

車輪フラット形状が軸箱加速度に与える影響の評価

真木 康隆* 曄道 佳明**
山本 勝太*** 池内 健義#

Evaluation Results of the Effect on the Acceleration of an Axlebox Caused by the Shape of a Wheel Flat

Yasutaka MAKI Yoshiaki TERUMICHI
Masataka YAMAMOTO Katsuyoshi IKEUCHI

It is very important to evaluate the effect on the acceleration of an axlebox caused by a wheel flat. To understand the mechanism of the collision of the rotating wheel with a roller rig after losing contact with the roller rig, firstly, we conducted bench tests of a bogie installed on the roller rig, whose wheelset has a wheel flat. Then a simulation model was built and verified by comparing simulation results with experimental ones. This paper reports the effect on the vertical acceleration of axleboxes caused by the shape at the edge of the wheel flat.

キーワード：車輪フラット，軸箱上下振動加速度，台上回転試験，軌条輪，衝突，シミュレーションモデル

1. はじめに

車輪フラットは、車両運用時に車輪の制動力がレールとの摩擦力を上回ることによって車輪の回転がロックし、レール上を滑走することで生成され、車両と軌道の両方に継続的な衝撃力を与える。これにより通常の車両運用時には発生しない想定外の振動が生じ、車両部品の損傷や脱落などの不具合を発生させる可能性がある。日本国内では、従来経験的に規制値としていたフラット長 75mm の根拠に関して実車両による走行試験を過去に実施し、フラット長に対するレールの衝撃圧力の比がフラット長 75mm を境に急増すること、道床加速度がフラット長 75mm 以下の場合には走行速度によらずほぼ一定値を保つことなどの理由により、鉄道事業者の多くで 75mm が規制値として適用されてきた^{1) 2)}。

一方車両の運用上の都合から、発生した車輪フラットに対して必要に応じて現場でグラインダー等により形状修正する場合がある。本論文では、車輪フラットのエッジ部（以下、エッジ部）の形状が、車輪とレールの接触状態や相互の衝突挙動に及ぼす要因とそのメカニズムを解明することを目的に、まず車輪踏面上に車輪フラットを有する台車に対して実施した台上回転試験の結果を報告する。次に、エッジ部が R 形状に修正されたフラット車輪を有する半車体の数値解析モデルを作成し、台上回転試験結果との比較によりモデルの妥当性を検証する。

さらにこの数値解析モデルにより、エッジ部の R 形状の違いが車輪／軌条輪の接触状態に与える影響を衝突速度や相互接触時間により考察する。

2. 台上回転試験

2.1 台上回転試験装置と供試用台車

片輪の車輪踏面上に車輪フラットを予め機械加工により施工した輪軸 1 本を供試用台車に組み込み、図 1 に示す回転試験装置の軌条輪上に車輪フラットを有する輪軸が位置するように設置した。またデッドウェイトを積載した荷重枠を台車上に積載することで、半車体相当の荷重を上下方向に負荷した。荷重枠は試験装置の構成上、地上に対して前後、左右、ヨーイング方向の自由度は持たず、上下、ピッチング、ローリングの 3 自由度を有する。一方、供試輪軸と対になる輪軸は地上側に静置し、ストッパーにより前後方向に対して固定した。また台車部品への影響評価のために軸箱上にひずみ式加速度計を設置した。走行速度は在来線運用最高速度の 130km/h までとし、各走行速度に対して 1 分前後の測定時間を設定した。

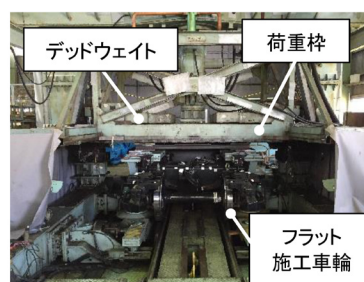


図 1 回転試験装置に設置された供試用台車

* 車両構造技術研究部 走り装置研究室
** 上智大学
*** 車両構造技術研究部 車両強度研究室
材料技術研究部 摩擦材料研究室

2.2 供試損傷車輪

供試車輪として新製の A 形車輪（車輪径 860mm）を使用し、車輪フラット長を規制値である 75mm とした。図 2 に車輪フラットの形状寸法を示す。また車輪フラット施工部と健全踏面部との境界にあるエッジ部を手作業にてグラインダーで曲面状に形状修正し、回転試験を実施した。図 3 に車輪踏面上に機械加工した車輪フラットとグラインダーによる形状修正部の状態を示す。

