

2円筒試験機を用いた実験による 実車輪／レール間の接線力の推定

山本 大輔*

Estimation of Tangential Contact Force between Actual Wheel and Rail Using Twin-disc Rolling Machine

Daisuke YAMAMOTO

In this paper, to investigate the relationship between contact-ellipse and tangential contact force of wheel/rail under dry conditions, we conduct tangential force measurement experiments using different sizes of cylindrical specimens with 30 mm and 500 mm in diameters. As a result, we confirm that these characteristics of tangential contact force agree well with the Kalker's theoretical formula regardless of the size of contact-ellipse. These experimental results mean the tangential contact force characteristics of an actual wheel/rail interface can be estimated by means of the laboratory experiment under the same conditions of the roughness of a contact surface, surface property, and humidity around a contact surface.

キーワード：車輪／レール，接線力特性，クリープ係数，接触楕円，コンタクトパッチ，車両運動力学

1. はじめに

安全・安定輸送の確保には，車両の走行性能に大きな影響を及ぼすことが知られている車輪とレール間の接線力特性を明確に把握することが必要となる。そのための一手段として，営業線での走行試験が挙げられ，そこで得られる結果には説得力がある。その一方で，営業線を用いるにはさまざまな制約があり，とりわけ車輪／レール間の接触状態を調査する際にはきめ細かな現象評価が求められるため，その実施には条件設定や計測などにおいて困難を伴う。このような場合，室内実験は有効な評価手段となる。

既報では，2円筒試験機を用いた接線力測定実験が多く行われており，車輪／レール間の接線力特性を推定する理論として有名な Kalker の転がり接触理論（以下，Kalker 理論）と良好に一致するとの報告が大半を占める。しかし近年の報告では，すべり率の大きい範囲で接線力が一定値に漸近せずに低減傾向を示すとするもの，クリープ係数が Kalker の理論値より若干小さいとするものも見られるが，その理由は明確に示されていない。このため，これらの差異は大きさの異なる試験装置を用いたこと，すなわち試験輪間のコンタクトパッチ（接触楕円）の大きさの違いが原因と考えられることが少なくない。

本稿では，車輪とレール間の接触楕円の大きさの違いに着目し，これが乾燥条件における車輪とレール間の接線力特性に及ぼす影響を，試験輪の大きさの異なる2種類の試験装置を用いた接線力測定実験により調査する。

そして，乾燥条件における接線力特性は，接触楕円の大きさが異なっても Kalker の理論式と合致することを実験的に明確にし，2円筒試験機を用いた実験により，実際の車輪とレール間の接線力特性が推定できることを示す。

2. 車輪／レールの接線力特性の推定理論

2.1 実車走行時の車輪とレール間の接線力特性

鉄道車両の一般的な走行を数値解析で模擬する場合，大別すると惰行走行時と加減速走行時の2つの車輪とレール間の接線力特性が分かれば良い。

最初に，一輪軸が一定速度でレール上を転走する場合を想定し簡単な力学モデル（図1（a））で考える。輪軸の左右変位とヨーイング角度をそれぞれ y ， ψ とすると，車輪とレール間の接線力は運動方程式 (1)，(2) の右辺で表される。

ここで， C_{11} ， C_{22} は前後，左右方向のクリープ係数， d_0 は車輪／レール間接触点間距離の半値， γ_e は等価踏面勾配， r_0 は車輪半径を表す。その他の記号は図を参照のこと。

$$m\ddot{y} + k_y y = -2C_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} - \psi \right) \quad (1)$$

$$mI_z \ddot{\psi} + k_\psi \psi = -\frac{2C_{11} d_0^2 \dot{\psi}}{v} - \frac{2C_{11} \gamma_e d_0}{r_0} y \quad (2)$$

次に，車両が加減速走行する場合を考える。車輪がレールに接触しながら転走する場合を想定し，図1（b）の力学モデルで考える。前後と回転方向の2自由度を考慮

* 鉄道力学研究部 計算力学研究室

すると、同間の接線力は運動方程式 (3), (4) の右辺で表すことができる。なお、 $\text{sgn}(s)$ は符号関数である。

$$M\ddot{x}_w = \text{sgn}(s)\mu(s)Mg \quad (3)$$

$$I\ddot{\theta}_w = \text{sgn}(s)T_B - \text{sgn}(s)\mu(s)Mgr_w \quad (4)$$

ここで、加速走行するときのすべり率 s が $s \geq 0$ の範囲にあるとすると、符号関数 $\text{sgn}(s)$ は 1 となり、すべり率 s は式 (5) で表される。

