

新幹線電車の車輪摩耗特性と走行振動*

(1/40 こう配の円すい踏面車輪の場合)

谷藤克也*¹, 咲山武司*²

The Characteristics of Wheel Wear in Shinkansen Electric Cars and its Effect to the Running Vibration (In Case of Conical Shaped Wheel with the Conicity of 1/40)

Katsuya TANIFUJI and Takeshi SAKUYAMA

In the long-term endurance test of Shinkansen electric cars at the speed of 240 km/h, the shape of wheels and vibration of cars were measured periodically. This test was continued up to the running distance nearly equal to the one until truck overhauling. From the data of wheel shape, the wear characteristics were analyzed, and its quantitative effects to the running vibrations were researched. As the result, following matters were made clear. (1) During the running distance until truck overhauling, the Riding Quality Level of lateral vibration grows 2~3 dB, because of the increased play between the flange and rail which is caused by the flange wear. (2) In case of the tested truck, that is the same type with one of commercial trains, the tread wear does not affect much to the running vibration. And it is indicated as one cause that the effective conicity γ_e differs little from the design value of 1/40 by the moving of contact point between the tread and rail.

Key Words: Railway, Vibration, Conical Shaped Wheel, Wear of Flange and Tread, Riding Quality Level, Shinkansen Electric Car, Long-Term Endurance Test

1. ま え が き

鉄道車両の車輪形状は走行特性を左右する重要な因子の一つであり、特に高速車両の走行安定性に大きな影響を及ぼしている。そのため新幹線電車では、車輪踏面ができるだけ正規の形状を維持するよう、定期的に踏面の研削が行われている。また、踏面形状とは別に、フランジの直立摩耗による車輪・レール間の遊間増大が走行振動を大きくする傾向も従来から認められている。しかし、これら車輪摩耗進展の実態およびそれらが走行振動に及ぼす影響については、いまだ定量的な把握が十分になされているとはいえない。

東北新幹線では、昭和60年3月から営業最高速度を210 km/hから240 km/hへ向上した。その際、車輪摩耗など台車部品の経時変化が走行特性に及ぼす影響は従前に増して大きくなるものと予想されたため、240 km/h営業運転の開始に先立ち、約1年にわたる長期耐久試験が実施された⁽¹⁾。ここでは、台車検査の

ほぼ1回帰相当距離の試験走行が行われ、その間、車輪摩耗と各種走行性能が定期的に追跡調査された。

本報では、240 km/h長期耐久試験のデータ分析により明らかにされた新幹線電車の車輪摩耗特性と、それらが走行振動、乗り心地に及ぼす影響について述べる。

2. 試験の概要

240 km/h長期耐久試験は、図1に示すように昭和58年9月から約1年間にわたり、東北新幹線の大宮・盛岡間で実施された。供試車両は6両編成の925形電気軌道総合試験車(S2編成)であり、基本の試験列車ダイヤは、大宮・盛岡間約465 kmを1日で1往復す

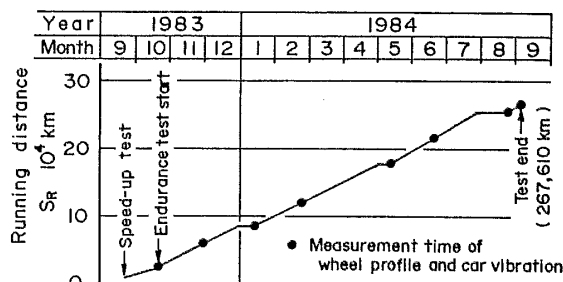


図1 長期耐久試験経過

* 昭和61年12月11日 第15回技術講演会において講演、原稿受付 昭和61年12月23日。

*¹ 正員、新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

*² 正員、JR東日本(株)仙台新幹線第二運転所(〒980 仙台市中央1-1-8)。

るものである。車輪としては、新幹線電車の標準形状であるこう配 1/40 の円すい踏面のものが使用されている (図 2 参照)。試験走行は、台車検査と呼ばれる台車のオーバホールまでの回帰走行距離 30×10^4 km (以下では 300 000 km のように記す) を目指して進められ、最終的には約 268 000 km の走行が行われた。この間、一般の営業車で実施している車輪踏面の定期研削を止め、車輪摩耗の進ちよくをそのまま継続させた。また、軌道については、通常の保守・整備が行われている。車輪形状および車両振動の測定は、走行距離約 30 000~60 000 km の間隔で行われた。