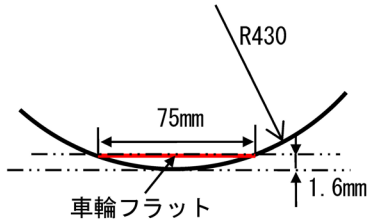


図 2 車輪フラットの形状寸法

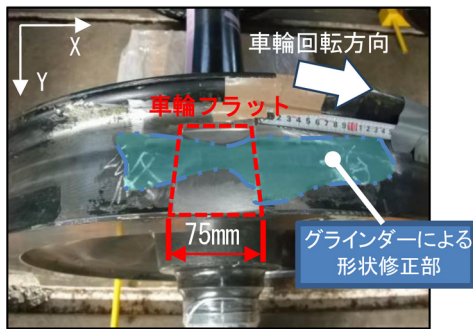
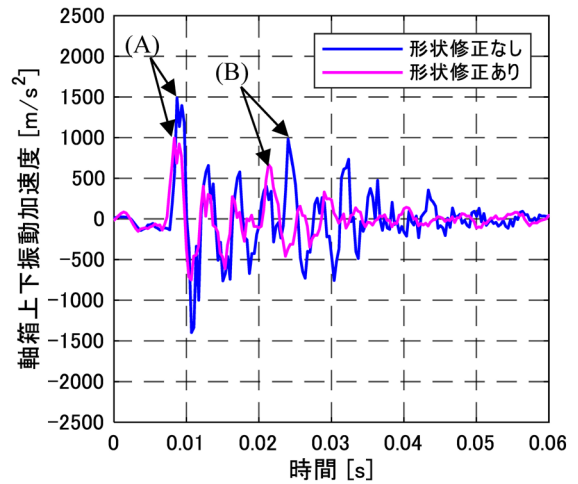


図 3 供試輪軸の車輪フラットと形状修正部

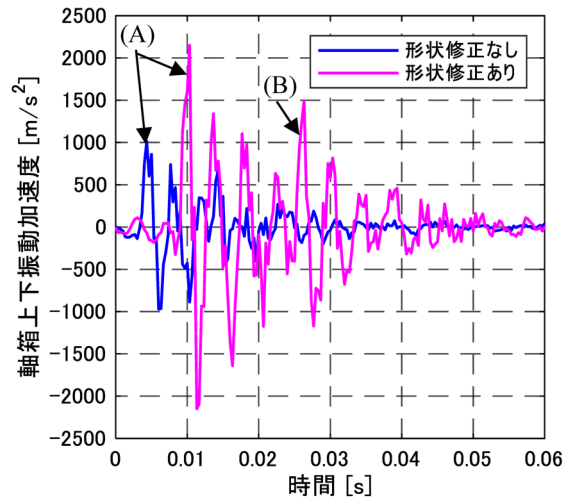
2.3 台上回転試験結果

エッジ部に対する形状修正の前後で測定したフラットのある車輪側の軸箱上下振動加速度の時系列波形について、走行速度 30km/h および 80km/h の結果を図 4 に示す。これより軌条輪との衝突により発生する振動加速度 (A) は走行速度が 30km/h では形状修正により減少している。また車輪の飛び上がり後に軌条輪との再接触で発生する正の振動加速度 (B) も形状修正の場合が小さいことが確認できる。一方、走行速度が 80km/h の場合では、軌条輪との衝突により発生する加速度 (A) は形状修正により約 2 倍に増加している。また衝突による飛び上がり後の軌条輪との再接触時に発生する正の振動加速度 (B) は形状修正の場合のみ発生している。これは形状修正がない場合には軌条輪との再接触が擦傷深さの小さい箇所が生じたため、(B) の振動加速度は発生しなかったと推定される。