$$s = (r_w\dot{\theta}_w - \dot{x}_w)/r_w\dot{\theta}_w \quad (5)$$

同様に、減速走行するときには、符号関数 $\text{sgn}(s)$ は -1 となり、すべり率 s は式 (6) で表される。

$$s = (r_w\dot{\theta}_w - \dot{x}_w)/\dot{x}_w \quad (6)$$

このとき、式 (3), (4) の接線力係数 $\mu(s)$ は接線力を荷重で割った値であり、その接線力とすべり率の関係において接線力が線形に増減する微小すべり率の範囲での接線力の傾きが式 (2) のクリープ係数を意味するため、両者が必要とする接線力特性は同じものということになる。

このように、実物車両が走行する時の挙動を数値解析で模擬する場合、そこで必要となる車輪／レール間の接線力特性は接線力－すべり率の関係線図となり、これは実態に即した条件で実験的に同定することが必要となる。

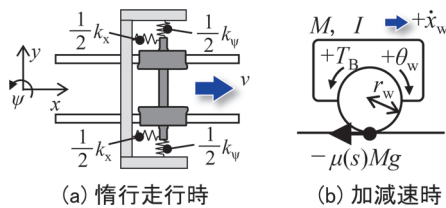


図1 一輪軸の力学モデル

2.2 車輪／レールの接線力特性を推定する理論

本節では、Kalker 理論について述べる。車輪とレールの断面形状はそれぞれ曲率一定の円弧形状の組み合わせで構成されており、Hertz 理論によるとその間のコンタクトパッチは楕円形状となる (図2 参照)。また、車輪とレール間に微小なすべりが生じるときの接線力は、接触楕円の縦横比により求まるクリープ係数とすべり率の積により求めることができる。これらを踏まえ、クリープ係数を求める際の手順を簡潔に述べる。まず、車輪の前後・左右の曲率半径をそれぞれ R_{wx} , R_{wy} 、同様にレールの前後・左右の曲率半径をそれぞれ R_{rx} , R_{ry} とし、式 (7), (8) で A , B を定義する。そして、接触楕円の特徴

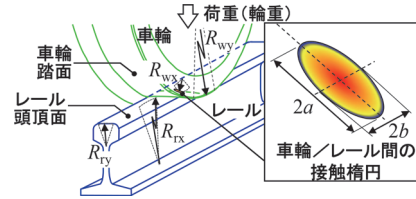


図2 車輪／レールの接触楕円と接線力特性の関係

を表す Hertz の楕円定数 m , n を式 (9) と参照表から求め、式 (10) により荷重 N 、縦弾性係数 E 、ポアソン比 ν を用いて接触楕円の長径と短径の半値 a , b を求める。例えば、 $\cos\eta$ が正値となるときは接触楕円の半値 a は左右方向の値となる。

$$A+B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} + \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (7)$$

$$B-A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} - \frac{1}{R_{wy}} + \frac{1}{R_{rx}} - \frac{1}{R_{ry}} \right) \quad (8)$$

$$\cos\eta = \frac{B-A}{B+A} \quad (9)$$

$$\left(\frac{a}{m} \right)^3 = \left(\frac{b}{n} \right)^3 = \frac{3N(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \quad (10)$$

次に、Kalker のクリープ係数を求める。この値は、Kalker の係数表から選定される無次元クリープ係数を用いて求める。具体的には、前後方向の接線力について考えたとき、Kalker の係数表から接触楕円の長径・短径比 b/a に基づき選定される前後方向の無次元クリープ係数を c_{11} とすると、すべり率 s との積により、前後方向の接線力は式 (11) で求めることができ、前後方向のクリープ係数 C_{11} は $abc_{11}E/[2(1+\nu)]$ となる。

$$T_x = \frac{-abc_{11}E}{2(1+\nu)} s \quad (11)$$

車輪とレール間の接触楕円では、すべり率の増加により接線力係数 $\mu(s)$ が摩擦係数 μ_s に漸近する特性となるため、一般に Levi-Chartet の式 (12) の漸近の速さを決める定数を 1.5 とした補正係数 ε を式 (11) に掛けて補正する。

