

60kg レール頭頂面の形状変更が 車両走行特性に及ぼす影響評価

清水 惇* 飯田 忠史** 小木曾 清高***

Analyzing the Effect of the Profile Change of Top Surface of 60kg Rail upon the Vehicle Dynamics

Atsushi SHIMIZU Tadanobu IIDA Kiyotaka OGISO

To evaluate running stability, we computed equivalent conicity by considering the combination of new rail profile and arc wheel profile (Sinkansen). For the new rail profile, curvature of the top surface of 60kg rail was changed into 300mm radius (the same as that of 50kgN rail). The computation result under the condition of use of new rail shows small equivalent conicity and high running stability regardless of degree of wear of the wheel. Furthermore, from the result of vehicle dynamics simulation, new rail is endowed with running characteristics equivalent to 60kg rail, and significant influence on running safety with the profile change was not confirmed.

キーワード：60kg レール，等価踏面こう配，だ行動，車両走行特性，円弧踏面

1. はじめに

1964年に東海道新幹線が開業した当初、新幹線の車輪形状には円錐踏面が用いられていたのに対し、近年の車両では円弧踏面が採用されている。一方、レールについては、円錐踏面形状を考慮して頭頂面形状が設計された50kgTレール¹⁾が敷設され、その後、50kgTレールと頭頂面形状が同じ60kgレール²⁾に重軌条化され、現在に至っている。すなわち、現在はレールの設計時と異なる条件で車両が走行しており、今後の高速化に伴う走行安定性（だ行動安定性）や走行安全性の向上のためには、円弧踏面形状を考慮した新たなレール頭頂面形状の検討を行う必要があると考えられる。

そこで、走行安定性の評価指標として等価踏面こう配に着目し、営業線に敷設されたレール頭頂面形状や車輪形状の実態調査を行った上で、走行安定性の高い、より適切と考えられる新たなレール頭頂面形状を検討した。また、新レール頭頂面形状による走行シミュレーションや現地試験を行い、脱線に対する走行安全性や新レール頭頂面形状の導入効果を確認した。本稿では、これらの調査結果と検討結果について述べる。

2. 等価踏面こう配とだ行動

2.1 等価踏面こう配

鉄道車両の車輪は、自動車のように平らな路面上を自由に運動するのではなく、2本のレールに拘束され、しかも、左右の車輪が剛に結合されている。そのため車輪には、フランジ部分から外縁に向かってこう配がつけられており、直線では常に左右の車輪が中心に復位するように運動し、曲線では輪軸が外側に偏倚し左右の車輪の回転半径の差（以下、「輪径差」という）によって、曲線をスムーズに通過する。

ここで、左右の輪径差と左右の車輪接触角度の差は車輪の踏面形状やレール断面形状で異なり、輪径差の変化率が踏面こう配に相当する。例えば踏面こう配が0の円筒踏面の場合は輪径差は0であり、踏面こう配も0で一定となる。車輪形状、レール形状ともいくつかの曲率の円弧の組み合わせで構成されている場合には、踏面こう配はレール/車輪接触位置により変化する。本稿で走行安定性の評価のために用いる等価踏面こう配 γ_e は、この車輪の踏面こう配とレール頭部の曲率によって生じる幾何学的な接触こう配を、線形定数で近似したものである。

等価踏面こう配 γ_e は、以下の手順で求める。

- ①車輪とレールそれぞれの断面形状データから、輪軸が左右に変位した時のレールとの接触位置における左右の車輪半径を求める。
- ②このデータと、式(1)、(2)で与えられるすべりがない場合の輪軸単体の運動を与える連立1次微分

