪とレールの接触を2つの円筒試験輪の接触で模擬した実験が多く実施されており、その実験値はKalker理論と良好に一致するとする報告(大山, 丸山, 1981), (Matsumoto et al., 1996)が大勢を占める一方で、その実験値はKalkerの理論値より若干小さいとする報告(康他, 1993), これに加えて、すべり率の大きい範囲で接線力係数が飽和せず若干低下する傾向を示すとする報告(Hobbs, 1967), (Polach, 2005), (Knothe, 2008)もあり判然としない。また、過去に実施された研究では、スケールの異なる様々なタイプの試験装置を用いた実験結果を独立した見解として述べていること、実験値の妥当性を示す目的としてKalkerの理論値を併記することに留まるものが多いことなどから、実験値と理論値の差異は試験輪の大きさの違い、すなわち

No.19-00451 [DOI:10.1299/transjsme.19-00451], J-STAGE Advance Publication date : 18 June, 2020

本論文は、Dynamics and Design Conference 2019 講演論文集(2019), No.518の掲載内容に基づいた論文である。

^{*1} 正員、公益財団法人鉄道総合技術研究所 計算力学研究室 (〒185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

E-mail of corresponding author: yamamoto.daisuke.55@rti.or.jp

コンタクトパッチの大きさに起因するもので、一対の小型円筒試験片を用いた 2 円筒実験では実物車輪とレール間の接線力特性を推定することは困難と考えられることも少なくなかった。

ここで、車輪とレール間の接線力特性に関する実験的研究を概観する。Kalker 理論が構築されるまで、理論的、実験的なアプローチにより 2 物体の接触問題を推定する研究が多く報告され、これらは専ら乾燥条件での接線力特性を扱うものであった。Kalker 理論が構築された後を見ると、乾燥条件では車輪とレールの摩耗条件を対象とした実験的な研究が一部で見られるが、大半は Kalker 理論のみでは説明が困難となる条件下での研究が多く、水や油といった液体、砂や落ち葉といった固体が接触面に介在する条件での接線力特性を調査するための 2 円筒室内実験がこれに該当する。その一方で、接触面に液体や固体が介在したときの接線力特性は、乾燥条件の接線力より定性的に小さくなるのが一般に知られているが、小型円筒試験片を用いた 2 円筒実験で得られた接線力特性は、実際の車輪とレール間で作用する接線力特性を模擬できているのか疑義を持たれることが多い。その理由の一つとして、前述した明確に異なる大きさの両者のコンタクトパッチの違いが挙げられ、この課題を明らかにすることが車輪とレール間の接触問題の解決への近道と考えられる。

このような観点から、本研究では基本に立ち返り、車輪とレール間のコンタクトパッチの大きさの違いが乾燥条件における接線力特性に及ぼす影響について着目し、大きさの異なる試験輪を用いた場合でも、Kalker の理論に基づき実際の車輪とレール間の接線力特性を推定できることを実験的に示す。

本稿では、まず、過去に実施した車輪とレールの接触を模擬した直径 30mm の小型円筒試験片を用いた 2 円筒転がり接触実験の結果を改めて精査し、接触面に作用する接線力特性と Kalker の理論値との差異を明確にする。次に、コンタクトパッチの大きさの違いを明確に設けるため、大型試験装置を用いて直径 500mm の 2 つの試験輪間に付加する押付け力（車輪とレールの組み合わせでは輪重を意味する。）を変えることで、試験輪間のコンタクトパッチの大きさを変化させる。そして、これらの条件での接線力測定実験を実施し、試験輪の周辺湿度とコンタクトパッチの大きさに着目した接線力特性を評価するとともに、Kalker の理論値との差異を明らかにする。

2. 車輪とレール間の接線力特性を推定する理論と小型 2 円筒を用いた接線力測定実験

2・1 Hertz 理論に基づく Kalker の線形転がり接触理論

時系列で車両運動解析を行う場合、微小時間ごとに数値積分を実行する必要があるが生じる。このため、車輪とレール間のクリープ係数は Kalker の厳密理論をコード化した“Duvoroll”に比べれば計算精度は劣るが、計算の高速性を重視して、Kalker の線形転がり接触理論（単純化理論）に基づき求めることが多く見られる。車輪とレールを曲率一定の円弧の組み合わせで構成された設計形状としたとき、そのコンタクトパッチは Hertz 理論を適用すると楕円形状（接触楕円と示される場合もある）となる。車輪とレール間の接線力特性は、その微小すべり領域においては接触楕円の縦横比より求まるクリープ係数が重要な意味を持つ。なお、Kalker の線形転がり接触理論に基づくクリープ係数は以下の手順により求められる。

車輪とレールの接触状態を図 1 に模式図で示す。車輪とレールの接触位置周辺は、車輪に垂直荷重が加わることでそれぞれが弾性変形し、面接触の状態となっている。接触面内の曲率半径が一定のとき、車輪踏面形状の前後方向の曲率半径を R_{wx} 、同左右方向の曲率半径を R_{wy} 、同様に、レール頭頂面の前後方向（レール長手方向）の曲率半径を R_{rx} （レールの場合、 $R_{rx}=\infty$ ）、同左右方向（まくらぎ方向）の曲率半径を R_{ry} とすると、式（1）から式（4）の手順でコンタクトパッチの大きさや接触面の垂直方向に加わる力の分布を計算で求めることができる。

Fig.1 Schematic figure of wheel/rail contact.

$$A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} + \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (1)$$

$$B - A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} - \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} - \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (2)$$

$$\left(\frac{a}{m} \right)^3 = \left(\frac{b}{n} \right)^3 = \frac{3N(1 - \nu^2)}{2E(A + B)} \quad (3)$$

