

車輪摩耗形状の生成メカニズムの基礎検討

中橋 順一* 三宮 大輝*
川上 正一郎** 谷本 啓***

Fundamental Study of the Generation Mechanism of the Wheels Wear Shapes

Junichi NAKAHASHI Daiki SANNOMIYA
Shoichiro KAWAKAMI Hajime TANIMOTO

It is known that the running safety and the riding quality are deteriorated by abnormal vibration that is caused by concave wear and partiality wear of the wheel tread. In order to elucidate the generation mechanism of concave wear and partiality wear of the wheel tread, the wear developments tests with use of high-speed contact fatigue testing machine and the wheel wear simulations were carried out. As a result, it has been understood that the concave wear is affected by the lateral vibration, but the effects the vertical load fluctuation load on partiality wear is not observed. As the result of the running stability analysis by using the wear shape obtained by the wheel wear simulations, it has been found out that the hunting limit speed is different depending on the wear shapes.

キーワード：凹摩耗，偏摩耗，増粘着研磨子，摩耗進展試験，等価踏面勾配，蛇行動限界速度

1. はじめに

一般に高速車両では車輪踏面部の凹摩耗や車輪周方向の偏摩耗に起因して振動が発生し、走行安定性や乗り心地に影響を及ぼすこと¹⁾が知られている。過去にも車輪摩耗特性と走行振動の調査が実施されているが、車輪摩耗傾向は運転線区の線形や走行速度、車輪踏面およびレール断面の初期形状などの影響を受けることから、一般化することが難しい問題である。

車輪踏面の凹摩耗に関しては、目視で確認可能な顕著な摩耗形状の生成メカニズムについては報告²⁾されているが、実際には軽微な踏面部の摩耗であっても比較的大きな振動が発生し、乗り心地が悪化することがある。軽微な踏面部の摩耗は車輪／レールの転動接触により発生していると考えられ、このようなケースでは等価踏面勾配も増大していると考えられる。

車輪踏面と接触するものに増粘着研磨子がある。これは滑走の防止や車輪／レール間の粘着状態の改善などを目的として使用されており、車輪踏面形状を保ちつつ、適度な粗さを与えるものである。過去の研究では、車輪／レール間の粘着力や表面粗さの評価などが行われ、車輪周方向形状を改善することによる騒音低減効果について検討されているが、増粘着研磨子がまくらぎ方向の摩

耗形状に及ぼす影響について検討した事例は少ない。

一方、車輪の偏摩耗は、走行に伴い真円度が悪化することにより異常振動や騒音が発生することから、先に示した増粘着研磨子による騒音低減効果や運行中の列車の振動から車輪の偏摩耗量を推定する手法³⁾が報告されているが、その生成メカニズムはわかっていない。

そこで本件では、車輪／レール高速接触疲労試験装置を用いた摩耗進展試験や車輪摩耗シミュレーションを実施し、車輪／レールの転動接触や軌道変位を想定した左右動、増粘着研磨子が車輪摩耗形状に及ぼす影響を確認した。また、車輪偏摩耗については軸ばね作用による輪重変動を考慮した摩耗進展試験を行い、摩耗形状の生成メカニズムに影響を及ぼす因子の把握を目指した。

最後に、車輪摩耗シミュレーションで得られた摩耗形状を用いて車輪凹摩耗が走行安定性に及ぼす影響について検討した。

2. 摩耗進展試験装置

図1に車輪／レール高速接触疲労試験装置の外観を示す。本装置は、実物と同じ大きさの断面形状、材質の車輪およびレール輪を接触・転動させながら、ラジアル荷重（輪重に相当）、スラスト荷重（横圧に相当）を付加して、実車の走行状態を再現し、併せて軌道変位を想定した左右加振を行うことが可能な装置である。本件では、車輪は新幹線円弧踏面、レール輪は60kgレールの断面形状を用いた。断面方向の寸法は実物大であるが、車輪

* 車両構造技術研究部 車両運動研究室
** 車両構造技術研究部 車両運動研究室（現 西日本旅客鉄道株式会社）
*** 元 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