3. 測定と分析の方法

3.1 車輪形状 摩耗量を定量的に把握するためには、従来から行われている描写図からの読取りでは十分な精度とはいえない。そこで、車輪形状を電圧アナログ量として測定し、その場でデジタル値に変換して出力する装置を開発し⁽²⁾、データの精度向上を図った。車輪形状データは大形計算機に入力され、図 2 に示すような標準形状との比較描写図が出力される。また、図に示した以下の諸量分析のための演算が実行される。

- (1) フランジ摩耗量 W_F
- (2) フランジ角度 α_F
- (3) 踏面摩耗量 W_T
- (4) 踏面こう配 α_T
- (5) 踏面曲率半径 ρ_T

ここでは、供試編成 6 車両の全 48 車輪を分析の対象とした。

3.2 車体振動・乗り心地 車両の振動性能を把握するために、上下および左右方向の車体加速度を測定した。供試車両 6 両の全 12 台車位置のなかから、6 両各車の前位台車を含む計 8 台車位置上の車体床面で測定が行われた。なお本報では、車輪摩耗との関係に着目しているため、走行距離の影響を大きく受ける左右方向の振動⁽³⁾だけを取扱うことにし、各車両の前位

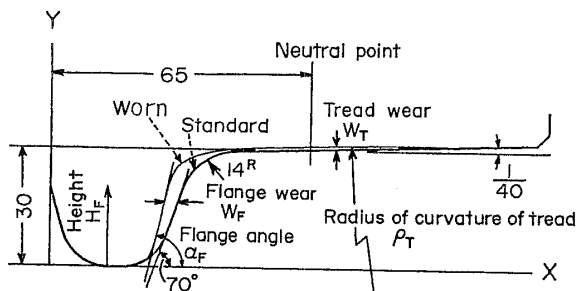


図 2 車輪形状と記号の説明

台車位置上の振動を主たる検討対象とした。また、FFT 処理に基づく乗り心地解析装置⁽⁴⁾を用いて、レコーダに収録した車体加速度データから乗り心地レベル L_T ⁽⁵⁾を求めた。

4. 車輪の摩耗特性

4.1 フランジ摩耗量 フランジの先端は、中点 (フランジ背面から横に 65 mm の位置: 図 2 参照) の踏面上 30 mm の高さにあるので、フランジ先端からの高さ H_F で 9~29 mm の範囲について、標準形状との横 (X 軸) 方向の差をフランジ摩耗量 W_F として求めた。図 3 は全 48 車輪のフランジ摩耗量 W_F の平均値である。当初に最も摩耗の大きいのは $H_F=23$ mm (中点位置の踏面上 7 mm) の位置であるが、走行距離 S_R の増加により次第にフランジ根元部のほうへ移動する。 S_R が 180 000 km を超えると $H_F=27$ mm 以上の範囲で摩耗量の急増傾向が見られるが、この H_F の範囲は踏面に近接するため、 W_F 算出の際に踏面摩耗 (Y 軸方向の摩耗) の影響が現れたものである。

ここでは、輪軸の左右変位増大に関連するフランジ摩耗量として、 H_F のどの位置で代表させるかが重要となる。車輪の形状を新幹線で使用される 60 kg レールの正規形状と重ね合わせてみた一例を図 4 に示す。フランジ部での接触位置は、正規形状 (新品) の車輪より、むしろ摩耗車輪のほうでフランジ先端に近づいていることがわかる。この重ね合わせの検討では、摩耗状態でのフランジとレールの接触位置は、 $H_F=21$ mm の付近にあることが推定された。そこで、以下の検討では、輪軸の左右動に関連するフランジ遊間の増加量として、 $H_F=21$ mm 位置の値 δ により代表させることにする。