$$\varepsilon = \frac{1}{[1 + (T_x/N\mu_s)^{1.5}]^{1/1.5}} \quad (12)$$

以上より Kalker 理論によると、車輪／レール間で作用する接線力特性の一つであるクリープ係数は、この間

の接触楕円の大きさに関係なく、その長径・短径比により定まることになる。このことを調査するため、大きさの異なる試験装置を用いて接線力測定実験を行う。

3. 小型試験装置を用いた接線力測定実験

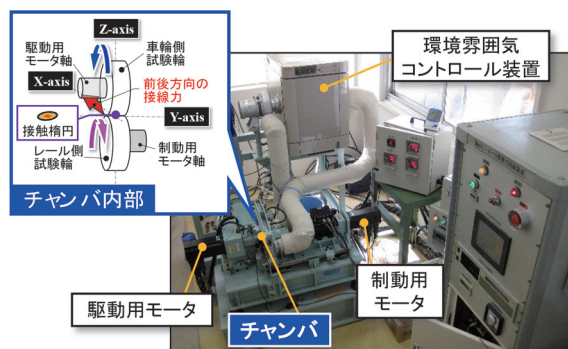
3.1 実験概要

Kalkerの理論値との差異を評価するため、実際の車輪とレールの接触を直径30mmの一对の小型円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験を行う。本章の実験結果は、鉄道総研の“転がり－すべり摩擦力試験機”（図3(a)）を用いて、実験条件ごとに全て新品試験輪を用いて評価したものである。

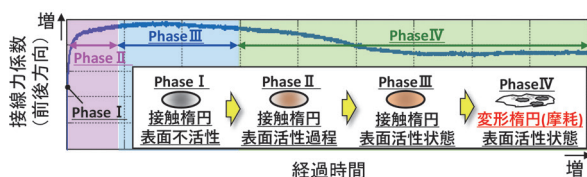
最初に、一对の試験輪を用いた接線力測定実験で得られる基本的な接線力特性について述べる。これまで著者は、図3(b)のように、一对の試験輪をすべり率一定条件で転動接触させると、試験輪の接触面の表面粗さとその表面の活性化状態の2つの要素の変化により摩擦係数 μ_s が変動するため接線力係数 $\mu(s)$ が増減すること²⁾、接触面の周辺湿度を定常的に30%以下に低くすると接触面の潤滑効果が低下して摩擦係数 μ_s が増加するため接線力係数 $\mu(s)$ が大きくなること³⁾を、それぞれ明確にしている。

これらの特性は、試験輪間にアタック角を設けたときに接触楕円に作用する左右方向の接線力に対しても同様の傾向を示す。

本章では、試験輪間の接触楕円とそこに作用する接線力の関係を調査するため、環境雰囲気コントロール装置でチャンパ内の試験輪の周辺環境を定常的に接触面の摩



(a) 転がり－すべり摩擦力試験機



(b) 接線力係数と接触楕円の変化の過程

図3 小型試験輪を用いた接線力測定実験

擦係数が大きい傾向を示す湿度30%程度に制御し実験を行った。そして、接線力とすべり率の関係評価は、接触楕円の中の微細な金属粉が剥離することで表面性状が活性化した状態となり接線力係数が最大値で安定するPhase IIIを対象として行った。

3.2 小型円筒試験輪の仕様

試験輪はそれぞれ実物車輪と実物レールから切り出して製作した。車輪側とレール側試験輪の接触面の前後方向の半径 R_{wx} と R_{rx} は15mm、左右方向の半径 R_{wy} と R_{ry} はそれぞれ300mmと ∞ mm（平坦形状）とした。

式(7)～式(10)から接触楕円の長径と短径を理論的に求めると、ポアソン比0.3では、荷重450N（接触面圧は計算値で約1GPa）のときは、長径の半値1.53mm、短径の半値0.14mmとなる。同様に、荷重100N（接触面圧は計算値で約627MPa）のときはそれぞれ0.93mmと0.08mmとなり、当然ながら接触楕円は小さくなる。このとき試験輪間に感圧紙を挟み、その接触楕円の大きさを測定するとおおむね理論値と等しい大きさの楕円形状となることを確認している。

それぞれの試験輪は清浄な状態とするため、石油エーテルに浸した状態で超音波洗浄を行って表面の油脂を除去し、完全に乾燥させたものを実験に供用した。

3.3 実験結果

荷重と試験輪の周速度を変えた条件で計測された接線力特性を図4と図5に示す。

図4の前後方向の接線力係数とすべり率の関係から、荷重450Nで、周速度1,000rpm（青色○印）と100rpm（緑色□印）を比較すると、乾燥条件における接線力特性は周速度には関係なく同様で、Kalkerの理論値（橙色点線）と良好に一致している。荷重100Nのときの接線