特集：車両技術

およびレール輪の直径はいずれもφ500mmを基本とした。荷重条件は一般的な新幹線車両モデルを用いた車両運動解析結果から、試験車輪に発生する最大接触面圧が解析結果と等しくなるように決定した。走行速度は100±3km/hとし、試験での走行距離は異常振動の発生がなければ10000kmを基本とした。

また、増粘着研磨子が車輪摩耗に及ぼす影響について検討することから、試験装置車輪側に踏面清掃装置を取り付け、新幹線での間欠動作パターンに合わせて制御弁により作動させた。さらに研磨子本体に過剰な熱影響を与えないために研磨子内部温度を測定し、100℃を超えた場合には60℃に低下するまで踏面清掃装置を停止するように制御した。

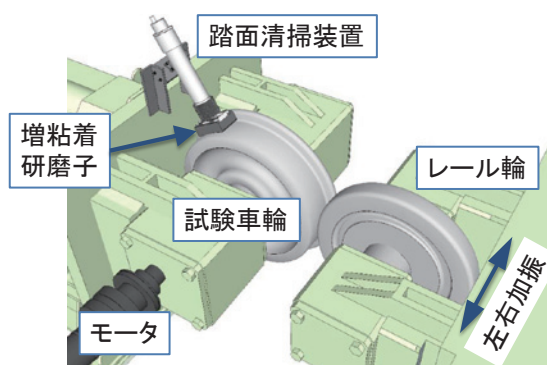


図1 車輪／レール高速接触試験装置

3. 車輪凹摩耗に関する摩耗進展試験

3.1 試験条件

本件で想定する車輪踏面部の軽微な凹摩耗については、車輪／レール間の横すべりの影響が大きいと考えられる。ここでは、軌道変位を想定して左右加振条件を変更した摩耗進展試験を行った。また、増粘着研磨子を作動させた試験を行い、その摩耗傾向について検討した。表1に車輪凹摩耗に関する摩耗進展試験条件を示す。試験車輪は、新製時に新幹線車輪と同程度の硬さとなるように熱処理している。まくらぎ方向の形状測定はGreenwood Engineering製の踏面形状測定器 (Miniprof Wheel) により行った。基準断面から1/4回転毎の測定結果を平均したものを各走行距離における断面形状とし、摩耗量は初期形状からの差分により、走行距離ごとの摩耗体積は試験後の摩耗断面形状からそれぞれ求めた。

表1 車輪凹摩耗に関する摩耗進展試験条件

試験番号	左右加振	研磨子	記事
試験①	なし	なし	左右加振の影響
試験②	1Hz, ± 3mm	なし	
試験③	なし	あり	研磨子の影響
試験④	1Hz, ± 3mm	あり	

3.2 試験結果

3.2.1 左右加振の影響 (試験①と②の比較)

軌道変位を想定した左右加振が凹摩耗に及ぼす影響を検討するために、左右加振の有無による摩耗進展試験を行った。図2に左右加振の有無による走行距離ごとの摩耗量測定結果を示す。赤線が転動のみの試験①、青線が転動に周波数1.0Hz振幅±3mmの左右加振を併せた試験②の結果である。試験①の場合は、摩耗はほとんど進展しなかったが、試験②の場合は、車輪背面から55～95mmの範囲で摩耗が進展しており、中央部よりも両端の摩耗量が大きい傾向であった。図3に試験①と試験②における走行距離に対する摩耗体積の関係を示す。試験終了(10000km走行)後の摩耗体積を比較すると、試験②の方が極端に大きく、およそ23倍であった。したがって、左右加振に伴う横すべりによって摩耗量が大きく増加したと考えられる。また、図4に試験後の車輪表面状態を示す。踏面部に摩耗粉と考えられる付着物が認められたが、幅や着色の様子から付着量は試験②の方が多いと推定される。

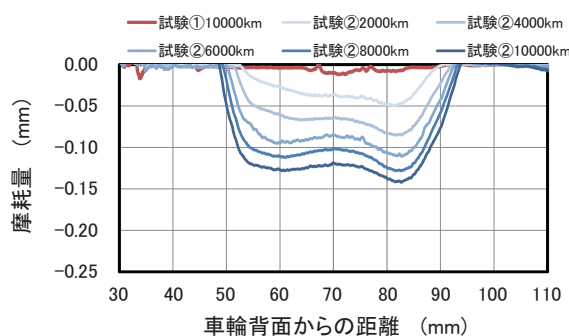


図2 走行距離ごとの摩耗量 (試験①, ②)