* 軌道技術研究部 軌道管理研究室
** 車両構造技術研究部 車両運動研究室
*** 軌道技術研究部 軌道管理研究室（現 東日本旅客鉄道株式会社）

特集：軌道技術

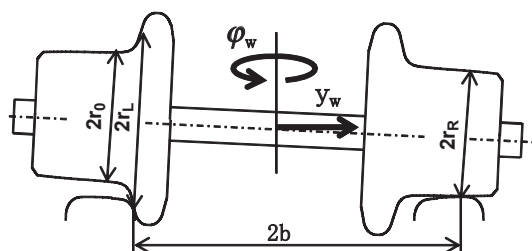
方程式から、左右方向に初期変位 (3mm) を与えてレール上を転がしたときの応答を逐次計算によって求める。算出に用いた各記号を図1に示す。

$$dy_w/dt = V \cdot \phi_w \quad (1)$$

$$d\phi_w/dt = \frac{(r_L - r_R) \cdot V}{r_0 \cdot 2b} \quad (2)$$

③ 輪軸の左右応答から1軸だ行動波長 S_1 が求められ、これを式 (3) に代入して等価踏面こう配 γ_e を求める。

$$\gamma_e = 4\pi^2 \cdot \frac{br_0}{S_1^2} \quad (3)$$



- y_w : 輪軸左右変位, ϕ_w : 輪軸ヨー角度
- V : 走行速度
- r_L, r_R : 左右車輪のレール接触位置における半径
- r_0 : 中立位置における半径
- b : 車輪接触点間隔 / 2

図1 算出に用いた記号

2.2 だ行動

鉄道車両には、高速になると輪軸や台車が激しく左右に揺れ始めるだ行動と呼ばれる不安定現象が生じることがある。だ行動の基本的な要因は、車輪踏面にこう配がついていることである。踏面こう配により生じた輪径差により、車輪は右へ、左へ一定の振幅で蛇行する。これが2.1で求めた1軸のだ行動波長 S_1 である。踏面こう配が小さく、車輪接触点間隔、車輪半径が大きいとだ行動波長は長くなる。

だ行動を抑えるためには、だ行動波長 S_1 を長くすることが一つの方策となる。その方策として、等価踏面こう配を小さくすること、および車輪半径を大きくすることが挙げられる。また、円弧踏面車輪の場合、軌間が狭いと踏面こう配が大きくなることから、軌間を広げ、こう配の小さい箇所ですれとレールが接触するようにすることもだ行動の抑制に有効である。また、輪軸の支持剛性を大きくする、あるいは輪軸の質量を軽量化して固有振動数を高くすることも、だ行動安定性につながる。しかしながら、曲線通過時に台車をスムーズに旋回させ、横圧を小さくするためには、等価踏面こう配を大きくすることや台車回転抵抗を小さくして曲線旋回性能を向上させることが必要である。

このように、だ行動安定性と曲線通過性能に要求される事柄は相反する。これらをまとめると表1ようになる。

表1 だ行動安定性と曲線通過性能

観点	だ行動安定性	曲線通過性能
台車回転抵抗	大	小
軸箱支持剛性	ある程度大	小
等価踏面こう配	小	大

2.3 等価踏面こう配の管理値

現在、日本において等価踏面こう配には管理値がなく、相対評価のためのみに用いられている指標である。一方で、ヨーロッパのTSI³⁾ (Technical Specification for Interoperability, 相互直通運転を実現するための技術的な仕様) では、高速鉄道車両に対し具体的な数値が定められている。表2に高速別線 (HSR) での1~3級線の一般区間における等価踏面こう配の限度値を示す。また、規定に則って設計された営業線で、等価踏面こう配を悪化させないために、表3に示す軌間の最小値が定められている。この限度値は、直線および半径10000m以上の曲線における100mロットの軌間下限値であり、この値以上で管理することとしている。これは2.2で述べたように、軌間が狭いと等価踏面こう配が大きくなるのを考慮してのものと考えられる。このような等価踏面こう配を一定値に収めるための軌間の管理値も、日本では定められていない。今後、新幹線の海外展開等を考えると、日本においても等価踏面こう配の管理法の検討が望ましい。

表2 速度と等価踏面こう配限度値 (TSI)

速度 V (km/h)	等価踏面こう配限度値
$V \leq 160$	設定なし
$160 < V \leq 200$	0.20
$200 < V \leq 230$	0.20
$230 < V \leq 250$	0.20
$250 < V \leq 280$	0.20
$280 < V \leq 300$	0.10
$V > 300$	0.10