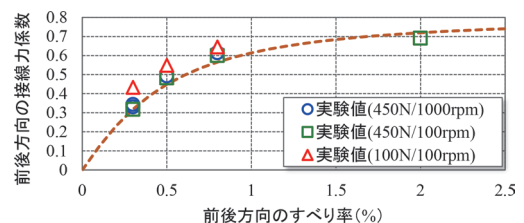


図4 小型円筒試験輪を用いた実験結果

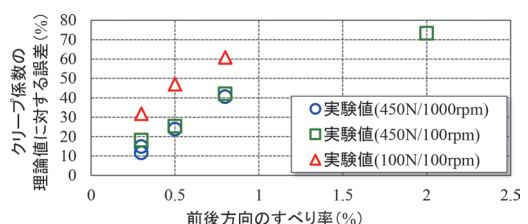


図5 Kalkerの理論値に対する実験値の誤差

力係数では、Kalker の理論値と同様の軌跡となっているが、荷重 450N のときと比べるとその絶対値は若干大きい。

また、図 5 に示す Kalker のクリープ係数の理論値に対する誤差は、接線力特性に式 (12) の飽和特性があるため、すべり率が大きい条件ほど大きくなる。Kalker 理論によると、クリープ係数は微小なすべり率の条件で求めるものと定義され、ここではすべり率 0.3% の値がこれに該当する。この場合、荷重 100N のときの誤差は最小 30% で、荷重 450N のときの 10~20% より若干大きい。この理由は以下のように考える。

接触面圧と接線力の関係には非線形性があることが知られており、ここで述べる前後方向の接線力係数と同意である摩擦係数 μ_s は接線力 F を垂直抗力（荷重） N で割った一定値とはならず、厳密には荷重の大きさによって異なる⁴⁾。接触面で作用する接線力は、荷重が小さい条件のときはその表面の微小な突起の先端で接触する形態となり凝着力が支配的となるため、接線力を荷重で割って求めた接線力係数が大きい傾向を示す。一方、荷重が大きい条件では、凝着力に加えて母材の弾塑性変形をとともう摩擦力が支配的となるため接線力係数は小さい傾向を示す。このため、荷重 100N のときの接線力係数が、荷重 450N のときのそれより大きい傾向を示したと考えられる。

以上より、実際の車輪とレールの接触を一對の小型円筒試験輪の接触で模擬した接線力測定実験から、式 (12) の摩擦係数 μ_s を実験値から推定した 0.8 として補正した Kalker の理論値を表す式 (11) と比較すると、荷重条件が異なる場合でも、すべり率ごとに求めた接線力係数はこれと同様の軌跡となり、クリープ係数も 10~30% 程度の誤差で良好に一致することが分かった。

4. 大型試験装置を用いた接線力測定実験

小型円筒試験輪を用いた接線力特性は、Kalker の理論式と良好に合致することが分かった。本章では、大型円筒試験輪を用いた接線力測定実験により、試験輪間の接触楕円が大きいときも同様の結果となることを示す。

4.1 実験概要

鉄道総研の大型実験装置“車輪・レール高速接触疲労試験装置”（図 6 参照）を用い、輪重を想定した垂直荷重を増減させることで、試験輪間の接触楕円の大きさを変え、このときの接線力特性との関係を調査した。

車輪とレールを模擬する試験輪は、それぞれ実物車輪とレールと同じ材料で製作した直径 500mm のものとした。これらの接触形態を実態に即したものとするため、実際のレール下部に設置する 1/40 タイプレートを検討し、車輪とレール輪の間に相対角度を設けた。

本実験の第 3 章の実験との相違点は、同一の試験輪を

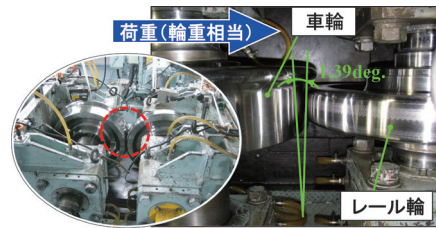


図 6 大型円筒試験輪を用いた接線力測定実験

さまざまな実験条件で繰り返し使用することである。一般的に、実験回数が増えると試験輪の接触面が摩耗しその間の接触楕円の形状と表面性状が変化するため、計測値にはばらつきが生じることが想定される。このため、荷重条件の違いによる誤差の偏在を防ぐため、荷重とすべり率の試験順序をランダムに設定した。