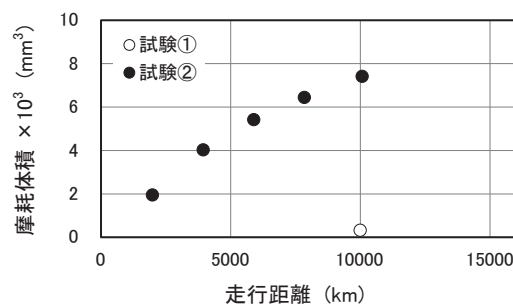


図3 走行距離に対する摩耗体積の関係 (試験①, ②)

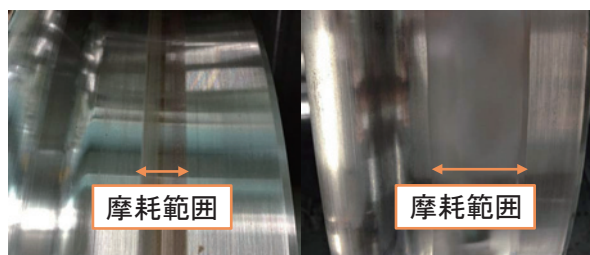


図4 車輪表面状態 (左：試験①, 右：試験②)

一般に車輪／レールの転動・接触や左右変位に伴い微小なすべりが発生することが知られており、また、試験後の車輪表面状態から、本件の摩耗現象は転がり摩耗ではなく、すべり摩耗と考えられる。

本件では実際のすべり距離は測定できなかったが、試験後のデータから比摩耗量（摩耗体積を荷重および走行距離で除した値）を求めると、試験①は $1.6 \times 10^{-12} \text{mm}^2/\text{N}$ 、試験②は $3.6 \times 10^{-11} \text{mm}^2/\text{N}$ であった。一般に金属の接触ではアプレシブ摩耗と凝着摩耗の境界が $10^{-5} \text{mm}^2/\text{N}$ 、シビア摩耗とマイルド摩耗の境界が $10^{-7} \sim 10^{-8} \text{mm}^2/\text{N}$ にある⁴⁾とされており、本件の摩耗は比摩耗量の大きさからいずれの摩耗形態も凝着摩耗（マイルド摩耗）であると考えられる。ただし、試験②では比摩耗量が約20倍大きかったが、これは左右加振を付加したことでシビア摩耗側へ遷移した可能性がある。

3.2.2 増粘着研磨子の影響（試験③，④）

増粘着研磨子（以下、研磨子と表記）が車輪摩耗に及ぼす影響について確認するために、前述の左右加振を付加した試験に併せて踏面清掃装置を作動させた摩耗進展試験を行った。図5に踏面清掃装置を作動させた試験での走行距離ごとの摩耗量を示す。赤線が試験③（転動＋研磨子）、青線が試験④（転動＋左右加振 1Hz，±3mm＋研磨子）の結果である。両条件とも車輪背面から35～110mmの範囲で摩耗の進展が認められた。このうち車輪背面から35～50mmおよび95～110mmの範囲はレール輪が接触しないことから、研磨子との接触による摩耗と考えられる。また、車輪／レール輪の転動・接触による踏面部の摩耗は、試験③では60～80mmの範囲がわずかに進展したが、試験④では試験②と同様に車輪背面から55～95mmの範囲で大きく進展していた。

次に研磨子が車輪／レール輪の転動・接触に及ぼす影響を確認するために、研磨子による摩耗分（車輪背面から35～45mmおよび95～105mmの摩耗深さの平均値）を除いて摩耗量を比較した。図6に試験③，④における走行距離と摩耗体積の関係を示す。試験③，④の研磨子による摩耗分を△、▲で、研磨子分を除去した値を◇、◆でそれぞれ示している。試験④の研磨子分除去の値（◆）と試験②（●）の傾向はおおむね一致しており、転動＋左右加振に伴う摩耗体積や最大摩耗深さは同程度であった。一方で、試験③の研磨子分を除去した摩耗体積と試験①における摩耗体積との間に明確な差異がないことから、研磨子が車輪とレール輪の転動接触による摩耗に及ぼす影響は小さいと考えられる。また、△や▲で示した研磨子による摩耗量はいずれも走行距離に比例していた。