表3 速度と軌間下限値 (TSI)

速度 V (km/h)	100m ロット軌間下限値 (mm)
$V \leq 160$	1430
$160 < V \leq 200$	1430
$200 < V \leq 230$	1432
$230 < V \leq 250$	1433
$250 < V \leq 280$	1434
$280 < V \leq 300$	1434
$V > 300$	1434

3. レール・車輪形状の実態調査

3.1 レール形状の実態調査

新幹線の本線において、レール断面形状計測器 (Mini-prof) を用いてレール頭部形状を測定した。測定位置は

直線区間における左右レールで、50m レールの中心とその前後 10m 間隔の 3 断面とし、レール頭部形状および曲率半径を算出した。

累積 5.3 億トンの箇所におけるレールの断面形状および頭部の曲率半径を図 2 に示す。同図には 60kg レールの設計断面、および 60kg レール、50kgN レールの設計曲率半径を合わせて示す。60kg レール頭部の設計曲率半径は 600mm であるが、敷設レール頭部の曲率半径は設計値より小さくなっており、平均すると 300mm 前後で、50kgN レールの設計値に近いことがわかる。累積通過トン数が小さいと、頭部の曲率半径は他区間と比較して大きい傾向がみられたが、設計値よりは小さくなっており、この傾向には線区、上下線および左右レールで差異はなかった。

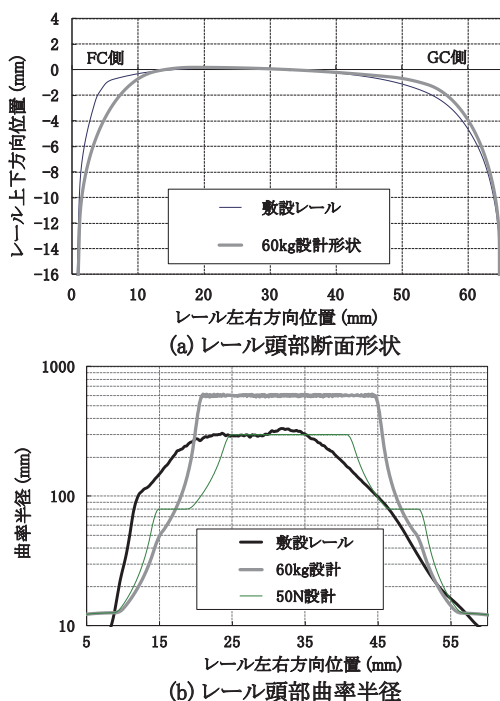


図 2 レール頭部断面形状と曲率半径 (累積通過トン 5.3 億トン)

3.2 車輪形状の実態調査

新幹線車両の車輪踏面の摩耗状況を把握するために、車輪設計踏面形状の異なる 2 車種について、車輪転削周期 (車種 A は 30 万 km、車種 B は 20 万 km) を上限として、数段階の走行距離の車輪踏面形状を測定した。このデータをもとに各走行距離における車輪踏面形状を車輪摩耗形状推定ツール⁴⁾によって算出した。

図 3 に、車種 A における転削周期に達した時の車輪踏面形状を設計形状と併せて示す。この図より、踏面部の摩耗は均一に進むわけではなく、車輪バック面からの距離が 60 ~ 80mm 部分の踏面部の摩耗量が多いことがわかる。車種 A の車輪の踏面部分の摩耗の進展具合を

図 4 に示す。なお、車種 B は、車種 A よりも摩耗量が少なかった。また、図 5 に推定した摩耗車輪と 60kg レール設計形状の組み合わせにおいて算出した等価踏面こう配を示す。ここでは、1 輪軸のシミュレーションによってだ行動波長を求めて、等価踏面こう配を算出した。