実験は、車輪とレール輪の表面の油脂を脱脂洗浄剤で除去し、清浄な状態に維持しながら行った。

4.2 大型円筒試験輪の仕様

車輪とレール輪の断面形状は、それぞれ JR 在来線で一般的に使用されている修正円弧踏面形状と JIS50kgN レールとした。ポアソン比 0.3 とし、車輪とレール輪のレール方向の半径を $R_{wx} = R_{rx} = 250\text{mm}$ 、それぞれのまぐらぎ方向の半径を $R_{wy} = 600\text{mm}$ 、 $R_{ry} = 300\text{mm}$ とすると、式 (7)~式 (10) から求めた荷重と接触楕円および最大接触面圧の計算値は図 7 となる。第 3 章の実験と同等の接触面圧となる荷重条件は 5kN と 25kN が対応する。

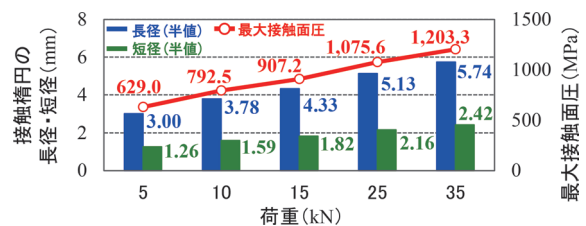


図 7 荷重と接触楕円・最大接触面圧の関係（計算値）

4.3 本試験装置の制約条件

本試験装置に付属するトルクメータの許容最大トルクは 1900Nm のため、実際の車両がレール上を走行するときに作用する車輪／レール間の接線力と同等の値にすることができない。ここで図 4 の実験結果に着目すると、荷重が小さいとき接線力係数は若干大きい傾向を示すが、その差異は顕著でなく、また、その軌跡は荷重条件に関係なく一定値に飽和する特性が同様に認められる。

このため、接線力特性の調査では荷重の影響が小さいと考えて実車の輪重より小さい荷重 5kN で、一方、クリープ係数の調査では実車と同等の荷重条件で検討する。

4.4 実験結果

4.4.1 接線力係数とすべり率の関係

荷重 5kN のときの接線力係数とすべり率の関係を図 8 に示す。青色○印が接触面の周辺湿度 40%未満のとき、緑色□印が同 40%以上のときの値である。実験値と同色の点線は、式 (7)～式 (12) に基づく理論値で、緑色点線は接触面の周辺湿度 40%以上の実験値に沿うように接触面の摩擦係数 μ_s を 0.35, 0.45 としたものの、青色点線は試験面の周辺湿度 40%未満の場合の実験値に沿うように接触面の摩擦係数 μ_s を 0.90 としたものである。

図 8 から、すべり率を大きくすると接触楕円の中ですべり領域が増えるため接線力係数が増加する。そして、すべり率 1.0% 付近で接線力係数が接触面の摩擦係数 μ_s に漸近する傾向が認められる。このとき実験値と Kalker の理論値を比較すると、両者はすべり率の大きい範囲まで良好に一致しており、それぞれ試験輪間の摩擦係数を実験値に基づき適切に評価することで、Kalker の理論式と合致することが分かる。

その一方で、接触面の周辺湿度 40%未満の接線力係数（青色○印）は最大 0.74 程度であるのに対し、同周辺湿度 40%以上の接線力係数（緑色□印）は最大 0.45 程度で、前者の接線力係数の方が大きい。これは接触面に付着した水分量の違いによる影響と考えられる。接触面は大気に含まれる水分により潤滑されていると一般に考えられ、周辺湿度が高い環境ほど接触面はより多くの水分が付着し潤滑された状態となるため接線力係数が低下する。

ここで、周辺湿度 40%未満でも、すべり率 3.0%のときに接線力係数が 0.3～0.5 となるデータが少数認められる。

これらは接触面の潤滑効果が残存していた影響が表れたものと考えられる。このように考える根拠は、これらの計測時の周辺湿度を精査したところ閾値 40%前後での変動が認められ、接触面の周辺湿度が安定して低い状態でなかったと推察されることによる。