ここで、 E が車輪とレールの縦弾性係数、 ν が車輪とレールのポアソン比、 N が接触面に作用する法線方向の力を表す。また、 m 、 n は式 (4) から定まる η との関係から求まる定数で、Hertz の接触楕円定数表から求める。なお、 $\cos \eta$ が正のとき長径 a は左右方向（レールのまくらぎ方向）、負のとき長径 a は前後方向（レール長手方向）となる。

$$\cos \eta = \frac{B - A}{B + A} \quad (4)$$

また、車輪とレールは鉄製のため、縦弾性係数 206GPa、ポアソン比 0.3 と、垂直荷重を式 (3) に入力すると、接触楕円（コンタクトパッチ）の長径 $2a$ と短径 $2b$ が求まる。ここで Kalker の線形転がり接触理論により、長径・短径比 a/b に基づき、Kalker の転がり接触理論により導かれた線形クリープ係数表（Kalker, 1990）を参照することで、前後方向、左右方向、スピンの無次元係数が求まる。本稿では、前後方向にのみ着目することとする。車輪とレール間のすべり率が微小な範囲での前後方向の接線力 T_x は、前後方向の無次元係数 C_{II} を用いると、

$$T_x = -abC_{II}Gs \quad (5)$$

と求めることができる。ここで、 s はすべり率、 G は横弾性係数で $abC_{II}G$ がクリープ係数である。

その一方で、車輪とレール間の接線力は接触面の摩擦力より大きくなることができないため、数値解析では、あらかじめ飽和摩擦係数を決めて接線力特性を飽和摩擦力に漸近するよう補正を行う。接触面の摩擦係数を μ とし、Levi-Chartet のモデルの指数を 1.5 とすると補正係数 ε は式 (6) となり、式 (5) との積が、車輪とレール間の接線力の推定値となる。

$$\varepsilon = \frac{1}{\{1 + (T_x/N\mu)^{1.5}\}^{1/1.5}} \quad (6)$$

2・2 直径 30mm の小型 2 円筒試験片による接線力特性

最初に、コンタクトパッチが小さい条件での接線力特性を明確にするため、著者が過去に実施した一対の小型円筒試験片を用いた 2 円筒実験の結果（Yamamoto, 2013）、（山本, 2019）を対象に、試験片の周辺湿度の違いが接線力特性に及ぼす影響について、試験片の回転速度も考慮した関係性を改めて整理する。

ここでは、鉄道総研が開発した“転がりすべり摩擦力試験機”を使用し、試験片の周辺湿度が 30% と低い条件のとき、接触面を平滑形状とした円筒状の車輪側試験片と接触面を半径 300mm の円弧形状とした太鼓状のレール側試験片の組み合わせで行った接線力測定実験（図 2 (a)）の結果について整理する。接線力測定実験では、実物車輪とレールの接触を直径 30mm の小型円筒試験片 2 個の接触で模擬し、実際の車輪とレール間の接触面圧と同程度の条件で接触面の表面形状や試験片の周辺湿度の違いが接線力特性に及ぼす影響を調査している。それぞれの試験片は、接線力測定実験の実施前に石油エーテルに浸した状態で超音波洗浄を行い、表面の脂分を除去した清浄な状態としたものである。また、本節の実験では、実験条件を変えるごとに新品の試験片を用いている。

接線力測定実験の結果を図 2 (b) に示す。青色○印が試験片の回転数 1000rpm のとき、緑色□印が 100rpm のときの接線力係数（接線力を垂直荷重で割った値）である。橙色点線は Kalker の理論値で、式 (5) と式 (6) に

基づき摩擦係数を 0.80 として求めた結果である。いずれの条件においても、実験開始から次第に接線力が増加し飽和する過渡的な特性となることが確認された。このため、接線力係数の評価はその飽和値を対象に行った。それぞれの実験結果から得られた知見を以下に箇条書きで示す。

- ・ 図 2 (b) の接線力係数とすべり率の関係では、乾燥条件の接線力係数は試験片の回転速度に依存しないこと、すべり率と接線力係数の関係を示す接線力特性線図では、Kalker の理論値と良好に一致する傾向があることが分かる。
- ・ 図 2 (c) のクリープ係数とすべり率の関係では、すべり率が小さいときほど実験値は Kalker の理論値に近い値となることが分かる。これは接触面で作用する接線力特性が飽和特性を有するため、接線力が飽和する範囲ではすべり率が大きくなっても接線力は増加しないため、このときの接線力と原点を結ぶ直線の勾配、すなわちクリープ係数は小さくなる。
- ・ 図 2 (d) から、すべり率 0.3% のときの Kalker の理論値に対する実験値の誤差率は 11.5~18.5% 程度で、すべり率が増加するとともに Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率が大きくなることが分かる。

以上、直径 30mm の小型円筒試験片を用いた接線力測定実験では、式 (6) の接触面の摩擦係数 μ を実験値から推定した 0.8 として補正した Kalker の理論値と良好に一致する結果となった。この結果を踏まえ、3 章以降では、本実験が実物車輪とレール間の接線力特性を推定できることを示すため、大型試験装置を用いた接線力測定実験により詳細に調査を行う。

Fig. 2 Measurement experiment of the tangential force using new small cylindrical specimens. Twin-disk sliding-frictional rolling machine equipped with environmental device in RTRI was used. The tangential force coefficient and the creep coefficient agree well with the Kalker's theoretical values.

3. 大型試験装置を用いた接線力測定実験

3・1 実験概要

鉄道総研の車輪・レール転がり接触疲労試験装置を用いて接線力測定実験を実施した (図 3)。車輪とレール輪は、それぞれの材料で製作した直径 500mm の大型試験輪とした。営業線のレール下部にはタイプレートと呼ばれる角度 1/40 の勾配が一般に設けられており、軌道中心方向に傾いた形態で敷設されている。本実験でも同様の接触形態とするため、レール輪の代わりに車輪を角度-1/40 傾けて設置している。車輪とレールの相対角度を意味するアタック角は設けていない。なお、車輪とレール輪は、脱脂洗浄剤により表面の脂分を除去し清浄な状態に保ちながら、接線力測定実験に用いた。接線力測定実験では、車両の輪重を想定した垂直荷重で車輪をレール輪に押付けながら、これらを僅かに異なる回転数となるよう制御しながら接触面に一定のすべり率を生じさせる。同時に、接触面で作用する前後方向の接線力を車輪と直結したトルクメータでトルク値として測定した。車輪とレール間の接線力はトルク値を車輪半径で割って求めた。試験装置から出力される測定値は、試験装置に付属する車輪・レール疲労試験データ収録装置によりサンプリング周波数 1Hz で記録するとともに、約 30 秒間の平均値を測定結果とした。

一方、本試験装置には大気温度と湿度を制御する装置は設けられていない。このため、試験輪の周辺に温度湿度ロガー (大阪マイクロコンピュータ製 LogStick) を設置して 30 秒間隔で温度と湿度を測定した。

Fig. 3 Experimental apparatus (Wheel-Rail rolling contact equipment in RTRI). This experimental apparatus can measure the tangential force by keeping an accurate longitudinal slip ratio acting on the contact surfaces. However, this apparatus is not equipped with the environmental device as shown in Fig.2(a).