研磨子のみが接触した範囲には周方向の縦筋が認められた。また、レール輪と接触した中央部には摩耗粉が付着していたが、試験①，②と比較してその付着量は少なく、一部が研磨子により除去されたと考えられる。

なお、今回の試験において、車輪温度は60℃程度に止まっており、制輪子のような温度上昇による塑性変形は発生していないと考えられる。

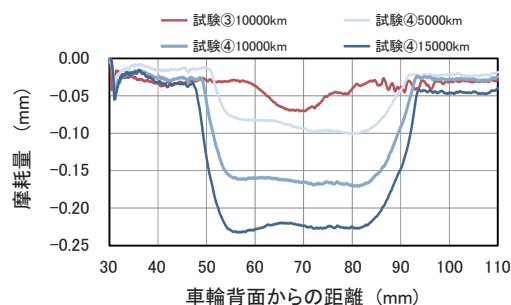


図5 走行距離ごとの摩耗量（試験③，④）

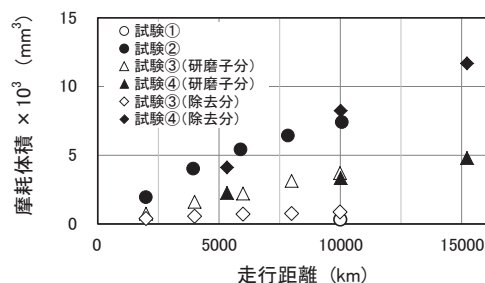


図6 走行距離に対する摩耗体積の関係（試験③，④）

3.3 単位走行距離あたりの摩耗体積による比較

試験①～④において単位走行距離あたりの摩耗体積（以下、距離比摩耗体積とする）により摩耗傾向を比較した。図7に試験①～④における距離比摩耗体積と走行距離の関係を示す。増粘着研磨子を用いた試験③，④では、研磨子による摩耗体積と車輪／レール輪の接触による摩耗体積を分けて算出した。

左右加振を付加した条件での距離比摩耗体積は $0.6 \sim 1.0 \text{mm}^3/\text{km}$ の範囲であった。また、研磨子を使用しなかった試験②では4000kmまでの初期の距離比摩耗体積が $1.0 \text{mm}^3/\text{km}$ 程度と大きく、その後走行距離の増加に伴い緩やかに低下する傾向が認められた。これは凝着摩耗における“なじみ”現象と考えられる。

転動による距離比摩耗体積は研磨子の作動によらず、おおむね $0.2 \text{mm}^3/\text{km}$ 以下で、左右加振を付加した条件と比較すると極めて小さい。また、試験③では緩やかに低下する傾向が認められた。試験④と比較して車輪中央での接触頻度が高いことから、接触状態が“なじんだ”と考えられる。

研磨子を作動させた試験④において研磨子分を除去した距離比摩耗体積（◆）はほぼ一定で推移しており、研磨子により車輪表面が削られることで接触状態が“なじみにくくなった”と考えられる。また、研磨子分の摩耗量は $0.35 \sim 0.4 \text{mm}^3/\text{km}$ であり、走行距離によらずほぼ

特集：車両技術

一定で、接触状態が“なじむ”傾向は認められず、この点から車輪と研磨子の摩耗形態はアプレシブ摩耗であると推定される。

したがって、本試験では、左右加振を付加した条件、転動のみの条件、研磨子による摩耗の3つの条件で摩耗傾向の違いが見られた。また、踏面清掃装置の作動によらず、左右加振の有無で距離比摩耗体積に明確な差異が認められたことから、左右加振によって凹摩耗が進展することがわかった。また、転動による摩耗（試験①と試験③除去分）を比較すると、距離比摩耗体積がほぼ同程度であり、研磨子の影響は小さいと考えられるが、研磨子によって表面が削られるため、接触状態が“なじみにくい”ことから距離比摩耗量が低下しない可能性があり、さらに走行距離が増加すると摩耗量の差異が拡大する可能性がある。