車種 A では転削からの走行距離の増加に伴い、等価踏面こう配が大きくなる。車種 B については、走行距離が増えても 0.1 程度であった。車種 A について、輪軸が ± 3mm 変位した時の車輪 (設計形状および 30 万 km 推定形状) と 60kg レール設計断面との接触点範囲を図 6 に示す。車輪の踏面部分が摩耗すると、その部分ではレールと接触しにくくなり、設計形状の車輪と比べ、接触範囲は拡大する。車輪の接触範囲が拡大すると左右車輪の回転半径差が大きくなるため、車種 A では走行距離が増えると等価踏面こう配が大きくなる。この傾向はレール頭頂面の曲率半径が大きいほど強い。車種 B については、車種 A よりも車輪踏面部の摩耗量が小さかったために、等価踏面こう配は増加しなかった。車種による摩耗量の違いの原因については今回は検討していないが、踏面研磨子や走行線区の違いが要因として考えられる。

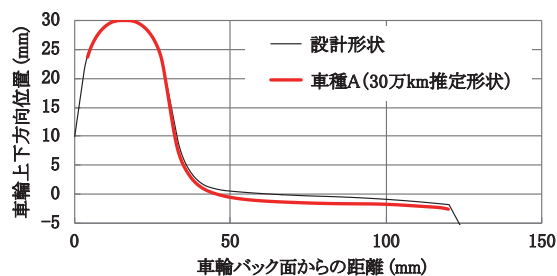


図 3 推定車輪形状 (車種 A)