次に軌条輪との最初の衝突により発生する振動加速度 (A) に注目し、その最大振幅値について走行速度に対して整理した結果を図 5 に示す。この結果より、軸箱上下振動加速度の最大値は形状修正を行わない場合には



(a) 30km/h (車輪の回転周期:0.32s)



(b) 80km/h (車輪の回転周期:0.12s)

図 4 軸箱上下振動加速度の波形例

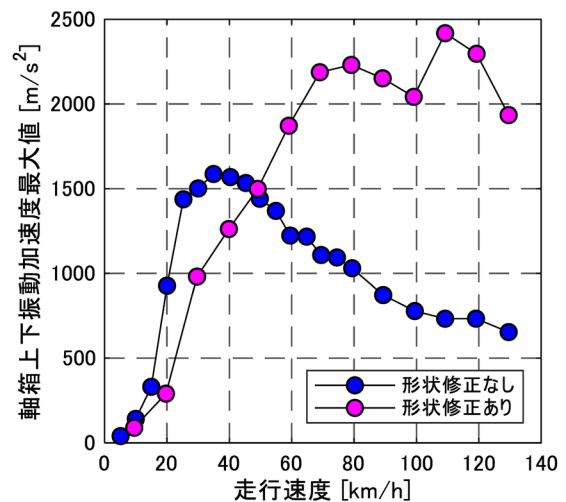


図 5 走行速度に対する軸箱上下振動加速度の最大値の増減傾向の比較

35km/h で極大となり、形状修正をした場合は 50km/h 未満では形状修正を行わない場合よりも小さいが、50km/h 以上になるとその大小関係が逆転し、80km/h 前後まで増大する。80km/h での軸箱上下振動加速度の最大値は形状修正を行わない場合の極大値の約 1.5 倍である。なお走行速度が 110km/h, 120km/h において最大値が一旦増加しているが、これは同速度において回転試験装置の共振が観測されたことから、これが軸箱上下振動加速度に影響を与えたことが考えられる。以上の試験結果から、エッジ部の形状修正の有無により、軸箱上下振動加速度の最大値が極大となる走行速度（以下、ピーク速度）とその際の振動加速度の最大値に明確な違いが現れることが確認された。このような違いを発生させるメカニズムについては、以降の数値解析モデルにより考察する。

3. 数値解析モデルによる検証

3.1 数値解析モデルの構成

図 6 に台上回転試験を対象とした数値解析モデルを示す。数値解析モデルは荷重枠、台車枠、軸箱、輪軸、軌条輪で構成され、いずれも剛体として扱い、相互にばねと減衰要素で結合、支持される。車軸の曲げ振動を考慮するため軸箱内に仮想的な線形上下ばねと減衰要素を与えた^{3) 4)}。運動方程式は式 (1) で表され、 M は質量、 C は減衰要素、 K は剛性要素、 q は一般化座標、 F は外力を示す。これを Runge-Kutta-Gill 法により数値積分することで、22 の自由度に関する速度および変位を算出した。

$$M \frac{d^2 q}{dt^2} + C \frac{dq}{dt} + Kq = F \quad (1)$$

3.2 フラットによる転動時の接触状態と幾何学的関係

図 2 で示したフラット形状に対して、エッジ部をグラインダーで修正した形状を通常踏面部の半径 r_0 の円弧とフラット面の両方に内接する半径 r_1, r_2 の円弧としてモデル化した。車輪踏面と軌条輪との接触点は車輪前後変位と車輪回転角により変化する。そこで幾何学的に決定される車輪と軌条輪の相互接触状態をフェーズ 0, 1, 2, 3 に分類し、車輪の幾何学的降下量や相互作用力などを算出した。フェーズの分類は、車輪フラット側の軌条輪との接触位置の違いに依存しており、フェーズ 0 は通常踏面上、フェーズ 1 は始端エッジ部、フェーズ 2 はフラット面上、フェーズ 3 は後端エッジ部に接触点がある場合とする。図 7 に分類した各フェーズにおける車輪と軌条輪の幾何学的関係を示す。ここで θ_w は車輪回転角を示し車輪中心から下した垂線がフラット始端エッジと一致する時を 0rad とする。また r_0 は車輪半径、 R_0 は軌条輪半径、 δ は軌条輪中心と接触点を結ぶ線分が鉛直となす角、 X_w は車輪中心の前後変位を示す。