また、すべり率 0.3%のときの青色○印のように、同じ実験条件でも接線力係数にばらつきが認められる。これは接触面の周辺湿度による影響のほかに、接触面に生じた僅かな摩耗の影響が考えられるため、感圧紙で計測

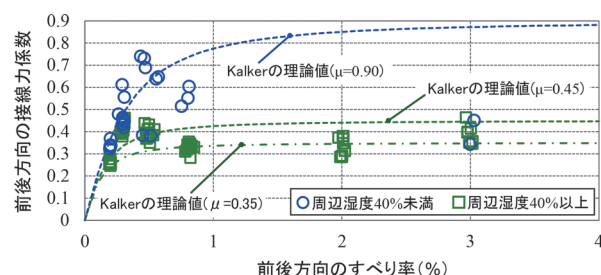


図 8 荷重 5kN のときの接線力係数とすべり率の関係

した試験輪間の接触楕円の寸法から接線力係数のばらつきとの関係を考察する。これらの関係を図 9 に示す。

図 9 から、初回実験前に計測した形状①を基準とすると、実験の繰り返しにより断面が摩耗により円弧から平坦形状に近づくため、接触面の形状②から形状⑥のように左右に細長く変形している。これらに対応するそれぞれの接線力係数を式 (11) で求め、その差異を評価すると、形状⑥では、接触楕円の変化により形状①に対して最大 56.2%の差異が生じている。図 8 のこれに対応する実験値を精査すると、そのばらつきの程度は最大 50%程度で同等となっている。これらの青色○印は、接触面の周辺湿度 40%未満と安定して低いときに計測したもので接触面の潤滑効果は同等と考えられることから、このばらつきは接触面の微小な摩耗による影響と推察される。

このように接触面の摩耗によるばらつきはあるが、試験輪間の接触楕円を大きくしても、その間に作用する接線力特性は、第 3 章の実験結果と同様に Kalker の理論式と合致することが分かった。

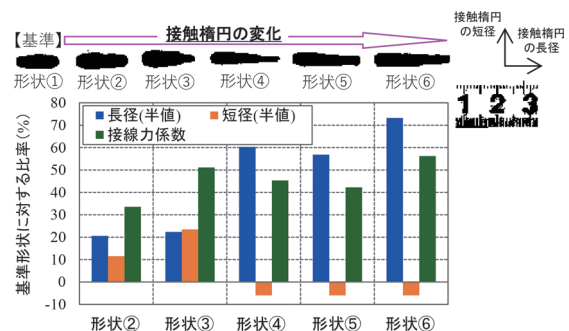


図 9 感圧紙で計測した接触楕円と Kalker の理論値に対するクリープ係数の誤差の関係

4.4.2 荷重 5kN のときのクリープ係数と周辺湿度の関係

荷重が 5kN のときのクリープ係数と接触面の周辺湿度の関係を図 10 に示す。縦軸は Kalker のクリープ係数の理論値に対する誤差で、この値が小さいほど理論値に近いことを意味する。なお、これらのクリープ係数は、すべり率 0.2%のときの接線力から求めたものである。

図 10 から、接触面の周辺湿度が低い条件ほどクリー

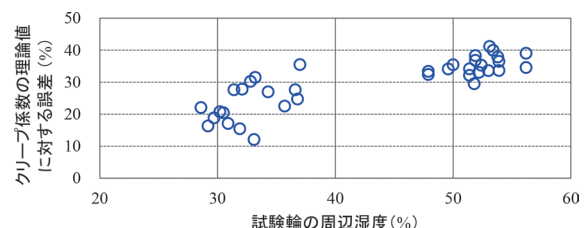


図 10 試験輪の周辺湿度とクリープ係数の理論値に対する誤差の関係（荷重 5kN の場合）

ブ係数の誤差は小さく、理論値に対して最小10%程度となっている。そして、晴天時のように大気湿度60%程度までの実用的な範囲で想定されるクリープ係数は、Kalkerの理論値に対し10~40%程度の誤差となることが分かった。

ここでクリープ係数の理論値に対する誤差について考察する。Kalker理論は、接触面が完全に滑らないことを前提に構築された数値解析モデルである。しかし、第3章で述べたように、実際には接触面の表面粗さとその活性化状態、その周辺湿度の影響により接触面は微小なすべりを生じる。このときの接触面の微小なすべりが、接触面が完全に滑らないと仮定して構築したKalkerの数値解析モデルとの相違となり誤差になると考えられる。すなわち数値計算モデルの前提条件と実験条件の相違によるものと考えられる。