3・2 試験輪

車輪の踏面とレール輪の頭頂面の断面形状を図 4 に示す。

Fig. 4 Cross-sectional shapes of wheel tread and top surface of rail. The wheel has the modified arc wheel profile. This is widely used in meter-gauged lines of JR (Japan Railway Companies group). The rail had the cross-sectional shape of JIS 50kgN rail.

車輪とレール輪はそれぞれ車輪鋼とレール鋼で製作した円筒形状とし、直径 500mm で幅方向を実物と同じ寸法とした。車輪の踏面形状は JR 在来線で主に使用されている修正円弧踏面形状で、レール輪の頭頂面形状は JIS50kgN レールとした。新品状態の車輪とレール輪それぞれの接触面の表面粗さは、算術平均粗さ R_a で車輪が約 $0.19 \mu\text{m}$ 、レール輪が約 $0.21 \mu\text{m}$ である。

3・3 実験条件

在来線の走行速度条件で接線力測定実験を行う。試験輪の周速度、車両の静止輪重を想定した垂直荷重、すべり率に関する実験条件を表 1 に示す。本実験では同じ試験輪を繰り返し用いるため、実験結果に一般性を持たせるため、表 1 の実験条件を可能な限りランダムに組み替えて実施している。

一方で、本試験装置のトルクメータの測定許容値は最大 $1900\text{N} \cdot \text{m}$ と小さく、垂直荷重とすべり率の両方が大きい条件を同時に設定することができない。このため、接線力係数の測定ではすべり率との関係調査に重点を置き、垂直荷重を 5kN と小さい条件設定とした。

Table 1 Experimental conditions.

Velocity [km/h]	20, 35, 60, 90, 130
Vertical load [kN]	5, 7, 10, 15, 20, 25, 35
Longitudinal slip ratio [%]	0.2, 0.3, 0.5, 0.8, 2.0, 3.0

3・4 コンタクトパッチの測定と評価

車輪とレール間のコンタクトパッチを精度良く測定することは難しい。この理由としては、車輪とレール間の接触面圧は平滑表面でも 800MPa 程度と推定され、この高い接触面圧に耐えながら一定の測定精度を保った計測をすることができる測定器が現存しないためである。

このため本研究では効率的な実験の進行と一定の測定精度の確保を両立させるため、感圧紙(富士フィルム製、HHS タイプ)を車輪とレール輪間に挟むことで両者間のコンタクトパッチを測定し、測定した感圧紙の変色濃度から接触の有無を定量的に判別することとした。

具体的には、まず、感圧紙の変色濃度から接触面圧を判別するためのキャリブレーションデータを作成するため、感圧紙に付属する標準色見本をスキャナで画像データとして変換し、接触面圧に対応する標準色見本に対応する色の 3 原色を画像処理技術により求める。本研究では、車輪とレール間の接触面圧はその接触部/非接触部の境界で急峻に大きくなる特徴があることを考慮 (Yamamoto, 2010) し、感圧紙の測定可能範囲の下限值である接触面圧 180MPa 以上となったとき実際に車輪とレール輪が接触したと判断する。これに対応する標準色見本 “0.7” から画像処理技術により求めた平均的な色の 3 原色は (233, 106, 149) となった。次に、コンタクトパッチを測定した感圧紙をスキャナで画像データに変換し、キャリブレーションデータを参照することで、接触面圧 180MPa 以上となる接触範囲を判別する。最後に、感圧紙の接触の有無を判別した結果を 2 値化処理することで、接触領域を黒色、非接触領域を白色で表示し、接触面圧 180MPa 以上で接触するコンタクトパッチを求める。

なお、感圧紙の測定可能面圧は 130MPa から 300MPa のため、車輪とレール間の接触面圧の大きさを考慮すると、本手法で求めることができるのはコンタクトパッチの外形に留まると考えられる。

4. 接線力測定実験の結果

4・1 車輪とレール間の過渡的な接線力特性

試験輪が新品状態のときに測定した 1 回目の接線力係数 (実験時間 15 分程度) と、その後、様々な実験条件で繰り返し使用した後の接触面のときに測定した 11 回目の接線力係数 (実験時間 1 分程度) の実験結果を図 5 に重ねて示す。両者の実験条件は垂直荷重 5kN 、すべり率 0.5% 一定、速度 60km/h で同じである。図 5 (a), (b), (c) はそれぞれ接線力、垂直荷重、すべり率で、青線が実験 1 回目、赤線が実験 11 回目の結果である。

図 5 (a) から、実験 1 回目 (青線) と実験 11 回目 (赤線) の最大値を見ると、両者の接線力係数は同等であることが分かる。このときの接触面の摩擦係数は両者とも飽和した状態と考えられる。その一方で、接線力係数の

立ち上がりに要する時間に着目すると、前者は接線力係数が飽和するまで約 200sec.要しているのに対して後者は約 40sec.と短い。図 5 (b), (c) を見ると、接線力係数の立ち上がり部分の垂直荷重とすべり率が同等であることから、両者の差異は実験開始時の接触面の表面性状の違いによるものと考えられる。

実験初期である前者の接触面は、切削機械により接触面が切削加工された状態のため摩擦係数は小さい傾向と考えられる。この状態から、接触面に微小すべりを与えながら繰り返しの転動接触を行うと、摩擦力により接触面は微細な摩耗と酸化を繰り返すため、接線力係数が時間を掛けてゆっくりと大きくなる。この変化の過程は、小型円筒試験片を用いた接線力測定実験でも同様に確認された (山本, 2019)。このことから、前者の接触面の初期状態が摩擦係数の小さい状態であったため、接線力係数の立ち上がり時間が長いと考えられる。また、実験後の接触面の断面形状には摩耗や塑性変形などの明確な形状変化は認められなかった。このことは、接線力係数の立ち上がり時間の違いが接触面の表面形状の違いによるものではないことを示していると考えられる。

以上から、大型試験輪を用いた接線力測定実験でも小型円筒試験片を用いた接線力測定実験と同様に、接触面に微小すべりを与え繰り返し転動接触させると、接触面の摩擦力が飽和状態となる前の大域的な時間の経過とともに変動する状態での接線力特性となることが分かった。

この結果を踏まえ、4・2 節以降では、接触面の摩擦力が飽和した状態での実験値を評価することとする。

Fig. 5 Time histories of the experimental results between after 1st experiment and after 11th experiment. The saturated time of the longitudinal tangential force after 11th experiment becomes short compared with that after 1st experiment. This means that the friction coefficient on the contact surface becomes large.