3.3 車輪転動に伴う車輪中心の降下量

車輪が軌条輪と接触状態を維持したまま転動する際の車輪中心の上下変位は、双方が弾性変形を伴わない剛体と仮定すると幾何学的に決定される。車輪中心高さを h 、初期高さを h_0 とすると、各フェーズでの初期位置からの車輪上下変位 Δh は $\Delta h = h - h_0$ となる。 Δh は図 7 で示す θ_w と X_w の関数として算出される。

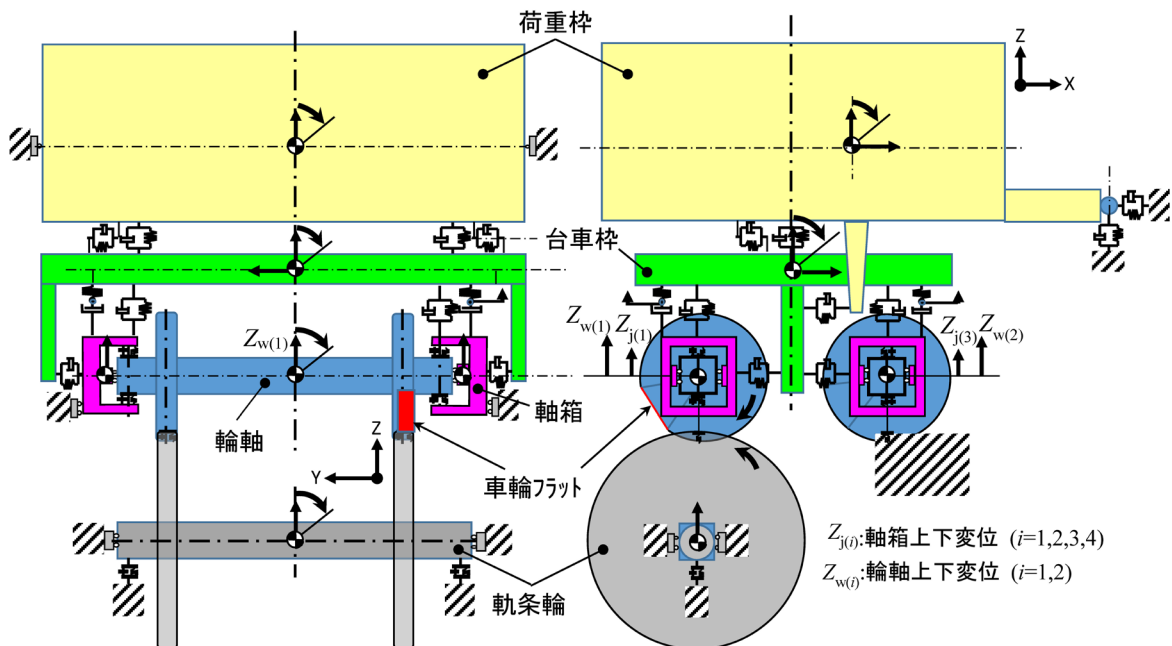


図 6 台上回転試験を対象とした数値解析モデル

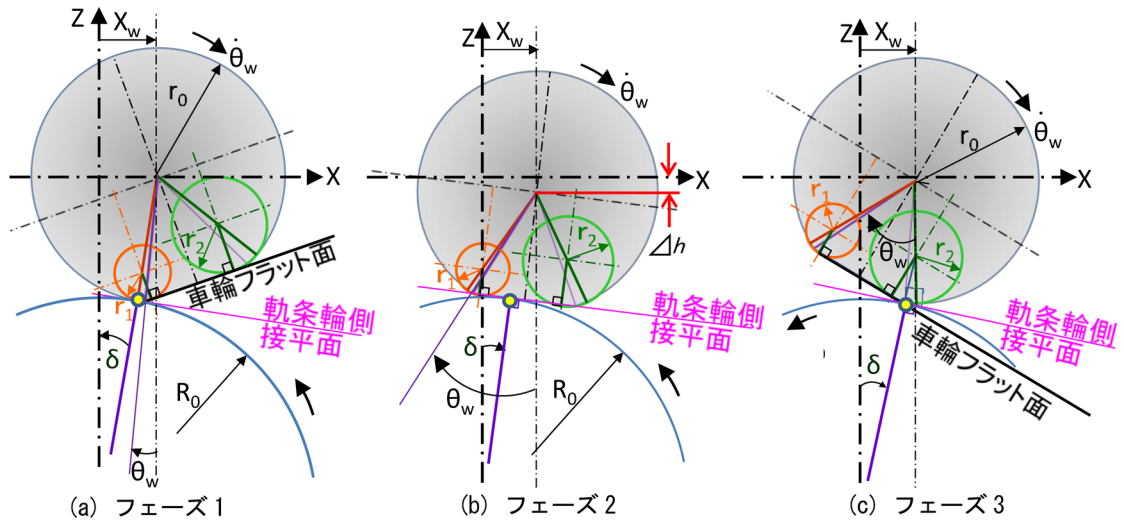


図7 車輪と軌条輪間の接触状態と幾何学的関係

3.4 車輪／軌条輪間の上下接触力

車輪と軌条輪はともに鋼製で接触部の断面が円形状である。このような2つの物体が接触する場合には接触点およびその周囲はヘルツの理論により局所的に弾性変形をする物体として扱うことができるとされる。また2つの球が相対速度1m/s以下で衝突する場合にはヘルツの衝突理論が有効であるとの過去の研究結果^{5) 6)}から、車輪と軌条輪間の接触上下相互作用力 N は非線形のヘルツ接触ばねでモデル化され、式(2)のようにばね変位 st の2分の3乗に比例する力を発生するものとした。この作用力を以下において接触ばね力と呼ぶ。式(2)の接触ばね定数 k_{rz} は、静止輪重とヘルツの理論から導いた静的な弾性変形量⁷⁾から求めた。