なお、図 3 に示す破線は中点の踏面上高さ 10 mm における摩耗量で、踏面摩耗量 W_T (図 9 参照) を

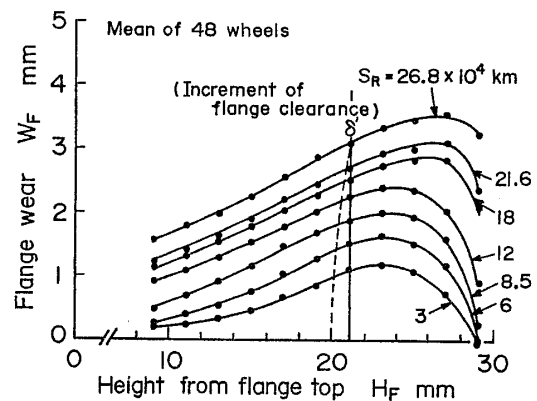


図 3 フランジ部の摩耗傾向

考慮したものに相当するが、これは、従来のフランジ厚さ測定器で測られる値である。すなわち、摩耗状態でのフランジ遊間増大量 δ は、フランジ厚さ測定器で求められる摩耗量にほぼ一致する。

図5はフランジ遊間増大量 δ を輪軸ごとに比較したものである。車両および輪軸位置による差が認められるが、走行距離の伸長に対し、その差は輪軸位置によるもののほうがより顕著になっている。すなわち、同一車両内の外側(1および4位)輪軸の δ が内側(2および3位)輪軸のものよりも大きい。この傾向は、新幹線電車のフランジ摩耗が急曲線区間の通過に関連することを示すものの一つである。

次に、走行距離 S_R に対する δ の変化を全24輪軸の平均 δ と車両の外側および内側各12輪軸の平均 δ_{out} , δ_{in} により整理した結果を図6に示す。268 000 km 走行時点では、平均で約0.7 mm だけ外側軸のほ

うが摩耗は大きい。また、標準偏差 σ から、 δ のばらつきが比較的大きいことも示される。このばらつきには、上記 δ_{out} と δ_{in} の差だけではなく、右側と左側の車輪による差、車両による差も寄与している。車両によるばらつきには、車両の質量、編成位置などの影響が考えられるが、いわゆる台車の個体差とみなされるものも少なからず含まれている。

4.2 フランジ角度 ここでは、フランジ部の最大角度でフランジ角度を代表させる。走行距離 S_R の伸長に対する全48車輪の平均フランジ角度 α_F の変化としては、図7に示すように、 $S_R=60\ 000$ km までに設計値 70° から 76° へ急増し、その後、緩やかに $77\sim 78^\circ$ まで増大する。また、標準偏差 σ は小さな値であり、フランジ角度には車輪によるばらつきの小さいことが示される。

4.3 踏面摩耗量 フランジ背面から横方向に距離 $X=45\sim 105$ mm の範囲で、こう配 $\alpha_T=1/40$ の踏面部の摩耗 W_T が進む状況をまとめ、図8に示す。図の横軸を $1/40$ 相当だけ傾け、車軸中心線に対する摩耗形状のこう配を把握しやすい形にした。摩耗の大きいのは、 $X=55\sim 85$ mm 範囲であり、ここでのレールとの接触機会の多いことが示される。この範囲には車