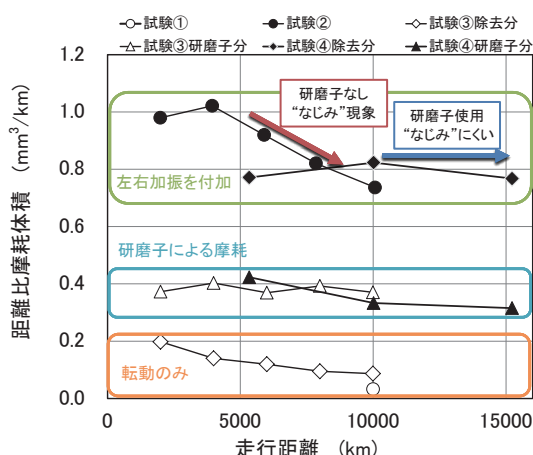


図7 距離比摩耗体積と走行距離の関係（試験①～④）

4. 車輪偏摩耗に関する摩耗進展試験

車輪偏摩耗の生成メカニズムは明らかになっていないが、車輪／レール間の接触状態の変化が影響すると考えられる。軸ばねの作用により輪重が変動すると接触面圧などが変化し、車輪周方向の摩耗に影響すると考えられることから、これ模擬した垂直荷重変動を与えた摩耗進展試験を行った。

垂直荷重変動の指令値は三角波で与え、荷重変動振幅は±20%、周波数は約0.2Hzとした。車輪周方向形状は車輪直上にレーザー変位計を設置し、車輪背面から45～105mmの範囲（10mm間隔）における車輪半径方向の高さを測定した。速度1km/hで車輪を回転させ、サンプリング周波数2kHzで取得した3回転分の平均値を各測定位置における車輪周方向形状とした。これには試験車輪取り付け時の振れの影響も含まれているが、試験開始時の形状からの変化を確認することとした。なお、本装置で発生することが多い波状摩耗についても周方向摩耗の一種と考えられるが、新幹線で発生している偏摩

耗は周方向測定形状の一部に凹部がある形状³⁾であることから、検討対象から除外した。

図8に測定した車輪周方向形状の測定結果を示す。基準位置（0 deg）から車輪半径方向高さの差分で表しており、車輪背面から75mmのデータである。走行距離ごとの周方向形状に初期形状からの変化は認められず、他の測定断面においても同様の傾向であった。今回は試験装置における設定時間や油圧装置の追従性などから、これ以上の高周波変動での作動は困難であったが、現車での輪重変動は軸ばねの作用によるものが数Hz、波状摩耗による高周波輪重変動が数十Hzとより高周波帯域で発生していると考えられることから、今回の試験条件では垂直荷重変動の影響を十分に考慮できていない可能性も考えられる。

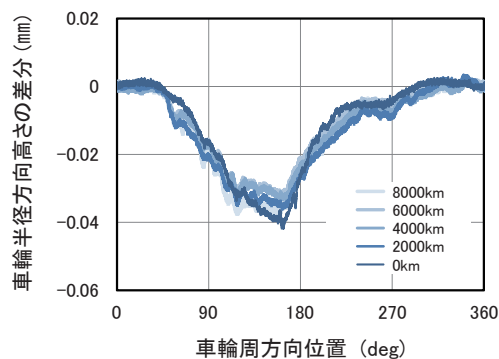


図8 車輪周方向形状の測定結果

5. 摩耗進展シミュレーションによる検討

5.1 摩耗進展シミュレーションモデル

本件の摩耗進展シミュレーション手法は、試験装置を模擬した解析モデルである。具体的にはArchardの摩耗則⁵⁾に類した式(1)で表わされる摩耗則から算出される摩耗量に応じて車輪1回転ごとに車輪、レール輪それぞれの摩耗形状を決定し、その形状における接触特性を用いて指定回転数まで逐次計算を繰り返すものである。

$$\delta_i = k \cdot \gamma_i \cdot p_i \quad (1)$$

ここで、 δ_i は車輪またはレール形状の法線方向の摩耗量 (mm)、 k は摩耗係数 (mm^3/N)、 γ_i は総すべり量、 p_i はヘルツ接触圧 (MPa) である。