ばね変位 st は式(3)により算出する。なお z_w は輪軸上下変位、 φ_w は輪軸ロール角、 z_r は軌条輪上下変位、 φ_r は軌条輪ロール角、 b は輪軸中心から接触点までの距離、添え字 i は左右輪の違いを示す。式(2)の $\text{sgn}(st_{(i)})$ は $st_{(i)}$ の符号を示す。なお

車輪と軌条輪の接触判定は、接触ばね力 $N_{(i)}$ が零以下となった場合を非接触と判定して $N_{(i)}=0$ とし、このとき縦クリープ力は発生しないものとした。

$$N_{(i)} = -\text{sgn}(st_{(i)})k_{rz}|st_{(i)}|^{3/2} \quad (2)$$

$$st_{(i)} = \left\{ z_w \mp b_{(i)}\varphi_w - (z_r \mp b_{(i)}\varphi_r) - \Delta h_{(i)} \right\} \cos \delta_{(i)} \quad (i=r,l) \quad (3)$$

3.5 軸箱上下振動加速度による影響評価

軸箱上下振動加速度の最大値を走行速度に対して整理した結果について、数値解析および台上回転試験で取得した実測値の比較を図8に示す。数値解析モデルはエッジ部の形状修正をしない場合に35km/hをピーク速度とする軸箱上下振動加速度の走行速度に対する増減傾向を再現している。またエッジ部の形状修正をすると50km/h未満では形状修正しない場合よりも軸箱上下振動加速度