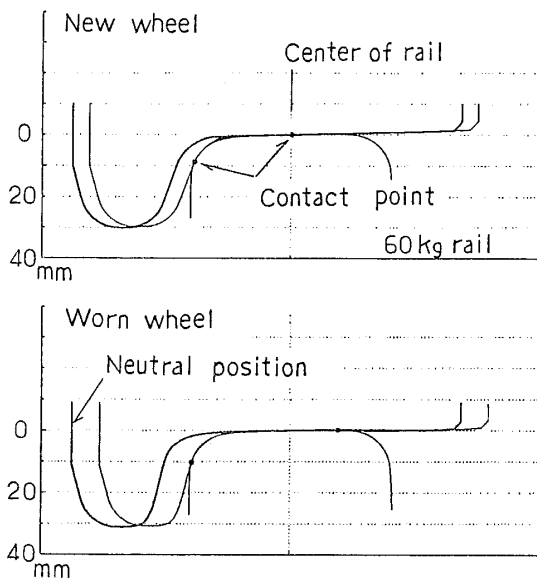


図4 車輪フランジとレールの接触点位置

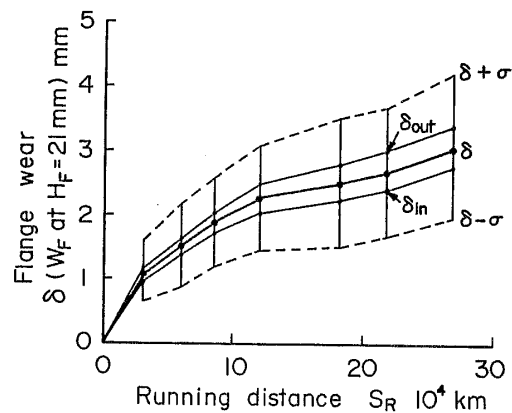


図6 フランジ摩耗と走行距離

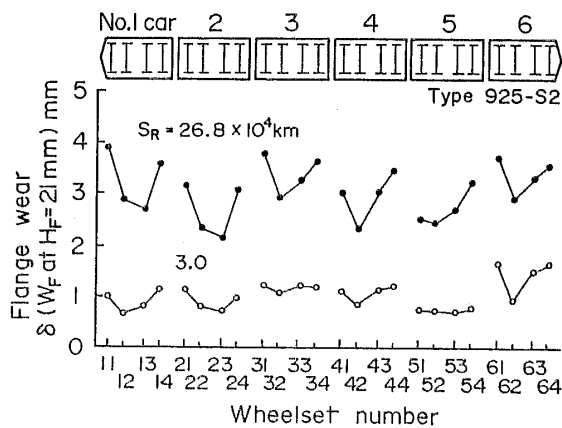


図5 輪軸位置によるフランジ摩耗の比較

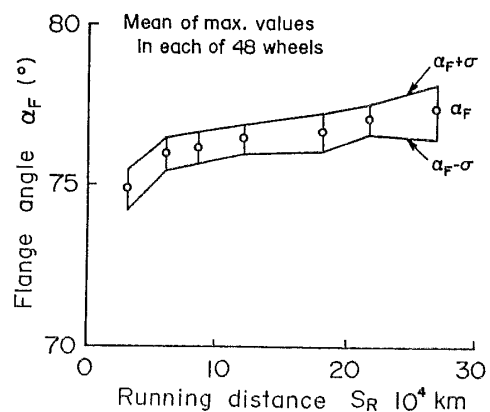


図7 フランジ角度と走行距離

輪中点 ($X=65$ mm), レール中心 (輪軸中立位置で $X=70$ mm)が含まれている。この範囲での摩耗は走行距離 S_R の伸長に対し、同様の傾向で推移している。

S_R の伸長に対する中点位置における平均摩耗量 (W_T)_N の変化を図9に示す。(W_T)_N は走行距離にほぼ比例して増大しているが、途中で踏面研削を行わなければ、台車検査の回帰走行距離 $S_R=300\ 000$ kmで約1.2 mmになるものと予測される。また、標準偏差 σ からは、踏面摩耗量の車輪による差は小さいことが示される。

4.4 踏面こう配 踏面のこう配を中点位置 (α_T)_N および中点の ± 10 mm 範囲の平均 (α_T)_{N ± 10} で求めた。それらの走行距離 S_R に対する変化を図10の上図に示す。中点位置のこう配 (α_T)_N はほぼ1/40を保っている。図8で示したように $X=45\sim 105$ mm の範囲で踏面は凹磨の状態となるため、踏面こう配は中点よりフランジ寄りでは1/40より大きく、反フランジ寄りでは1/40より小さくなっている。また、 S_R がほぼ120 000 kmを超えると、 $X=45\sim 85$ mm の範囲では踏面の摩耗が平行的に進んで (摩耗量として同程度になる) おり、こう配としての変化は小さいものと推定される。一方、 $X=85\sim 95$ mm では、 S_R が約180 000 km付近でこう配が零 (車軸中心に平行) になり、さらには負のこう配が現れる。(図14参照)

一方、中点 ± 10 mm の範囲の平均こう配は中点位置よりわずかに (0.001~0.002 rad) 高くなっており、その差は走行距離が短い時点で大きい。

4.5 踏面曲率 図10の下図は中点位置の曲率半径 (ρ_T)_N および中点の ± 10 mm 範囲の平均曲率半径 (ρ_T)_{N ± 10} について、走行距離 S_R に対する変化を示している。それぞれ S_R が120 000 kmを超えるまで増加の傾向を示し、その後ほぼ一定の値になる。その