車輪およびレール輪の摩耗係数 k は、左右加振条件1Hz、±3mm、10000km走行後の摩耗形状と数値解析で得られた摩耗形状から同定した。ただし、解析時間の制約から同定は車輪回転数10000回転の形状に対して行い、距離の補正を加えて k を求めた。図9に10000km走行後の試験結果と同定した解析結果の比較を示す。

本件では車輪のど部やフランジ直線部など接触角が大

きい部分で接触していないが、踏面部の摩耗形状や摩耗量が試験結果とおおむね一致したことから、この解析モデルを用いて左右加振の周波数および振幅の影響について検討した。なお、ここでは3.3節で述べた距離比摩耗体積が低下する“接触状態がなじむ”現象については考慮していない。

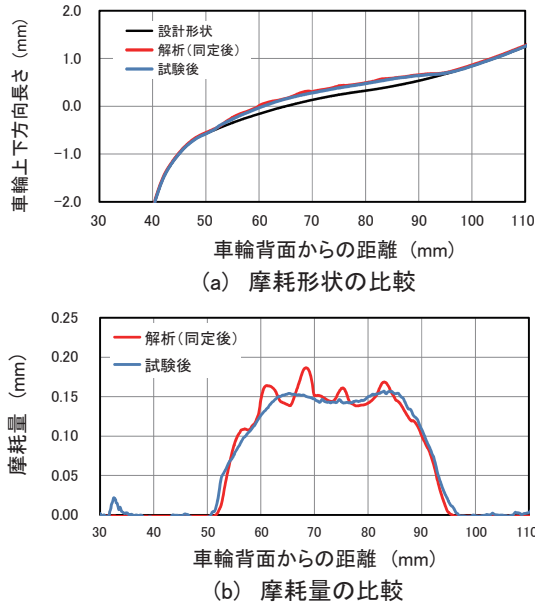


図9 試験結果と同等した解析結果の比較

5.2 左右加振周波数の影響

左右加振周波数の影響を確認するために、左右加振周波数を0.1～5.0Hzの範囲で変更して摩耗進展解析を行った。この解析結果を図10に示す。(a)は初期形状との差分から算出した摩耗量、(b)は摩耗体積による比較である。なお、加振振幅はすべて±3.0mmとした。摩耗範囲は試験結果と同様に車輪背面から55～95mmの範囲で周波数による差異は認められない。しかし、加振周波数2.0Hzおよび5.0Hzでは凹摩耗が深く進展し、摩耗体積も増加傾向であった。これは周波数の増加に伴う横すべり頻度や横すべり速度などの影響が考えられるが、1.0Hz以下の低周波数域では摩耗量、摩耗体積ともに差異が認められなかったことから、1.0Hzより高い周波数帯において凹摩耗が深く進展する可能性が考えられる。

5.3 左右加振振幅の影響

左右加振振幅の影響を確認するために、加振振幅を±1, ±3, ±5mmに変更して摩耗進展解析を行った。左右加振振幅を変更した解析結果を図11に示す。(a)に初期形状との差分から算出した摩耗量、(b)には摩耗体積による比較をそれぞれ示している。なお、加振周波数はすべて1.0Hzとした。左右加振振幅の増加に伴い、車輪がレール輪と接触する範囲が広がったことで摩耗範囲

が拡大し、それに伴い摩耗体積が増加する傾向であった。しかし、摩耗範囲中央の平均的な摩耗深さに明確な差異は認められず、ほぼ同程度であった。したがって、加振周波数が同じであれば、軌道変位による左右加振振幅が大きくなると凹摩耗範囲が拡大することが考えられる。