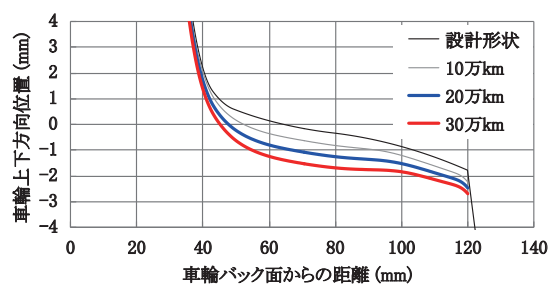


図 4 車種 A の踏面摩耗部

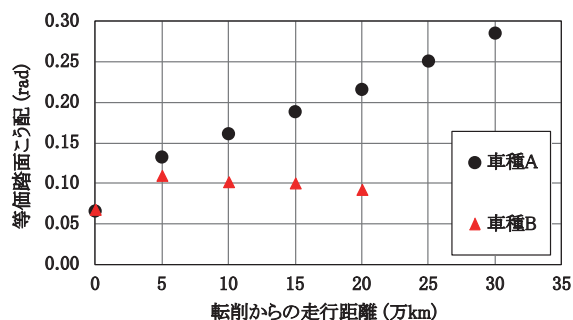


図 5 等価踏面こう配の算出結果

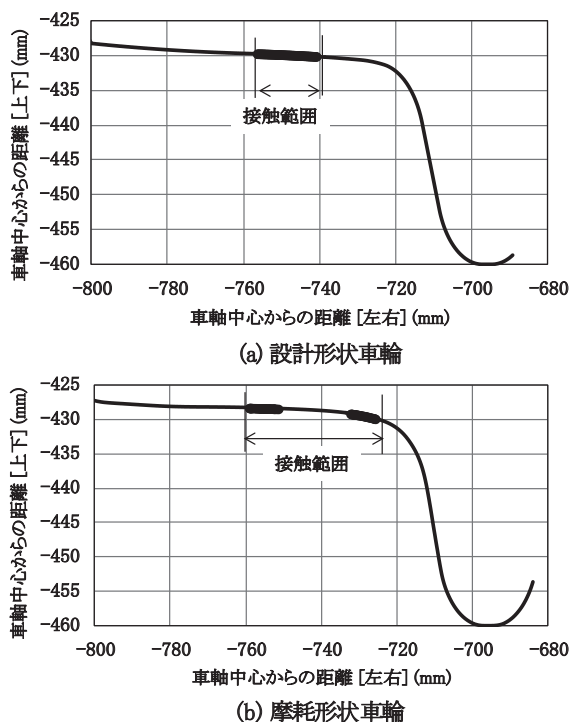


図6 輪軸±3mm変位時の接触範囲

4. 新レール頭頂面形状の検討

4.1 新レール頭頂面形状の設計と走行安定性の検討

新レール頭頂面形状（以下、「新断面」という）の設計に際し、任意の曲率半径を指定できるレール断面形状作成プログラムを試作し、候補断面を作成した。ここでは、3.1で示したように、敷設され摩耗したレールでは60kgレールの設計形状よりもレール頭頂面の曲率半径が小さくなっていることを考慮し、頭頂面半径を60kgレールの設計値（ $R=600\text{mm}$ ）から徐々に小さくし、候補断面を作成した。そして、各々の候補断面に対し、3.2での車輪断面形状の結果より推定した走行距離別の車輪摩耗形状を組み合わせ、等価踏面こう配を算出した。新断面の検討には、60kgレールと新幹線円弧踏面の組合せを基準とし、候補断面を変化させて相対評価を行った。

候補断面と車種別の車輪との等価踏面こう配を図7に示す。なお、候補断面は、GC側頭部上角部（ $R=13\text{mm}$ ）の形状は共通とし、頭頂面中央の曲率半径とその幅、 $R=13\text{mm}$ までの接続部の曲率半径を変化させて作成した。

車種Aでは、60kgレールの場合のみ、走行距離とともに等価踏面こう配が大きくなっている。車種Bでは、 $R=400\text{mm}$ 以上の断面で等価踏面こう配が大きい。ただし、車種Aと60kgレールの組み合わせと異なり、走行距離に伴って大きくなる傾向は見られない。どちらの車種でも、曲率半径が200mmと300mmでの断面ではほぼ同様の結果であり、走行距離の増加に伴う等価踏面こう配の変動は少ない。そこで、曲率半径を300mm以下として、候補断面をいくつか追加し、同様に等価踏

面こう配を求めた結果、等価踏面こう配の差は小さく、400mmや500mmで見られた等価踏面こう配の変動も微小であった。

以上の検討結果より、等価踏面こう配を小さくし、走行安定性を向上させるためには、レール頭頂面曲率半径を300mm以下とすることが望ましいと考えられる。更に300mm以下の領域では車輪の摩耗による等価踏面こう配の変化が少なく、現在敷設されている60kgレールの摩耗形状の曲率半径が $R=300\text{mm}$ 付近まで小さくなっていることや、在来線への適用を勘案すると、新たなレール頭頂面形状は $R=300\text{mm}$ の頭頂面曲率半径を持つ50kgNレールと同等としても差し支えないと考えられることから、これを新断面とした。

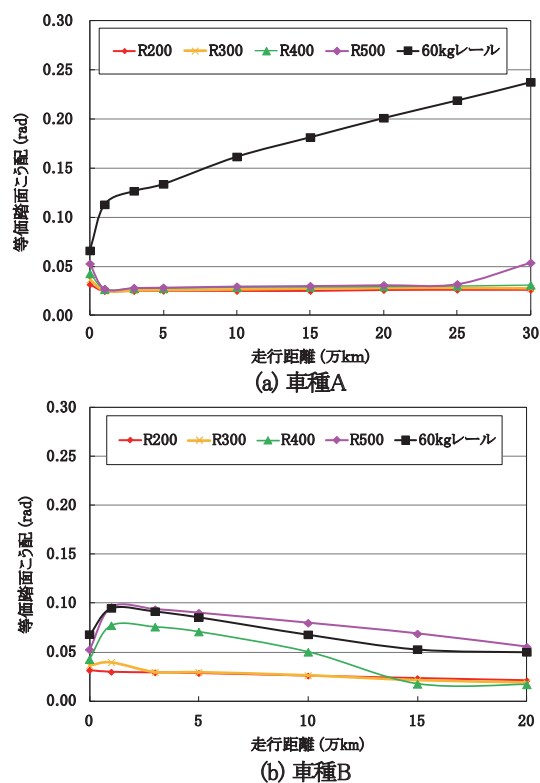


図7 候補断面と等価踏面こう配

4.2 走行安全性の検討

新断面を用いた時の走行安全性を検討するために、1両モデルの時刻歴シミュレーション⁵⁾を行った。車両は車種AのM車をモデルとし、軌道変位（通り変位）がある直線区間を走行した際の脱線係数と、軌道変位のない曲線を走行した際の脱線係数を求めた。図8に、用いた車両モデルと通り変位を示す。通り変位については、正弦波3波とし、振幅および波長を変化させた。