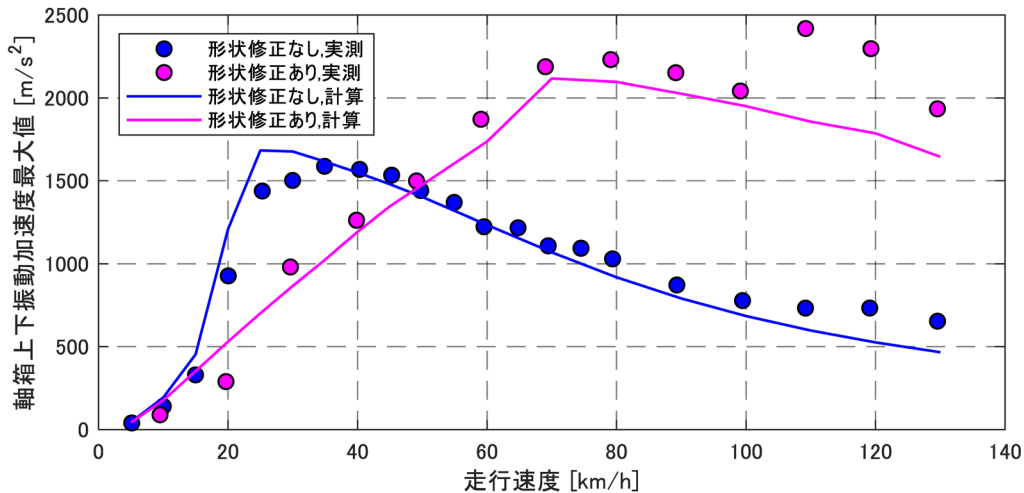


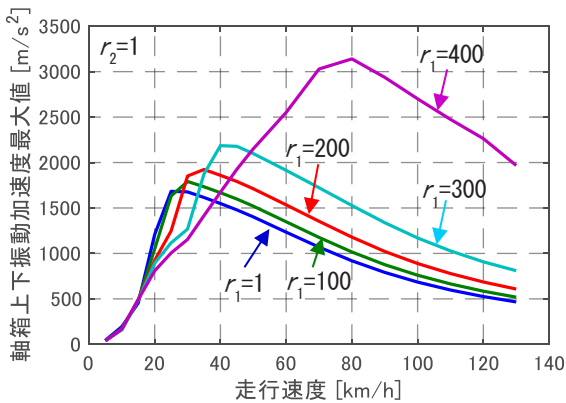
図8 台上回転試験結果による数値解析モデルの検証

の最大値が小さくなり、一方 50km/h 以上の走行速度では修正しない場合よりも軸箱上下振動加速度の最大値が大きくなる傾向についても再現している。

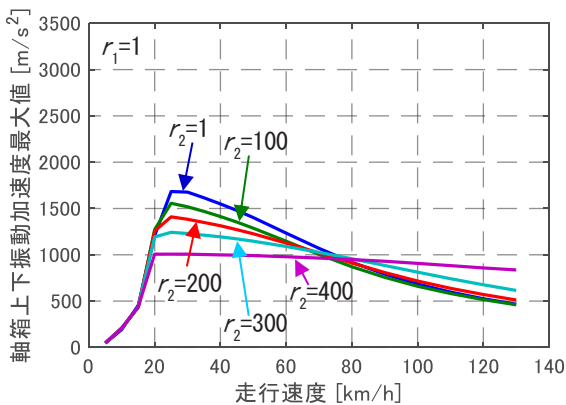
4. 車輪／軌条輪の衝突・接触状態の把握

4.1 エッジ形状による軸箱上下振動加速度への影響

図9にエッジ部の内接円半径 r_1 , r_2 をそれぞれ 1mm, 100mm, 200mm, 300mm, 400mm とした場合の軸箱上下振動加速度の最大値について、数値解析モデルによる結果を示す。なお変化させた側と反対のエッジ部の内接円半径はいずれの場合も 1mm とした。 r_1 を拡大すると、軸箱上下振動加速度の最大値は $r_1=1\text{mm}$ とした場合のピーク速度である 25～30km/h までは減少する傾向が図9(a)より確認できる。また r_1 の拡大によりピーク速度が高速側にシフトする。 $r_1=400\text{mm}$ の場合 80km/h がピーク速度となり、軸箱上下振動加速度の最大値が $r_1=1\text{mm}$ の場合の 1.9 倍に増加している。一方 r_2 を拡大すると、図9(b)より 70km/h 以下の走行速度では軸箱上下振動加速度の最大値が減少する傾向となる。ピーク速度は $r_2=1\text{mm}$, 100mm, 200mm, 300mm の場合は 25km/h