値を曲率半径 ρ_T に換算すると、中点で約1200 mm, また中点 ± 10 mm の平均では約900 mmになる。

5. 走行振動との関係

5.1 フランジ摩耗と走行振動 車両の振動は乗り心地として評価することができる。そこで、ここでは走行振動から乗り心地レベル L_T を求め、フランジ摩耗の代表値である遊間増大量 δ との関係としてまとめた。図11に示されるデータは6車両の各前位台車位置における L_T の平均値である。これらのデータは、東北新幹線の四つの区間 A, B, C, D においてそれぞれ下り列車と上り列車で測定したものである。各区間の長さは10 kmを原則としており、BおよびCはスラブ軌道の区間、AおよびDはバラスト軌道を主体とした区間である。

図11に示すように、変化量に差はあるものの、8ケースすべてにおいて δ に比例した L_T の増大傾向が認められる。最も L_T の増大が大きいのはB区間の上り

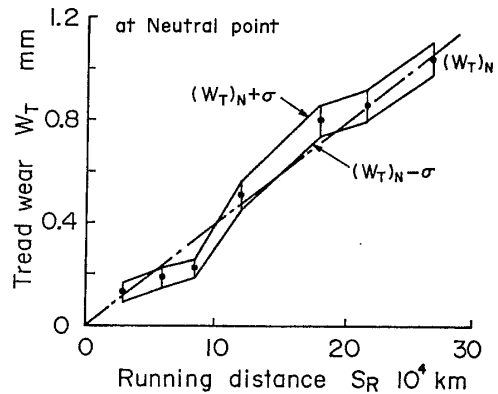


図9 踏面摩耗と走行距離

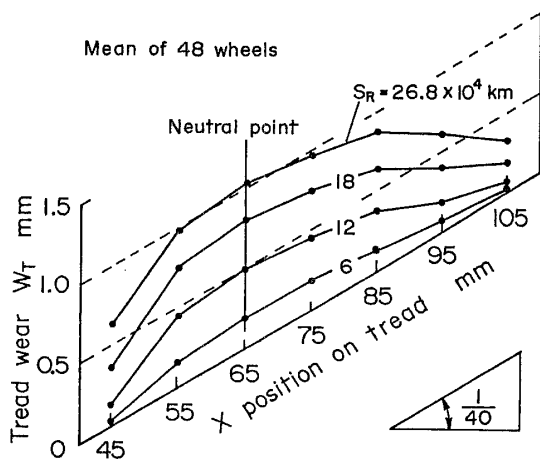


図8 踏面部の摩耗傾向

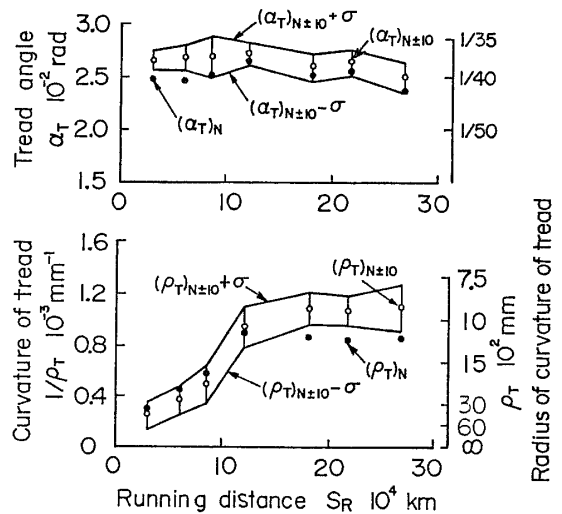


図10 踏面こう配・曲率と走行距離

列車の場合であり、 δ の2mmの増加により L_T は3dB強の増大となる。これを振動加速度実効値に直せば、約40%もの増加に相当する。

このような実効値の増加がどのような振動数成分によるものかを調べるため、オクターブバンドによる振動数帯域別にまとめたのが図12である。各帯域のなかでは、中心振動数 f_c が1Hzの帯域だけが明らかな実効値の増大傾向を示している。また、 $f_c=2$ Hzの帯域でも、ケースによって増大するものが認められる。その他の帯域には δ による実効値の有意な変化は現れない。すなわち、 $f_c=1$ および2Hzの帯域はもともと加速度実効値が他よりも大きい帯域であり、そこには