速度320km/h、直線区間の条件における軌道変位と脱線係数最大値の関係を図9、図10に示す。

60kgレールでは通り変位の波長が10mと15mの場合、その振幅が6mmを超えると脱線係数がほかの波長のときよりも大きく、この傾向は摩耗形状車輪の方が大きい。

一方、新断面レールでは波長 10m や 15m の場合の脱線係数は 60 kgレールの場合より小さいが、波長 40m や 50m の場合では脱線係数は 60kg レールより僅かに大きい。しかし、この条件での脱線係数は最大で 0.24 であり、走行安全性に問題はないと判断できる。

次に、曲線半径 4000m、カント 155mm の軌道変位の無い曲線での条件における、外軌側脱線係数を表 4 に示す。この表より、脱線係数に顕著な差が認められないことから、新幹線の高速走行区間においては、60kg レールと新断面レールでは、曲線通過性能の差は極めて小さいと考えられる。

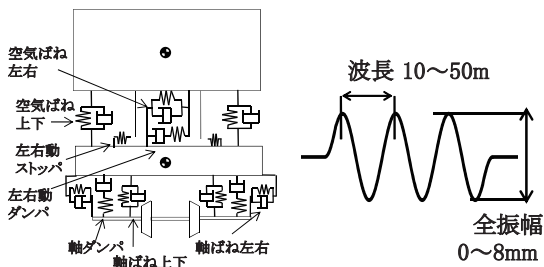
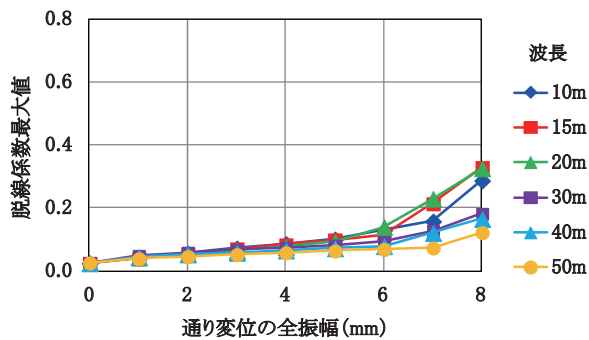


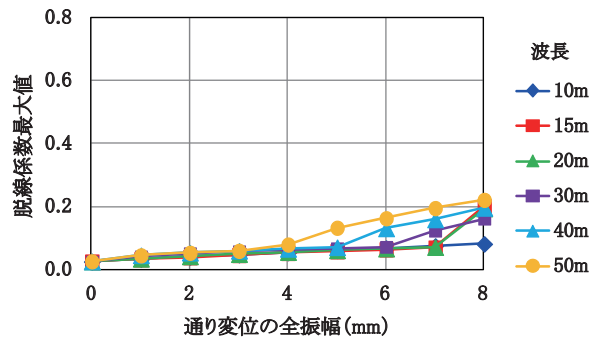
図 8 車両モデルと与えた通り変位

表 4 曲線通過時の脱線係数

車輪	レール	速度	
		275km/h	320km/h
設計形状	60kg	0.10	0.14
	新断面	0.09	0.16
摩耗形状 (30万 km 推定)	60kg	0.07	0.15
	新断面	0.09	0.16



(a) 60kgレール



(b) 新断面レール

図 9 軌道変位と脱線係数最大値の関係 (設計形状車輪)