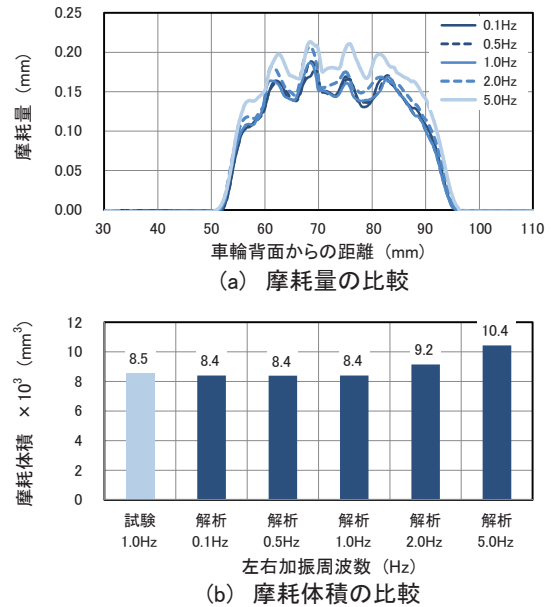


図10 左右加振周波数を変更した解析結果

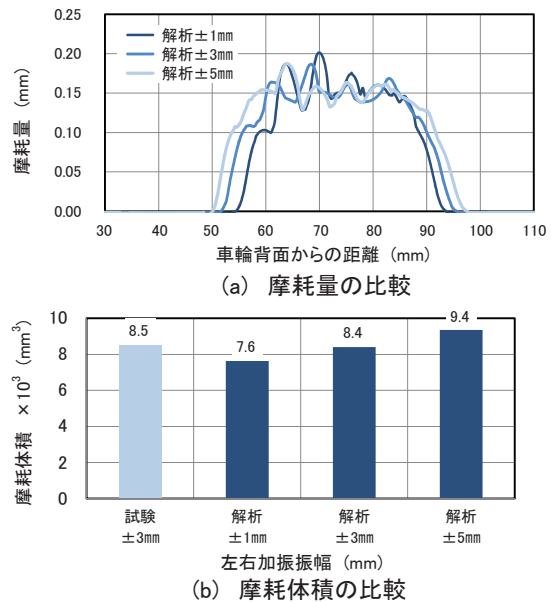


図11 左右加振振幅を変更した解析結果

6. 摩耗車輪を用いた走行安定性の検討

高速車両では車輪踏面部の凹摩耗が走行安定性や乗り心地に影響を及ぼすことから、ここでは、5章の摩耗進展解析で得られた7種類の摩耗形状を用いて、等価踏面勾配による評価や時刻歴の走行安定性解析を行った結果について述べる。

特集：車両技術

6.1 等価踏面勾配による評価

等価踏面勾配 λ_{eq} は初期左右変位 Y_{w0} を与えた条件での純転がり状態（すべり率 0）における一輪軸の時刻歴応答解から求められる。一般に幾何学的蛇行動波長 S_1 が長いほど、すなわち λ_{eq} が小さいほど蛇行動に対する安定性は高いと言われている。図 12 に摩耗形状ごとの等価踏面勾配を示す。いずれも Y_{w0} は 3mm とした。 λ_{eq} は摩耗形状によらず、0.26 ~ 0.30 の範囲でほぼ同程度であったが、設計形状に対して約 4 倍大きくなった。今回のような軽微な凹摩耗でも等価踏面勾配は大きくなると考えられる。今回の摩耗踏面形状における S_1 は、 Y_{w0} を 3mm として算出すると設計形状では 14m、摩耗形状では 6 ~ 7m であり、この成分が軌道変位に含まれている場合には左右振動が大きくなる可能性がある。

6.2 走行安定性解析

走行安定性解析は一般的な新幹線車両 1 両モデルを用い、等速走行中の車両の 1, 3 軸に 1.0Hz, ± 3 mm, 3 波の通り変位を入力したときの輪軸左右変位の応答により評価した。蛇行動限界速度は通り変位通過後にいずれかの輪軸左右変位が ± 3 mm を超えたときの速度とし、解析は 5km/h 刻みで最大 500km/h まで行った。なお、本件では車輪踏面形状の影響のみを検討するため、ヨーダンパ装備なしの条件とした。円錐踏面のように等価踏面勾配の変化が小さい場合には固有値解析による評価が一般的であるが、本件のように初期左右変位により等価踏面勾配が大きく変化する場合には、時刻歴解析による評価が現実的と考えられる。