4.4.3 荷重とクリープ係数の関係

すべり率0.3%以下の条件で計測した接線力から求めた荷重10kNから35kNのときのクリープ係数をそれぞれ図11に示す。縦軸はクリープ係数の理論値に対する誤差、横軸は荷重である。ここでは、実用的な環境湿度条件の場合について評価を行う。

図11から、荷重条件ごとに計測されたクリープ係数の理論値に対する誤差にはばらつきが認められる。この理由として、前述のとおり、接触面の周辺湿度のほかに接触面の摩耗による影響が考えられるため、図9と同様に感圧紙で接触楕円を計測し評価する。

図12のように、それぞれの接触楕円の変形による差異は、図9と比較すると基準となる形状①に対して最大12%程度と小さくなく、この影響は小さいと考えられた。しかしながら、試験輪同士の接触範囲を考えたとき、荷重の小さい条件で接触する範囲は荷重が大きい条件で接触する範囲に包含される特徴があり、これに加えて、前述したように、実験の繰り返しによる接触面の僅かな

摩耗でその間の接触楕円が変形することが確認されている。このことから、感圧紙で計測した試験輪間の接触楕円が同等でも、実際には接触面の僅かな摩耗により接触楕円の内部が均一に接触していないと推察される。この場合、真実接触面積が小さいため、接線力は小さい傾向を示す。

このように荷重の大きい条件でクリープ係数の理論値に対するばらつきが大きい理由は、接触面の周辺湿度の影響のほかに、接触面の微細な摩耗により試験輪間の接触楕円が均一に接触していないためと考えられる。

その一方で、実用的な観点からクリープ係数を評価すると、荷重10kN~35kNのときのクリープ係数の理論値に対する誤差は10~40%と荷重条件に関わらず同等で、荷重5kNのときとも同等である。

以上より、接触面で作用する接線力特性は、接触面の僅かな摩耗でばらつきが生じる特性があるが、荷重の大きさ、すなわち車輪とレール輪間の接触楕円の大きさには関係なく、Kalkerの理論式と合致することが分かった。

5. まとめ

本稿では、車輪とレール間の接触楕円の大きさに着目し、乾燥条件に限定して車輪とレール間の接線力特性との関係を2種類の大きさの異なる試験装置を用いた接線力測定実験により調査した。その結果、乾燥条件で接触面に作用する接線力特性は、試験輪間の接触楕円の大きさに関係なく、Kalkerの理論式と合致することを実験的に示した。このことから、実際の車輪とレール間の接線力特性は、接触面の表面粗さとその活性化状態、接触面の周辺湿度を同等とした2円筒試験機を用いた室内実験により推定できることが分かった。

文 献

- 1) 山本大輔：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，日本機械学会論文集，Vol.86，No.888，p.19-00451，2020
- 2) 山本大輔：車輪／レールの過渡的な接線力特性における車輪削正痕の影響，鉄道総研報告，Vol.33，No.8，pp.23-28，2019
- 3) 山本大輔：湿度30%未満の乾燥ガス噴射による車輪とレール間の接線力向上手法，日本機械学会論文集，Vol.86，No.890，p.20-00050，2020
- 4) Milton C. SHAW, Abraham BER, Pierre A. MAMIN, "Friction Characteristics of Sliding Surfaces Undergoing Subsurface Plastic Flow", Transactions of the ASME. Ser. D, Journal of Basic Engineering, Vol.82, pp.342-346, 1960.

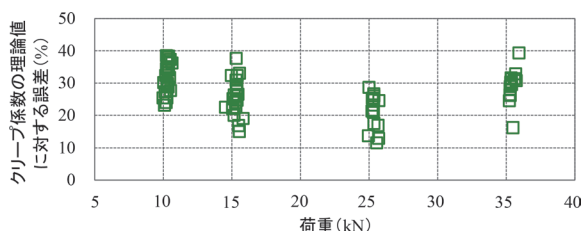


図11 荷重とクリープ係数の理論値に対する誤差との関係

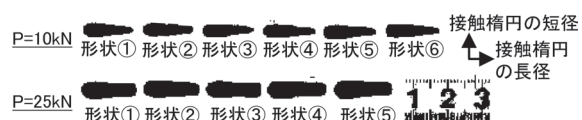


図12 試験輪間のコンタクトパッチの変化（一例）