4・2 接線力係数と周速度の関係

すべり率 0.2%で、垂直荷重と周速度および接線力係数の関係を図 6 (a) に示す。青色○印が荷重 5kN, 緑色○印が荷重 15kN, 赤色○印が荷重 35kN の場合で、それぞれ試験輪周辺の湿度が 40%以上のときのものである。

図 6 (a) では、周速度 60km/h 以上のとき、それぞれの垂直荷重ごとの接線力係数には明確な変化が認められず、おおむね一定値となっている。しかしながら、速度 20km/h のときの接線力係数は速度 60km/h 以上のときより小さい傾向が認められ、この傾向は全ての垂直荷重の条件に共通している。この理由は、本試験装置のすべり率制御の性能が周速度に応じて異なることによるものと考えられる。本試験装置の設定すべり率を 0.2%に設定し

たときのすべり率の時刻歴波形を図 6 (b) に示す。周速度が 60km/h 以下の条件では、すべり率のばらつきが大きく、特に、速度 20km/h のときは、設定すべり率 0.2% のとき最大 $\pm 0.1\%$ 程度の誤差が認められ、その平均値は他の速度条件のときより 10%程度小さい。一般的に接触面に作用する接線力特性は、微小すべり領域では接線力は線形的に増加するため、すべり率が小さいほど接線力は小さくなる。このため、速度 20km/h のときの接線力係数が他の速度条件のときより小さく計測されたと考えられる。

また、図 6 (a) では垂直荷重が小さいほど接線力係数が大きい傾向も認められる。これは垂直荷重の大きさにより接触面で作用する接線力の発生メカニズムが異なるためである。垂直荷重とせん断方向の力が作用する接触面の様子を模式図で図 7 に示す。垂直荷重が小さいときは、図 7 (a) のように表面の突起部（赤色丸部分）に作用する凝着力が接線力となり垂直荷重に対して相対的に大きい傾向となる。しかし、垂直荷重が大きいときは、図 7 (b) のように、接線力には表面の突起による凝着力のみでなく母材の弾塑性摩擦力も加わり、これが飽和するため、接線力は垂直荷重に対して相対的に小さい傾向となる (Shaw et al., 1960)。接触面に転がり摩擦力が加わる場合と転がりすべり摩擦力が作用する場合の特徴的な違いはすべりの有無である。純粋な転がり運動ではコンタクトパッチ内にすべり領域がなく接線力が生じないので垂直荷重の違いによる影響はない。しかし、転がりすべり摩擦力では、コンタクトパッチ内に純粋な転がり領域（固着領域）とすべり領域が共存した形態となり、すべり領域のみが垂直荷重の影響を受けるため接線力係数が変化する。このため、垂直荷重が大きいときは母材の弾塑性摩擦力の影響を受けて接線力係数は小さくなると考えられる。

ここで、Hertz 理論に基づくコンタクトパッチの理論値を評価指標とし、接線力測定実験の実験条件と結果の妥当性を検証する。垂直荷重 5kN, 15kN, 35kN のときの試験輪間のコンタクトパッチの測定値から求めた長径と短径と、Hertz 理論から求めた長径と短径をそれぞれ表 2 に示す。コンタクトパッチの長径と短径は、それぞれ左右方向（まくらぎ方向）と前後方向（レール長手方向）の幅を意味する。

表 2 から、コンタクトパッチの測定値と理論値を比較すると、コンタクトパッチの短径は両者の差が小さいのに対して長径は両者の差が大きい。これは、車輪とレールのそれぞれが円弧形状の組み合わせで構成されていることに起因して接触位置ごとに相対変位量が異なることと、感圧紙に 0.1mm 程度の厚みがあるためである。コンタクトパッチの短径を見ると、車輪とレール輪はともに円周方向に半径 250mm の曲率があるため、コンタクトパッチの中心から前後方向（レール長手方向）に離れるごとに両者の相対変位は大きくなる。このため、前後方向（レール長手方向）はすぐに感圧紙の厚さ以上の相対変位量となるため、コンタクトパッチの短径は理論値との差異が小さいと考えられる。その一方で、コンタクトパッチの長径を見ると、車輪踏面形状とレール頭頂面形状の間の相対変位量が全体的に小さいことから、両者は広い範囲で感圧紙を挟み込む形態となり測定値は理論値より大きくなると考えられる。図 8 は、接触幾何解析により実験条件での車輪とレール輪の接触位置を求めた計算結果で、図 8 (a) の丸印を中心に両者は接触している。このとき、図 8 (b) から、車輪とレール輪間の相対変位量を見ると、左右方向位置 560mm 付近を中心にその左右 10mm 程度の幅が非常に小さいことが分かる。接線力測定実験では、垂直荷重を付加すると両者は弾性変形により相対変位量が小さくなるため、ここに感圧紙を挟むとコンタクトパッチの長径はさらに大きくなると考えられる。このような接触条件の違いにより、コンタクトパッチの長径は理論値と比べて大きい値となったと考えられる。

その一方で、コンタクトパッチの長径および短径の測定値を見ると、垂直荷重の変化の比に対しておおむね 1/3 乗で比例する傾向が認められる。このことから、上記の理由により Hertz 理論で求まる理論値より測定したコンタクトパッチは大きい、垂直荷重に対するコンタクトパッチの大きさの変化の傾向としては妥当で、実験条件は適切であると考えられる。

以上から、乾燥条件では垂直荷重が小さいとき接線力係数は大きい傾向を示すこと、同条件での接線力係数は少なくとも周速度 130km/h まで一定となること分かった。このことは、既報 (Shaw et al., 1960), (大山, 丸山, 1981) とその傾向が一致している。

Fig. 6 Relationship between tangential force coefficient and velocity in the case of the 0.2% slip ratio condition. The tangential force coefficient is the almost same except for the 20km/h. On the other hand, the tangential force coefficient at 20km/h is small compared with that at over 60km/h. This is because the accuracy of the slip ratio at 20km/h is low.

Fig. 7 Schematic figures of friction force. In the case of the lightly loaded sliding surfaces, the tip of the asperities of the two surfaces are plastically deformed sufficiently to provide a contact area. Therefore, the friction force is thought to result from the welding and plowing of asperities. On the other hand, heavily loaded sliding surfaces are encountered in all of the processing operations that involve heavy plastic deformation. Therefore, the friction force becomes small relative to vertical load.