フランジとレールの遊間いっばいに輪軸を横移動させる振動モードが存在する。そして δ の増大により、これがさらに振幅を大きくすることを示している。この振動モードとしては、現車で最も卓越する車体ヨーイングが考えられる。

5.2 踏面摩耗と走行変動 踏面摩耗のなかで走行振動に影響を及ぼす主な因子はこう配 α_T と曲率 $1/\rho_T$ である。台車の蛇行動波長は車輪・レール間の有効こう配 γ_e に依存する。接触点付近における車輪踏面とレール断面の形状が円弧で近似できる場合、 γ_e は便宜的に次式で求められる⁽⁶⁾。

$$\gamma_e = \alpha_T / (1 - \rho_R / \rho_T) \dots\dots\dots (5.1)$$

ここに、 ρ_R はレール頭頂面の曲率半径である。 $\rho_R = 600$ mmとし、図10に示した摩耗时点での車輪踏面曲率半径 ρ_T [$(\rho_T)_{N \pm 10} \approx 900$ mm]と踏面こう配 α_T [$(\alpha_T)_{N \pm 10} \approx 1/40$]を代入すると、中正点の ± 10 mm範囲の平均では、摩耗时点の γ_e が正規形状の場合の1/40から約1/13にまで増大する可能性を示す。その場合、二軸蛇行動波長 S_2 ⁽⁶⁾は、

$$S_2 = 2\pi\sqrt{(br/\gamma_e)[1+(a/b)^2]} \dots\dots\dots (5.2)$$

により、正規形状の45mから26mまで減少することになる。ここに、 b は車輪・レール接触点の左右間隔の半分(=0.75m)、 r は接触点における車輪の転動半径(=0.455m)、 a は台車内輪軸間距離の半分(=1.25m)である。走行速度を235km/hとすれば、この蛇行動波長により生ずる振動数は1.4Hzから2.5Hzへ変化することになり、これらの振動数成分の大きさに変化を生ずることが予想される。