5. 営業線における試験

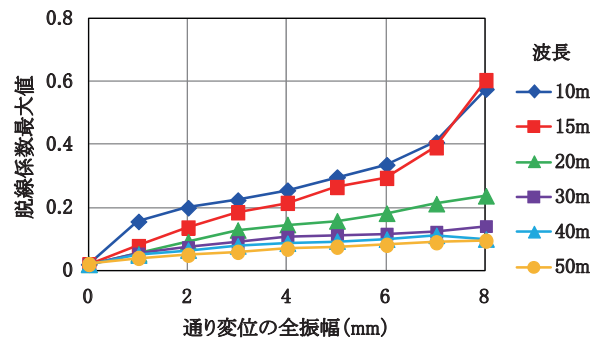
5.1 試験概要

設計した新断面が走行安定性に与える影響を検証するため、営業線のレール頭頂面の曲率半径が 300mm となるようにレール削正車で削正し、削正前後でレール断面測定と列車動揺測定を実施した。削正区間は直線、明かり区間とし、延長は 1,000m とした。レール削正には、レール頭頂面の金属疲労層除去を目的とした通常削正パターンを元に、試験区間の平均レール摩耗形状をレール頭頂面の曲率半径が 300mm となるよう調整した試験削正パターンを使用した。

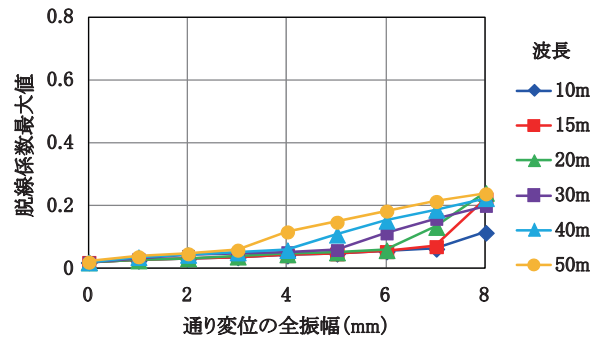
レール断面測定は、左右レールとも 50m 毎に行い、結果を平均化したものをレール平均形状とした。列車動揺測定は、車種 A で削正前後に実施し、車輪転削後の走行キロ約 30 万キロ程度の同一編成において、手動揺計を列車最後部の運転室内に設置して行った。

5.2 レール断面の変化

試験削正パターンで削正した後のレール頭頂面は、通常削正パターンより曲率半径が小さく、300mm に近い形状となっていることを確認した。図 11 に、直線区間を想定し、輪軸をまくらぎ方向に ± 3mm 変位させた場合における、レールと 30 万 km 推定の摩耗車輪の幾何学的な接触範囲を算出した結果を示す。レール削正前と



(a) 60kgレール



(b) 新断面レール

図 10 軌道変位と脱線係数最大値の関係 (摩耗形状車輪)

特集：軌道技術

比較し、試験削正後はレール頭部の中央付近で接触し、接触範囲がより狭いことがわかる。

図 12 に、削正前後のレール形状と車種 A の車輪を組み合わせて求めた等価踏面こう配を示す。削正後については走行距離が長くなっても等価踏面こう配の変化が小さい。削正前もレール頭頂面の曲率半径がレール設計形状より小さいため、削正前後における等価踏面こう配の差は小さいが、レール頭頂面の曲率半径を 300mm とすることで、等価踏面こう配およびその変化が小さくなることから、直線区間での走行安定性は高くなると考えられる。