Table 2 Comparison between measurement and theoretical value of contact-patch.

Vertical load[kN]	Major axis[mm]		Minor axis[mm]	
	Measured	Theory	Measured	Theory
5	11.2	6.0	3.6	2.6
15	15.0	8.6	5.0	3.6
35	17.8	11.4	6.0	4.8

Fig. 8 Numerical analysis result of contact geometry of wheel and rail interface. Relative displacement between the wheel tread and the rail head is very small near the contact position in lateral position.

4・3 接線力係数とすべり率の関係

本試験装置の特性として、周速度 20km/h 以下の条件では設定値に対するすべり率の精度が低い傾向があることを 4・2 節で述べた。このため以降では、周速度 90km/h 以上の測定値を対象に検討を行うこととする。荷重 5kN のときの、接線力係数とすべり率の関係を図 9 に示す。試験輪周辺の湿度が 40%より低いときを青色○印、40%以上のときを緑色□印で示す。

(1) 試験輪周辺の湿度の影響

図 9 から、すべり率が大きくなるとともに接線力係数が増加し、すべり率 0.5%付近で接線力係数が飽和する傾向が認められ、レール輪の周辺湿度が 40%より低いとき（青色○印）は、接線力係数は最大 0.74 程度まで増加するのに対し、湿度 40%以上のとき（緑色□印）は最大 0.45 程度で湿度が低い条件のときより小さい。この理由は以下の通りである。接触面は大気的水分により潤滑されていると考えることができる。このとき、大気の湿度が高い場合は大気に含まれる水分量が多いため、接触面はより多くの水分で潤滑された状態となる。このため、接触面の摩擦係数が小さくなり接線力係数が低下したと考えられる。

すべり率 2～3%かつ湿度 40%以上のときは、接線力係数が 0.3～0.5 程度に飽和する傾向が認められる。一方、すべり率 2%以上の実験値が非常に少なくその傾向は明確でないが、試験輪周辺の湿度が 40%より低いときで、すべり率 3%のときに接線力係数が 0.3～0.5 の範囲で少数認められた。

(2) Kalker 理論に基づく接線力特性との関係

Kalker 理論に基づく接線力特性と実験値の差異を確認するため、実験値に式 (5) と式 (6) から求めた理論値を重ねて図 9 に示す。緑色点線は試験片の周辺湿度が 40%以上のときの実験値に沿うように接触面の摩擦係数を 0.35 と 0.45 として計算したもので、青色点線は試験片の周辺湿度が 40%より小さい場合のときの実験値に沿うように接触面の摩擦係数を 0.90 としたものである。

図 9 から、実験値に若干のばらつきはあるため、理論値である緑色点線とは一致はしていないが、接線力特性の傾向はすべり率の大きい範囲まで良好に一致している。同様に、試験片の周辺湿度 40%未満のときでも、理論値である青色点線と良好に一致している。

ここで実験値のばらつきの原因について考察する。本実験では、同じ試験輪を繰り返し使用して接線力測定実験を行っていることから、実験値のばらつきの原因を周辺湿度以外の要因で考えたとき、接触面の摩耗や塑性変形によるコンタクトパッチの僅かな形状変化が一因に挙げられる。このため、実験値のばらつきが接触面の摩耗などコンタクトパッチの形状変化に起因するものであることを確認するため、感圧紙で測定したコンタクトパッチの寸法を用いて理論計算により検討を行う。

感圧紙で測定したコンタクトパッチの包絡線を図 10 (a) に示す。4・2 節で述べたように、感圧紙で測定したコンタクトパッチは感圧紙自体に厚みがあるため、実際より大きい値となる。このため、感圧紙で測定した大きさをそのまま用いてクリープ係数を推定すると実態とは異なる値となる可能性があるため、コンタクトパッチの包絡線①を基準とした相対値として同②から同⑥の接線力係数を推定する。評価の手順としては、まず、車輪とレール輪が設計形状の組み合わせで求まるクリープ係数を同①のクリープ係数と定義する。次に、同②から同⑥の長径と短径を測定し、同①の長径と短径とのそれぞれの比（青色○印、橙色△印）を求め、同①のクリープ係数に対するそれぞれの比から同②から同⑥のクリープ係数を推定する。最後に、接線力係数はすべり率 0.2%のときの値と比較することとし、同②から同⑥のクリープ係数とすべり率 0.2%の積から接線力係数を算出し、同①に対する比を求める（緑色□印）。このようにして求めたコンタクトパッチの長径・短径およびすべり率 0.2%のときの接線力係数のそれぞれ同①に対する比を図 10 (b) に示す。

図 10 (b) から、接線力係数は基準とした①のときが 0.45、同⑥のときが最も大きく 0.70 となるが、コンタクトパッチの形状変化により接線力係数は、基準とした同①に対して最大 56.2%程度のばらつきを持つことが分かる。一方、図 9 のすべり率 0.2%のときの接線力係数の実験値を見ると 0.25～0.37 に分布しており、これらのばらつきは最大 50%程度でコンタクトパッチから推定した結果と同様の傾向となっている。このことから、摩耗や塑性変形に起因するコンタクトパッチの僅かな形状変化が接線力係数のばらつきの一因となっていると推察される。

なお、鉄道現場で使用される専用の車輪踏面形状測定器を用いて測定したとき、設計形状に対してその形状変化は注視しないと気付くことが困難な程度の大きさであるが、このような接触面の僅かな形状変化でも接線力特性にばらつきが生じることが分かった。

(3) 接線力係数の低下する現象に関する考察

図9から、すべり率が大きい範囲での接線力係数はおおむね一定値で飽和しており、1章で述べた現象(Hobbs, 1967), (Polach, 2005), (Knothe, 2008), すなわち、すべり率が大きい範囲で接線力係数が低下する傾向は、本実験条件では認められなかった。その一方で、本試験装置の運転上の制約により、垂直荷重の大きい条件での接線力測定の実施が困難で確認することができないため、ここでは、両者の実験条件の違いに基づく現象発生の有無について推察を行う。