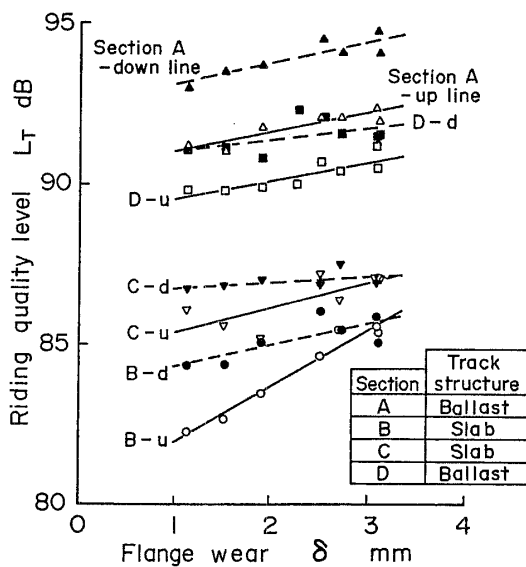


図11 乗り心地レベルとフランジ摩耗

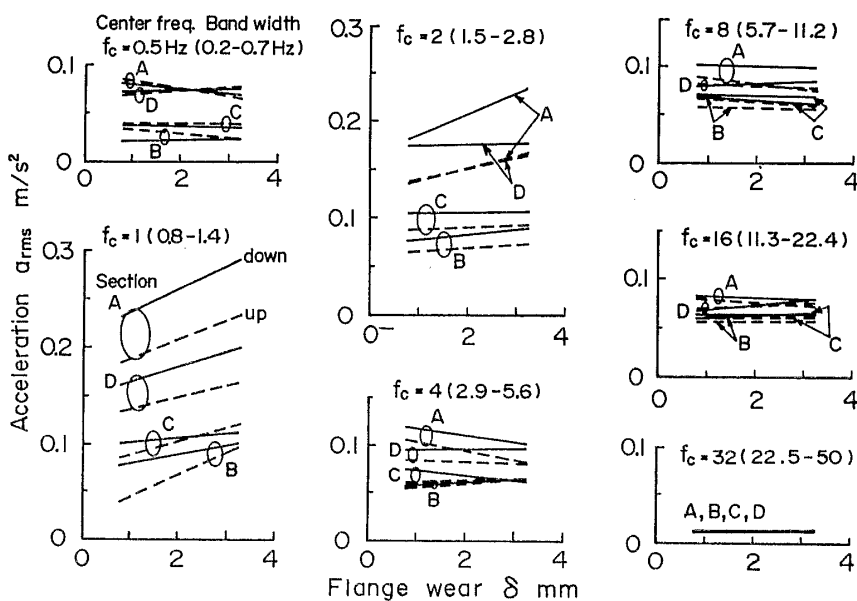


図12 帯域別車体振動実効値とフランジ摩耗

しかし、現車で測定した車体左右振動では、卓越成分の振動数にほとんど変化は認められていない。図 13 にその代表例をパワースペクトル密度 p_{xx} により示す。試験初期の 30 000 km 走行時と最終 268 000 km 走行時を比較したものである。顕著な違いは、車体ヨーイングのモードである約 1.3 Hz の卓越振動数成分がさらに大きく増加していることと、1.7~3 Hz の範囲でわずかに増加の傾向が認められることである。前者については、5・1 節で述べたフランジ摩耗の効果として説明されるものである。また、後者の増加傾向については、走行区間によっては現れない場合もあ

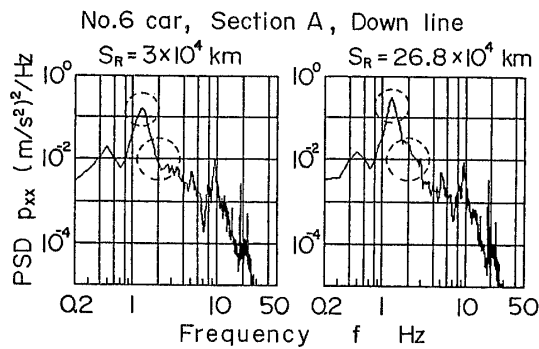


図 13 車体振動パワースペクトル密度の一例

る。このような現車の走行振動の実態により、標準形状の車輪を装備した現行台車の場合、台車検査回帰走行距離の間の踏面摩耗としては、走行振動・安定性に対し支配的影響を及ぼすには至っていないことが示される。

この理由の一つとして、レールとの接触点位置が車輪踏面の摩耗により中正点近傍から外れていることが考えられる。摩耗形状の車輪と正規の 60 kg レールとの輪軸中立位置における接触点 (X_c)、およびそこでの踏面曲率 $1/\rho_T$ を分析した一例を図 14 に示す。接触点 (○印) については、輪軸のロールを無視し、車輪踏面とレール頭頂面とがそのこう配の等しい点で接するものとして求めている。図示されるように、接触点は正規形状における $X_c = 70$ mm (輪軸中立位置でのレール中心：図 4 の上図参照) の位置から反フランジ側にずれ、そこでの踏面こう配は中正点近傍での値よりも小さい。この接触点での各特性値を全車輪についてまとめたのが図 15 である。平均的には、摩耗により接触点が移動し、少なくとも輪軸中立位置では有効こう配 γ_e がほぼ 1/40 に近い値に留まっている。したがって、この接触点の近傍では蛇行動波長 S_2 は 45 m に保たれることが示される。ただし、実際のレール頭頂面がすべての区間で正規の形状を維持しているとは限らないし、また、輪軸もレールに対して常に中立位置の近