図 13 に車輪踏面形状ごとの蛇行動限界速度を示す。蛇行動限界速度は、設計形状で 355km/h であったが、摩耗形状では 30 ~ 105km/h 低下した。また、摩耗形状同士で比較すると摩耗深さが最も深い 5.0Hz, ± 3 mm の摩耗形状の蛇行動限界速度が最も高く、摩耗範囲が最も狭い 1.0Hz, ± 1 mm の摩耗形状が最も低く 250km/h であった。したがって、摩耗深さ 0.2mm 程度の軽微な凹摩耗であっても走行安定性や乗り心地が悪化する可能性がある。また、等価踏面勾配が同程度であっても、摩耗形状によって蛇行動限界速度に最大 75km/h の違いが生じる可能性があることがわかった。

7. まとめ

摩耗進展試験によりレールとの転動・接触が及ぼす影響を検討した結果、本試験では、左右加振を付加した条件、転動のみの条件、研磨子の使用の 3 つの条件で単位走行距離あたり摩耗体積が大きく異なることを確認した。また、左右加振の有無で単位走行距離あたりの摩耗体積に明確な差異が認められたことから、接触点の左右

移動に伴う横すべりによって凹摩耗が進展することがわかった。さらに踏面清掃装置が車輪/レールの転動接触による摩耗に及ぼす影響は小さいが、研磨子によって表面が削られることで接触状態が“なじみ”にくくなる可能性が考えられる。一方、車輪偏摩耗については垂直荷重変動を付加した摩耗進展試験において周方向形状の変化は認められなかった。

試験を模擬した摩耗進展シミュレーションの結果、左右加振周波数が 1.0Hz より高い周波数において凹摩耗が深く進展することがわかった。さらに、摩耗進展試験で得られた深さ 0.2 mm 程度の軽微な凹摩耗形状であっても、走行安定性や乗り心地が悪化する可能性があることや等価踏面勾配が同程度であっても、摩耗形状によって蛇行動限界速度に違いが生じる可能性があることがわかった。

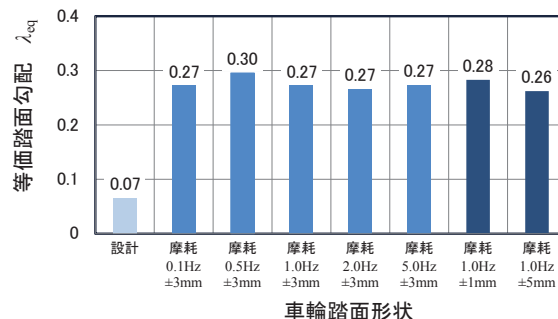


図 12 車輪踏面形状と等価踏面勾配の関係

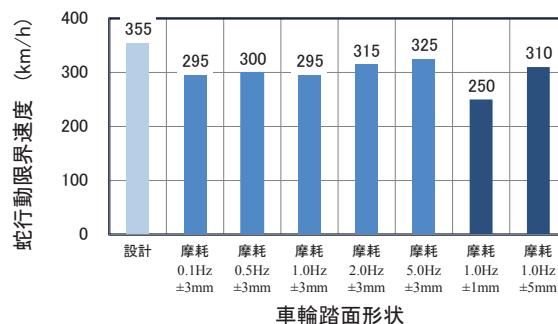


図 13 車輪踏面形状ごとの蛇行動限界速度

文献

- 1) 谷藤克也：車輪摩耗形状の予測を目指して、JREA, Vol.55, No.5, 2012
- 2) 長澤新 他：車輪異常摩耗に対する制輪子・車輪間の介在物の影響、鉄道総研報告, Vol.18, No.5, pp.47-52, 2004
- 3) 杉田裕伸 他：新幹線車輪の偏摩耗量を把握する手法の開発、J-RAIL2014, S2-5-6
- 4) 野呂瀬進 他：摩耗機構の解析と対策、テクノシステム, 1992.10, pp.29-32, pp.125-128
- 5) J.F.Archard: Contact and Rubbing of Flat Surface. J. Appl. Phys, 24, pp.981-988, 1953.