本実験では垂直荷重が5kNで、実物車両の輪重と比べると一桁程度小さい。しかしながら、すべり率2%以上の大きい条件で行った実験では、1回の実験を5分程度の短い時間実施しているにも関わらず、車輪とレール輪の全体温度が30°C程度から40°C程度まで10°C程度上昇していた。このことは、車輪とレール輪の接触面に大きなすべり率を継続して付加すると、接触面で生じる摩擦熱により車輪とレール輪全体の温度が大きく上昇することを意味している。実物車両の一般的な車輪に加わる垂直荷重(輪重)30~50kN程度の接触状態で、接触面に大きなすべり率を付加する接線力測定実験を行ったとき、試験輪全体の温度はさらに上昇すると考えられる。一般に、試験輪全体の温度が大幅に高くなると金属材料は軟化する傾向を示すため、車輪とレール輪の接触面に作用する接線力は低下すると考えられる。このように考えたとき、試験輪全体の温度と接線力特性の関係を記した文献が見当たらないため、その詳細は明らかではないが、実物車両の車輪とレール間の垂直荷重(輪重)条件で同様の接線力測定実験を繰り返し実施すると、試験輪全体の温度の上昇にともないすべり率が大きい範囲で接線力係数が低下すると考えられ、既報(Hobbs, 1967), (Polach, 2005), (Knothe, 2008)と同様の実験結果に近い傾向を示すことが想定される。

以上から、大型試験輪を用いた接線力測定実験でも、直径30mmの小型円筒試験片を用いた接線力測定実験の結果(山本, 陳, 2011)と同様に、試験輪の周辺湿度が40%以下と低い条件では、接線力係数は最大0.74程度まで大きくなること、試験輪の周辺湿度が高い条件では、すべり率が2%以上と大きい場合でも接線力係数は0.3~0.5程度で飽和する傾向があることが分かった。また、周辺湿度やコンタクトパッチの僅かな形状変化による実験値のばらつきが生じるが、実験結果は式(6)の接触面の摩擦係数 μ を実験値からそれぞれ推定した0.90, 0.45, 0.35として補正したKalkerの理論値と良好に一致する傾向を示すことが分かった。

その一方で、接線力係数がすべり率の大きい条件で飽和せずに低下する現象については、本実験では確認することができなかった。この現象は、試験輪全体の初期温度の違いによる影響が定性的に考えられるため、車輪とレール間の接触面圧を実物車両の条件と同等とし、同時にすべり率を大きくするとともに長時間の接線力測定実験を行うことで確認できる可能性があるが、材料物性の変化に話が発展すると考えられるため、本稿では扱わない。

Fig. 9 Relationship between tangential force coefficient and longitudinal slip ratio in the case of the vertical load 5kN. The tangential force coefficient under 40% relative humidity is tend to be large compared with that over 40% relative humidity. The tangential force coefficient agrees well with the Kalker's theoretical value in the case that the friction coefficient set to 0.90, 0.45, and 0.35.

Fig. 10 Estimation of tangential force coefficient at 0.2% longitudinal slip ratio condition due to change of contact-patch. When the measurement experiment of tangential force is carried out repeatedly, the contact patch changes due to wear compared with the contact patch No.1, and the rate of tangential force coefficient is uneven from 0% to 56.2%.

4・4 クリープ係数とすべり率の関係

垂直荷重が5kNのときのクリープ係数とすべり率の関係を図11に示す。縦軸はKalkerの理論値に対するクリープ係数の誤差率で、この値が小さいほど実験値は理論値に近いことを意味する。また、4・3節と同様に周辺湿度40%以下を青色○印、40%より高いときを緑色□印で示す。

図11から、すべり率0.2%のときクリープ係数の理論値に対する誤差率は最小10%程度で、Kalkerの理論値に近い値となっていることが分かる。特に、試験輪の周辺湿度が40%より低い条件ではクリープ係数は理論値により近い傾向を示している。しかしながら、すべり率が大きくなると、試験輪の周辺湿度の大小に関わらずクリープ係数はKalkerの理論値から乖離する傾向が強くなり、すべり率が2%以上のときのクリープ係数は、理論値に対して90%以上の誤差率となっている。すべり率が大きい条件で理論値から乖離する傾向が強くなる理由は、車輪とレール輪間の接線力特性に飽和特性があるためで、すべり率が大きい範囲では、接線力は接触面に作用する

Fig. 11 Ratio between experimental values and the theoretical value in creep coefficient in the case of the vertical load 5kN. The error of creep coefficient for the theoretical value is the smallest under the low slip ratio condition. In addition, the error of creep coefficient under 40% relative humidity condition is tend to be small compared with that over 40% relative humidity condition. These mean that the creep coefficient can measure accurately under small slip condition.

摩擦力に飽和する特性があり、微小すべり領域のようにすべり率の増加に応じて大きくなることができないため、このときの実験値と原点を結ぶ勾配は小さくなる。この勾配はクリープ係数を意味するため、すなわち、すべり率が大きい範囲ではクリープ係数は小さくなることとなる。

以上、接線力測定実験でクリープ係数を精度良く測定するには、すべり率の小さい範囲で接線力を測定することが重要となることが分かる。さらに、微小すべり領域ではすべり率の僅かな変化に対してクリープ係数は大きく変動する特性があるため、すべり率をきめ細かく制御できる試験装置を用いて接線力測定実験を行うことが、測定精度を向上することに有効となることが分かる。

このため、4・5節では、すべり率 0.3%以下の条件での測定値を対象に議論する。

4・5 クリープ係数と垂直荷重の関係

垂直荷重 5kN から 35kN のときのクリープ係数をそれぞれ図 12 に示す。なお、これらのクリープ係数は、すべり率 0.3%以下の測定値を用いて求めたものである。縦軸は Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率で、横軸は垂直荷重である。青色○印が試験輪の周辺湿度が 40%より小さいとき、緑色□印が周辺湿度 40%以上のときを示す。

図 12 から、垂直荷重 5kN のときの Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率は 10~40%程度のばらつきが認められた。また、垂直荷重を 10kN から 35kN まで変化させたときも、Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率は 10~40%程度のばらつきが認められ、垂直荷重の大きさに関係なく誤差率のばらつき具合は同等であった。

Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率にばらつきが生じた理由として、接触面の摩耗や塑性変形による形状変化の影響が考えられるため、それぞれの垂直荷重の条件ごとにコンタクトパッチを測定してその形状変化を調査する。図 13 (a) は、一連の接線力測定実験で節目ごとに測定したコンタクトパッチを垂直荷重の条件ごとに並べたもので、これらのコンタクトパッチから長径と短径、および長径・短径比に基づくクリープ係数の諸値を求め、コンタクトパッチ①を基準としてそれぞれのコンタクトパッチの諸値との間の比を求める。コンタクトパッチ①に対する諸値を、垂直荷重の条件ごとに図 13 (b) ~図 13 (e) に示す。青色○印と橙色△印がそれぞれ、コンタクトパッチを接触楕円とみなしたときの長径と短径で、緑色□印がすべり率 0.2%の条件における接線力係数である。なお、それぞれは前述したものと同様に、コンタクトパッチ①に対する比で示している。

図 13 (a) では、コンタクトパッチの形状変化を見ると、いずれの垂直荷重の条件でもその変化が小さい。また、図 13 (b) ~図 13 (e) では、垂直荷重 10kN, 15kN, 25kN, そして 35kN のそれぞれのコンタクトパッチ①に対する接線力係数の比を見ると、最大でも 12%程度の差異で接触面の形状変化による影響が小さい。ここで、再考することとする。

垂直荷重 5kN のときは、コンタクトパッチの形状変化が比較的大きいことを 4・3 節で述べた。垂直荷重の小さいときに試験輪同士が接触する範囲は、垂直荷重が大きいときにもこの範囲で同様に接触する。さらに、試験輪間の接触面圧は感圧紙の測定可能レンジを超えていることを 3・4 節で述べた。これらのことを総合すると、垂直荷重の大きいときのコンタクトパッチは外形寸法が同等であっても、垂直荷重 5kN のときに接触する接触範囲が形状変化しているため、試験輪間のコンタクトパッチ全体で均一に接触していない可能性が考えられる。すなわち、垂直荷重が大きいための接線力係数のばらつきが比較的大きい理由として、試験輪間のコンタクトパッチ全体としての形状変化は小さいが、その内部の接触形態が異なるためと考えられる。

次に、試験輪の周辺湿度が接線力係数に及ぼす影響について着目する。垂直荷重 5kN のときは周辺湿度 40%より低いときの方がクリープ係数の誤差率が小さい傾向が認められたが、その他の垂直荷重のときは周辺湿度の大きさにより明確な差異は認められない。この理由として、試験輪の周辺湿度が一定に制御されていない自然環境条件で測定を行ったことが影響していると考えられる。それぞれの測定値と周辺湿度の関係を精査すると、垂直荷重 5kN のときの測定値は 1 月に測定したものが多く、このときは 1 日を通して大気湿度が 30%程度で安定していた。しかしながら、その他の荷重条件のときの測定値は 5 月に測定したものが多く、大気湿度も 50%前後の日が多く、1 日を通して大気湿度が変動して一時的に大気湿度 40%以下となったときのものである。

ここで、大気湿度と接線力係数の関係について、過去に実施した転がりすべり摩擦力試験機 (図 2 (a) 参照) を用いた接線力測定実験の結果に着目する。この実験では、試験片の周辺湿度を一定に制御しながらすべり率一

定条件で接線力係数を測定すると、試験片の周辺湿度 30%程度を境界にその前後で接線力係数が異なる大きさとなること (Yamamoto, 2013)、試験片の周辺湿度の変化に追従するように接線力係数が変動することが確認されている。この実験結果を踏まえて考えると、大型試験装置を用いた接線力測定実験で、垂直荷重がその他のとき周辺湿度の大きさにより明確な差異が認められなかった理由としては、大気湿度が最低でも 40%で極端に低い条件でなかったことから接触面に付着した水分による潤滑効果が残る、接線力係数に明確な差異が認められなかったと考えられる。

なお、図 13 (a) のコンタクトパッチの測定形状は Hertz 理論に基づく綺麗な楕円形状となっていないものもあるが、既報 (Yamamoto, 2010) の数値計算の結果から、その差が接線力特性に及ぼす影響は大きくないと考えられる。

以上、垂直荷重が 5kN から 35kN のときのクリープ係数は、Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率が 10~40%と同等で、垂直荷重の大きさに関係ないことが明らかとなった。クリープ係数のばらつきは、試験輪の周辺湿度の違いや、摩耗や塑性変形に起因する車輪とレール輪間のコンタクトパッチの僅かな形状変化によるものと考えられる。また、大気湿度が低い条件でもクリープ係数が Kalker の理論値より若干小さい理由は、Kalker 理論 (Kalker, 1990) は接触面が完全に滑らないことを前提に、接線力を座標の多項式で表し、クリープ率と接線力の係数を厳密に求めて構築したものであるのに対し、実際には大気湿度や接触面の表面性状の違いにより接触面で微小なすべりを生じるための違いによるもので、数値解析の前提条件と対象とする実験条件の相違によるものと考えられる。

その一方で、クリープ係数のばらつきは車輪とレール輪間のコンタクトパッチの大きさに関係なく、クリープ係数のばらつきが同等であった。このことは、乾燥条件では試験輪間のコンタクトパッチの大きさが異なっても、Kalker の理論により接触面の表面性状と周辺環境が同等のときの接線力特性を推定することができることを意味している。すなわち、小型円筒試験片を用いた接線力測定実験でも、接触面の表面性状と周辺環境が同等のときの実物車両の車輪とレール間の接線力特性を推定できることが分かった。

Fig. 12 Relationship between the ratio between experimental values and theoretical value in creep coefficient and several vertical load conditions. The rate of creep coefficient is almost same regardless of size of the contact patch.

Fig. 13 Comparison of contact-patch before/after experiment. The size of contact patch is the almost same under the same vertical load conditions. However, the rate of creep coefficient is uneven as shown in Fig.12. It is considered that the contact condition inside contact patch is not uniform due to small wear.