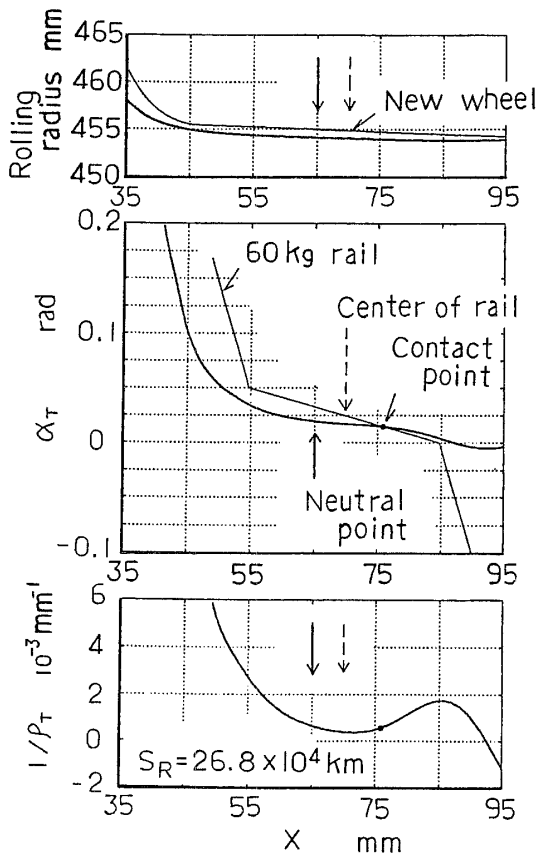


図 14 摩耗車輪と 60 kg レールの接触点の分析例

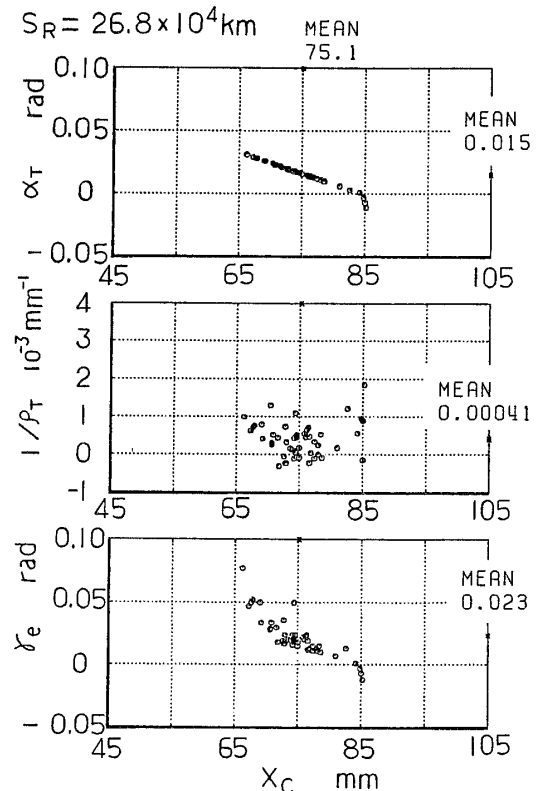


図 15 摩耗車輪の接触点の特性

傍にあるわけではない。図 13 に示した、1.7~3 Hz の範囲の P_{Lx} の変化には、そのような車輪・レール接触状況の区間による違いが微妙に影響していることも考えられる。

6. ま と め

東北新幹線 240 km/h 長期耐久試験の測定データ分析により、新幹線電車の車輪摩耗傾向とそれらが走行振動に及ぼす影響を定量的に把握することができた。

その結果、台車検査回帰走行 km における乗り心地レベルは、中心振動数 1 Hz および 2 Hz の帯域の成分増大により全車平均で 2~3 dB の増加になり、そこにはフランジ摩耗による遊間増大がより強い影響を及ぼすことが示された。

また、1/40 こう配の標準踏面車輪を装備した現行台車の場合、台車検査回帰走行距離での踏面摩耗は走行振動と安定性に支配的影響を及ぼすには至らない範囲に留まることを明らかにし、そこに車輪・レール間の接触位置の移動が関連していることを示した。

しかし、摩耗車輪では、輪軸の横移動による接触点

の移動がより大きくなると考えられるので、この場合の接触点の動きとそこでの γ_e の影響については、さらに詳細な分析を要する問題であり、今後の研究課題とする。

終わりにあたり、本報の分析データを得た上記現車試験が国鉄の多くの関係機関の協力のもとに実施されたことを記し、本社技術計画室はじめ関係の各位に謝意を表す。また、研究を進めるに際しご指導、ご協力をいただいた鉄研車両運動研究室 三芳功達前室長、元同研究室 楠根慶二氏に謝意を表す。なお、本研究は著者らが国鉄在職中に行ったものである。

文 献

- (1) 須田, 交通技術, 40-8(昭60), 6.
- (2) 三芳・谷藤・楠根・森, 鉄道技術研究所速報, A 85-108(昭60), 1.
- (3) 谷藤, 機論, 53-485, C(昭62), 92.
- (4) 谷藤, 機論, 52-481, C(昭61), 2405.
- (5) 三芳, 鉄道技術研究資料, 38-3(昭58), 127.
- (6) 丸山・景山編, 鉄道工学, (昭56), 128, 丸善.