(a) 始端側形状修正



(b) 終端側形状修正

図9 エッジ形状による軸箱上下振動加速度への影響

である。 $r_2=400\text{mm}$ の場合は明確なピークが見られず、走行速度 20km/h 以上の速度域で軸箱上下振動加速度の最大値が一定値に近い緩やかな減少傾向を示している。

4.2 エッジ形状による衝突速度への影響

車輪が軌条輪と非接触状態になると、軸ばねに蓄えられたポテンシャルエネルギーが車輪の下向きの運動エネルギーに変換される。そのため非接触時間が長い方が運動エネルギーに変換されるポテンシャルエネルギーが多くなる。図10に、数値解析モデルにより算出した車輪の軌条輪への衝突速度を各走行速度に対して示す。負の値となっているのは速度が下向きであることを示している。なお $r_1=400\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は 60km/h 以下の走行速度においてフェーズ3で非接触状態が発生し、飛び上がったのちに通常踏面部で衝突するため、他のケースとは衝突の形態が異なり、整理対象から除外した。図10より、 $r_1=1\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は、衝突速度の絶対値は走行速度が 20km/h の場合に最大であり 60km/h にかけて減少し、60km/h 以上の走行速度ではほぼ一定値となっている。 $r_1=1\text{mm}$, $r_2=400\text{mm}$ の場合、衝突速度の絶対値は走行速度に比例して減少する傾向にある。そして $r_1=400\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は、衝突速度の絶対値は 80km/h で最大となり、さらに高い走行速度では減少する結果となった。

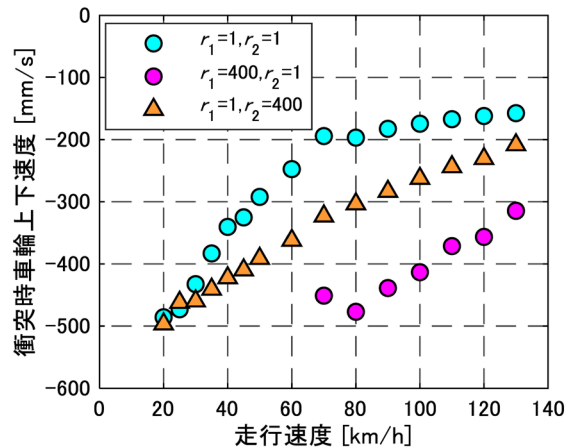


図10 エッジ形状による衝突速度への影響

4.3 エッジ形状による非接触時間への影響

図11に走行速度に対する非接触時間をエッジ形状別に示す。なお $r_1=400\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は、前節と同じ理由により走行速度が 60km/h 以下のデータを整理対象から除外した。図11の結果より、 $r_1=1\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は、走行速度が 25km/h の時に非接触時間が最長となっており、これよりも高い走行速度では短くなる傾向にある。 $r_1=1\text{mm}$, $r_2=400\text{mm}$ の場合も速度の増加に伴い非接触時間は短くなるが、 $r_1=1\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場