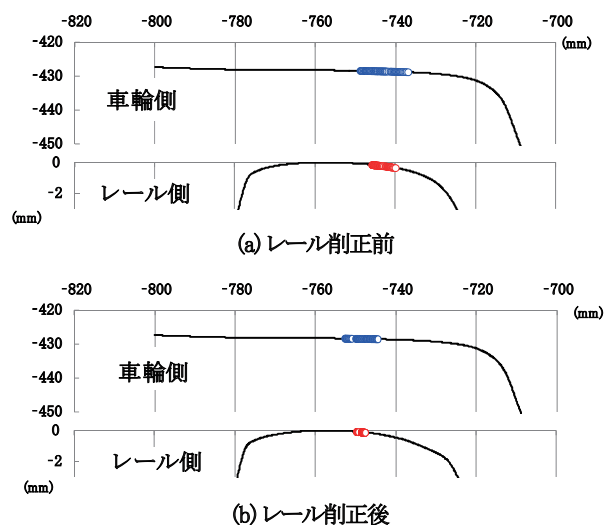


図 11 レールおよび車輪（30 万 km）の接触範囲

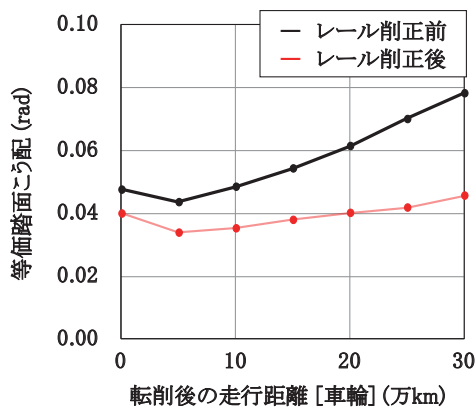


図 12 レール削正前後の等価踏面こう配

5.3 列車動揺の変化

図 13 に、レール削正区間における車体振動加速度（左右）のパワースペクトル密度（PSD）を示す。レール削正前後の振動加速度の差は小さいが、1Hz 以上のピーク値に着目すると、削正前と比較し 3～5Hz 付近のピークが低下した。レール削正以外の試験条件が同じであることから、この変化はレール断面形状変化によって等価踏面こう配が低下した影響である可能性が高い。また、車種 A の車両運動シミュレーション結果より予測された波長 50m（図 12 の速度域では約 1.3～1.6Hz に相当）

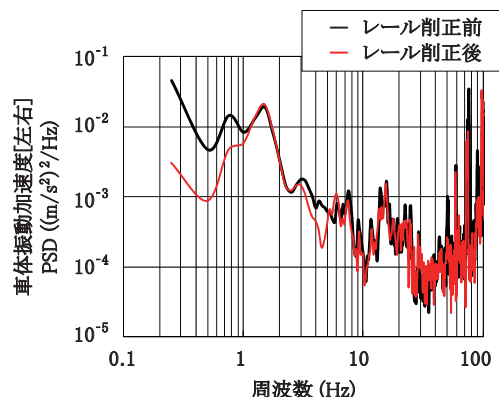


図 13 車体振動加速度（左右）のパワースペクトル密度付近でのピーク増加はみられなかった。これは、車種 A では動揺防止制御装置が作動しているため、この周波数帯域の左右動揺を抑制した可能性がある。

6. まとめ

新幹線の高速域における走行安定性向上のため、円弧踏面形状を考慮した新たなレール頭頂面形状を検討した結果、以下の知見が得られた。

- (1) レール・車輪形状の実態調査結果をもとに、新幹線円弧踏面に対して 60kg レールよりも走行安定性の高い、新たなレール頭頂面形状を設計した。設計した形状は、R=300mm の頭頂面曲率半径を持つ 50kgN レールと同等とした。この形状では、車輪が摩耗している場合においても等価踏面こう配がほぼ一定であり、走行安定性が高い。
- (2) 新レール頭頂面形状において、走行シミュレーションを実施した結果、60kg レールと比較して、直線区間における軌道変位に対する走行特性や、曲線通過性能の違いは小さく、頭頂面形状の変更に伴う走行安全性への影響は確認されなかった。

文献

- 1) 佐々木直樹：新断面レールの設計，鉄道技術研究報告 No.201，1961
- 2) 渡邊偲年，杉山享：60Kg レールと継目板の設計，鉄道技術研究所速報 No.68-163，1968
- 3) 2008/217/EC：Commission Decision of 20 December 2007 concerning a technical specification for interoperability relating to the infrastructure sub-system of the trans-European high-speed rail system，2008.3.
- 4) 芳賀昭弘：鉄道車両用車輪の摩耗傾向と寿命予測，日本機械学会誌，Vol.113，No.1094，2010
- 5) 佐藤栄作：鉄道車両用操舵機構付き独立車輪台車の運動力学に関する研究，鉄道総研報告 特別号，No.37，2000.4