5. 結 論

車輪とレール間の接線力特性に関するこれまでの研究では、実験値は Kalker の理論値に対して、クリープ係数が若干小さく、すべり率が大きい範囲で接線力が低下する傾向となることが一部で指摘されていた。また、過去に実施された実験的研究では実験値と理論値の差異を示すに留まるものが多く、試験輪の大きさや構造が異なる試験装置を用いた実験結果であることから、実験値と Kalker の理論値の差異が試験輪の大きさの違いに起因するものと考えられることも少なくなかった。

このため本研究では、車輪とレール間のコンタクトパッチの大きさの違いが乾燥条件における接線力特性に及ぼす影響を調査し、大きさの異なる試験輪を用いた場合でも、Kalker の理論に基づき実際の車輪とレール間の接線力特性を推定できることを実験的に示すため、直径 500mm の試験輪を用いた接線力測定実験を実施した。

その結果、最初に、接触面に微小すべりを与え繰り返し転動接触させると、直径 30mm の小型円筒試験片を用いた接線力測定実験で確認されたように、接触面の摩擦力が飽和状態となる前の大域的な時間の経過とともに変動する状態での接線力特性が直径 500mm の大型試験輪を用いた接線力測定実験でも同様に得られることが分かった。さらに、接触面の摩擦力が飽和した後の接線力係数は、少なくとも周速度 130km/h までは速度依存性がなく一定となることが分かった。次に、垂直荷重 5kN のとき接線力係数とすべり率の関係を調査した結果、試験輪の周辺湿度が低いとき接線力係数は大きい傾向が認められ、接触面の僅かな形状変化により接線力係数がばらつく傾向があるが、実験値は Kalker の理論値と良好に一致する傾向を示すことが分かった。これらの傾向は直径 30mm の小型円筒試験片を用いた接線力測定実験の結果と同様であった。最後に、垂直荷重を 5kN から 35kN ま

で変えたときのクリープ係数を調査した結果, Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率は 10~40%で, 垂直荷重の条件に関わらず同等のばらつきを持つことが分かった. 実験値のばらつきは, 接触面の摩耗や塑性変形に起因するコンタクトパッチの僅かな形状変化や, 試験輪の周辺湿度の条件が安定していないことによるものと考えられる. その一方で, 垂直荷重の異なる条件でも Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差率が同等のばらつきであることは, 乾燥条件では試験輪間のコンタクトパッチの大きさが異なっても, Kalker の理論により接触面の表面性状と周辺環境が同等のときの接線力特性を推定できることを意味しており, これまで著者が実施してきた直径 30mm の小型円筒試験片を用いた接線力測定実験により, 実物車輪とレール間の接線力特性を推定できることが分かった.

文 献

- Hobbs, A. E. W., A survey of creep, DYN/52 (1967), British Railway Research Dept., Derby, England.
- Johnson, K.L., The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25 (1958), pp.339-346.
- Kalker, J.J., Three-dimensional elastic bodies in rolling contact (1990), KLUWER ACADEMIC PUBLISHERS.
- 康琦, 井口雅一, 西村誠一, 谷本益久, 実体鉄道車輪とレールによるクリープ特性実験, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.59, No.559 (1993), pp.777-781.
- Knothe, K., History of wheel/rail contact mechanics: from Redtenbacher to Kalker, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, Nos.1-2 (2008), pp.9-26.
- Matsumoto, A., Sato, Y., Nakata, M., Tanimoto, M. and Kang, Q., Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand, *Wear*, Vol.191 (1996), pp.101-106.
- 大山忠夫, 丸山弘志, 高速ころがり接触下のすべりと摩擦—乾燥(非潤滑)状態下における実験と二次元接触理論との対応—, *潤滑*, Vol.27, No.10 (1981), pp.758-765.
- Polach, O., Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit, *Wear* 258 (2005), pp.992-1000.
- Shaw, M. C., Ber, A. and Manin, P.A., Friction characteristics of sliding surfaces undergoing subsurface plastic flow, *Transactions of the ASME Ser. D*, Vol.82 (1960), pp.342-346.
- Yamamoto, D., Study on the running vibration characteristics of railway vehicle (1st report, Estimation of creep coefficient between actual wheel and rail), *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.4, No.6 (2010), pp.823-836.
- 山本大輔, 陳樺, 鉄道車両の車輪踏面の微小凹凸と接線力に関する基礎的研究 (2 円筒転がり試験機による環境条件と接線力特性の関係), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.77, No.781 (2011), pp.3211-3222.
- Yamamoto, D., Technique of reducing steady lateral force by providing micro-ribbed wheel tread profile, *Proceedings of the 9th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (BOGIE'13)*, Budapest (2013), pp.135-143.
- 山本大輔, 鉄道車両における車輪削正後の車輪とレール間の過渡的な接線力特性, *日本機械学会論文集*, Vol.85, No.876 (2019), DOI : 10.1299/transjsme. 18-00394.

References

- Hobbs, A. E. W., A survey of creep, DYN/52 (1967), British Railway Research Dept., Derby, England.
- Johnson, K.L., The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane, *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25 (1958), pp.339-346.
- Kalker, J.J., Three-dimensional elastic bodies in rolling contact (1990), KLUWER ACADEMIC PUBLISHERS.
- Kang, Q., Iguchi, M., Nishimura, S. and Tanimoto, M., Experimental study on creep between full-scale railway wheel and rail, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.559 (1993), pp.777-781 (in Japanese).
- Knothe, K., History of wheel/rail contact mechanics: from Redtenbacher to Kalker, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, Nos.1-2 (2008), pp.9-26.
- Matsumoto, A., Sato, Y., Nakata, M., Tanimoto, M. and Kang, Q., Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand, *Wear*, Vol.191 (1996), pp.101-106.
- Ohayama, T., and Maruyama, H., Traction and slip under high-speed rolling contact – Correspondence of experimental results under dry friction to two-dimensional contact theory-, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers (in Japanese)*, Vol.27, No.10 (1981), pp.758-765.

- Polach, O., Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit, *Wear* 258 (2005), pp.992-1000.
- Shaw, M. C., Ber, A. and Manin, P.A., Friction characteristics of sliding surfaces undergoing subsurface plastic flow, *Transactions of the ASME Ser. D*, Vol.82 (1960), pp.342-346.
- Yamamoto, D, Study on the running vibration characteristics of railway vehicle (1st report, Estimation of creep coefficient between actual wheel and rail), *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.4, No.6 (2010), pp.823-836.
- Yamamoto, D. and Chen, H., Fundamental study on fine unevenness and tangent force characteristics on wheel tread of railway vehicle (Relations between environmental condition and tangent force characteristics with a two-disk rolling machine), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.77, No.781 (2011), pp.542-545 (in Japanese).
- Yamamoto, D., Technique of reducing steady lateral force by providing micro-ribbed wheel tread profile, *Proceedings of the 9th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (BOGIE'13)*, Budapest (2013), pp.135-143.
- Yamamoto, D., Transient characteristics of tangential force at wheel/rail interface after wheel re-profiling for railway vehicles, *Transactions of the JSME(in Japanese)*, Vol.85, No.876 (2019), DOI : 10.1299/transjsme. 18-00394.