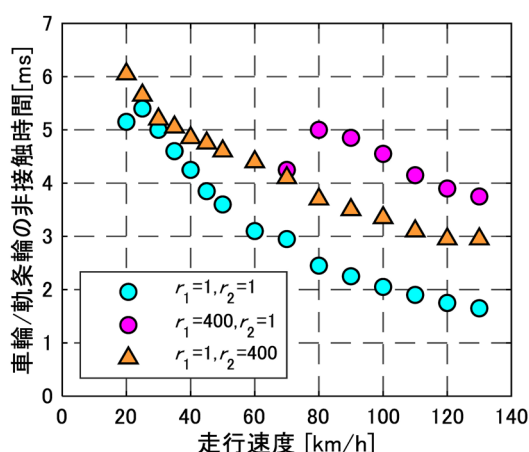


図 11 端部形状の修正による非接触時間への影響

合と同一の走行速度で比較した場合、非接触時間がやや長くなる傾向がある。これは $r_2=400\text{mm}$ の形状に起因して走行速度の増加によって衝突点が車輪フラットのより後方側へ移ることで非接触時間が延びることが原因として考えられる。そして $r_1=400\text{mm}$, $r_2=1\text{mm}$ の場合は、走行速度が 80km/h の場合に非接触時間が最長となっており、さらに高い走行速度では減少する傾向にある。これは走行速度が 70km/h に至ると $r_1=400\text{mm}$ の形状に起因して回転方向に対してより手前側から非接触状態が始まることで、 $r_1=1\text{mm}$ の場合よりも非接触時間が長くなることの原因として考えられる。

5. まとめ

本研究では車輪フラットと通常踏面部との境界にあたるエッジ部の形状が車輪と軌条輪との接触状態や衝突挙動に及ぼす影響を評価するため、車輪フラットを有する実台車に対して、軌条輪を有する台上回転試験装置を用いた回転試験を実施した。また台上回転試験を対象とする荷重枠、1台車、輪軸2本、軌条輪で構成される数値解析モデルを作成し、以下のことを明らかにした。

- (1) 台上回転試験で測定した軸箱上下振動加速度の最大値を走行速度に対して整理した結果、エッジ部を形状修正しない場合のピーク速度（軸箱上下振動加速度の最大値が極大となる走行速度）が 35km/h であったのに対して、始端側エッジ部を R 状に形状修正した場合はピーク速度が 80km/h 前後となった。また走行速度が 50km/h 未満では形状修正により軸箱上下振動加速度の最大値は減少したが、 50km/h 以

上ではピーク速度まで増加する傾向を示し、ピーク速度である 80km/h での軸箱上下振動加速度の最大値は形状修正なしの場合の約 1.5 倍になった。

- (2) 数値解析モデルにより、エッジ部の修正形状を模擬した内接円の半径 r_1 , r_2 についてパラメータのケーススタディを実施し、軸箱上下振動加速度の最大値への影響を評価した。その結果、始端側の r_1 の拡大により低速域では軸箱上下振動加速度の最大値は減少すること、ピーク速度は高速側へシフトし軸箱上下振動加速度の最大値は $r_1=1$ の場合よりも増加することを確認した。また r_1 の拡大により車輪／軌条輪の非接触時間が長くなることで車輪の軌条輪に対する衝突速度が増加することがその原因であることを示した。一方、終端側の r_2 を拡大した場合はピーク速度に顕著な変化はなく、ピーク速度以下では軸箱上下振動加速度の最大値は減少すること、ただしピーク速度よりも高い走行速度では $r_2=1$ の場合よりも軸箱上下振動加速度の最大値は増加し、これは車輪／軌条輪の非接触時間が長くなることで車輪の軌条輪に対する衝突速度が増加することが原因であることを示した。

文献

- 1) 佐藤裕, 豊田昌義, 青戸章, 原田豊: 車輪フラットの軌道に与える影響, 新幹線に関する研究 (第5冊), pp.60-70, 1964
- 2) 佐藤吉彦: 新軌道力学 (1997), pp.66-68, (株)鉄道現業社, 1997
- 3) 真木康隆, 曄道佳明: 車輪踏面上に損傷を有する回転車輪と軌条輪との衝突メカニズムの一考察, 日本機械学会論文集, Vol. 84, No. 865, DOI:10.1299/transjsme.18-00198, 2018
- 4) 真木康隆, 曄道佳明, 山本勝太, 池内健義: 車輪フラット端部形状が回転車輪と軌条輪との接触状態および衝突挙動に与える影響評価, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 875, DOI:10.1299/transjsme.19-00003, 2019
- 5) 感本広文, 竹園茂男: 等価二球の弾塑性衝突, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.681, pp.43-49, 2003
- 6) 感本広文, 球の動的弾性接触力-変位関係, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.703, pp.195-201, 2005
- 7) Stronge, William James: Impact mechanics, pp.116-119, The press syndicate of the university of Cambridge, 2004.